



Université  
de Toulouse

# THÈSE

**En vue de l'obtention du  
DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE**

**Délivré par :**  
Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse)

**Discipline ou spécialité :**  
Energétique et Transferts

---

**Présentée et soutenue par :**  
François Veynandt  
**le :** 1er Décembre 2011

**Titre :**  
Cogénération héliothermodynamique  
avec concentrateur linéaire de Fresnel :  
modélisation de l'ensemble du procédé

---

**JURY**  
Pr. Souad Harmand (Université Valenciennes),  
Pr. Georges Le Palec, (Université Marseille),  
Dr. Bernard Thonon (CEA), Pr. Richard Fournier (LaPLACE),  
M. Frédéric Siros (EDF R&D EFES),  
Dr. Jean-Jacques Bézian (RAPSODEE), Pr. Pascal Stouffs (LaTEP),

---

**Ecole doctorale :**  
Mécanique, Energétique, Génie civil et Procédés (MEGeP)

**Unité de recherche :**  
Université de Toulouse; Mines Albi; CNRS; Centre RAPSODEE

**Directeur(s) de Thèse :**  
Dr. Jean-Jacques Bézian, Pr. Pascal Stouffs,

**Rapporteurs :**  
Pr. Souad Harmand (Université Valenciennes),  
Pr. Georges Le Palec, (Université Marseille),

**Doctorat de l'Université de Toulouse**  
délivré par l'**Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse)**  
**Ecole doctorale MEGeP**  
spécialité : **Energétique et Transferts**  
présentée et soutenue par **François Veynandt**  
le : **1er Décembre 2011**

**Laboratoire :** Université de Toulouse ; Mines Albi ; CNRS ; Centre RAPSODEE  
Campus Jarlard, Route de Teillet - 81013 ALBI CT CEDEX 09 - FRANCE

**Titre : Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel : modélisation de l'ensemble du procédé**

**Résumé :** Le concentrateur à réflecteur linéaire de Fresnel (LFR) est une technologie solaire thermodynamique en plein essor : petites applications industrielles (chaleur, froid, électricité) à centrales électriques (10-100 MWel).

Ce travail de thèse établit un modèle global du procédé solaire, en régime permanent, pour un pré-dimensionnement du système. Le modèle comprend trois parties chaînées : (i) les transferts radiatifs dans le concentrateur optique, modélisés précisément par une méthode de Monte Carlo (environnement EDStar) ; (ii) les transferts thermiques dans le récepteur, évalués analytiquement (puissances, températures) ; (iii) le cycle thermodynamique, avec Thermoptim.

L'application étudiée couple un concentrateur LFR à un moteur Ericsson. L'air est fluide caloporteur et de travail. Un prototype est en construction. L'hybridation et le stockage thermique sont des options clés. Un modèle systémique permettrait d'optimiser l'opération du procédé, en étudiant son comportement dynamique.

**Mots clés :** Solaire Thermodynamique, Concentrateur linéaire à miroir de Fresnel, Rayonnement, Transferts thermiques, Cogénération, Modélisation numérique

**Title : Cogeneration with Linear Fresnel Reflector based Solar Concentrator : modelling of the whole process**

**Abstract:** Linear Fresnel Reflector (LFR) is a promising Concentrating Solar Power technology. Research is booming and industrial applications are emerging. Applications range from small production units (heat, cold, electricity) to utility scale power plants (several tenths of MW).

This PhD work establishes a global model of the solar process, in order to improve our knowledge of the system's performances. It is a static model suited for a pre-design of the system.

The model is chaining three parts. Radiative heat transfer in the optical concentrator is modelled by Monte Carlo statistical Method. The algorithm enables a detailed study of any geometrical configuration, especially through absorbed power flux maps on the receiver. The simulation tool is using the environment of development EDStar. The thermal model calculates analytically the useful thermal power, losses and temperature profiles along the receiver (glass cover, fluid, pipe...). The thermodynamic cycle is simulated analytically using the software Thermoptim.

The studied application uses air as heat transfer and working fluid. Air directly feeds an Ericsson engine. The engine developed by LaTEP laboratory is promising for small scale cogeneration (1 to several tenths of kWel). The prototype Linear Fresnel Reflector built in Ecole des Mines d'Albi will enable experimental study of a solar process coupling an LFR concentrator and an Ericsson engine.

The technology under study can feed a power plant or a cogeneration system in the industry, producing electricity and heat at 100 to 250°C. Hybridisation with an other energy source (biomass, gas...) and thermal storage (molten salt?) are key features to investigate. To optimise the operating strategy of the process, dynamic behaviour must be studied: a systemic or agent based model is a very relevant approach.

**Keywords:** Concentrating Solar Power, Linear Fresnel Reflector, Radiative heat transfer, Thermal transfer, Combined Heat and Power, Numerical modelling



Cogénération héliothermodynamique  
avec concentrateur linéaire de Fresnel :  
modélisation de l'ensemble du procédé

—

Mémoire de thèse de doctorat

François Veynandt  
*Doctorant* RAPSODEE, Mines Albi  
2009-2012

*Directeur de thèse :*  
Jean-Jacques Bézian, RAPSODEE Mines Albi  
*Co-directeur de thèse :*  
Pascal Stouffs, LaTEP, Université de Pau  
*Partenaire industriel :*  
Philippe Lefèvre, EDF R&D EFES  
Frédéric Siros, EDF R&D EFES

*Collaborateurs techniques :*  
Jean-Claude Poussin, Ecole des Mines d'Albi  
Denis Marty, idem  
Mickael Ribeiro, idem  
*Collaborateurs scientifiques :*  
Mouna El Hafi, RAPSODEE  
Michel Falempe, RAPSODEE et Université Albi  
Abhik Ghatuary, IIT Karaghpur, Inde  
Markus Kläsle, Université Dresde, Allemagne  
Can Serkan Ibrahimoglu, Master EUREC, Turquie  
Edison Guevara, Master EUREC, Venezuela

Jury :  
Pr. Souad Harmand, Université Valenciennes, Rapporteuse  
Pr. Georges Le Palec, Université Marseille, Rapporteur  
Pr. Richard Fournier, LAPLACE, Université Toulouse  
Dr. Bernard Thonon, CEA  
M. Frédéric Siros,  
Pr. Pascal Stouffs,  
Dr. Jean-Jacques Bézian.

7 janvier 2012



# Remerciements

Je tiens à remercier particulièrement mes encadrants pour leur suivi régulier et leurs conseils : Jean-Jacques Bézian, Pascal Stouffs, Frédéric Siros et Philippe Lefèvre. J'apprécie leur expertise et leur humanité. Merci pour la confiance qu'ils m'ont accordée tout au long de ce travail.

Merci aussi à mes collègues, éminents scientifiques, pour leur disponibilité et leur aide précieuse : Richard Fournier, Mouna El Hafi, Stéphane Blanco et aussi Michel Falemppe, Benjamin Piaud, Vincent Eymet, Maxime Perier-Muzet.

Ce fut également un plaisir de travailler avec l'équipe technique pour la réalisation du prototype de concentrateur : Jean-Claude Poussin, Denis Marty, Mickael Ribeiro, Bernard Auduc et aussi Georges Nepsinsky.

Merci aux stagiaires que j'ai encadrés pour le travail accompli sur le prototype, leurs qualités humaines et leur motivation : Abhik Ghatuary, Markus Kläsle, Serkan Ibrahimoglu et Edison Guevara.

Tous les collègues, d'Albi et d'ailleurs, pour le bon environnement de travail et l'ambiance agréable, notamment ceux proches de mon sujet : Germain Baud, Jérémie De la Torre, Olivier Farges, Jérémie Dauchet.

Mes amis, ma famille, en particulier mes parents et mes deux soeurs : leur soutien a bien compté !

Et un remerciement spécial pour le financement d'EDF, qui a permis à cette étude de s'effectuer dans de bonnes conditions matérielles.

# Résumé

La technologie de concentrateur à miroir linéaire de Fresnel est encore jeune. Elle est intéressante pour sa simplicité et son faible coût relativement au concentrateur cylindro-parabolique. Actuellement, des travaux d'optimisation de la géométrie du concentrateur à miroir linéaire de Fresnel et surtout de son récepteur sont en cours. Le récepteur, qui permet de collecter l'énergie solaire concentrée avec un fluide caloporteur, est un élément clé du procédé. Différents développements existent de par le monde. D'une part, les acteurs principaux de la filière à réflecteur linéaire de Fresnel sont au nombre de six. Quatre d'entre eux visent principalement la production d'électricité à grande échelle. Les deux autres s'intéressent plus particulièrement aux petites et moyennes puissances et aux applications de cogénération. D'autre part, ces dernières années, plusieurs équipes de recherche et entreprises se lancent également dans le développement d'une technologie à réflecteur linéaire de Fresnel.

Le présent travail adopte une approche globale du procédé solaire thermodynamique. La modélisation de l'ensemble du procédé vise à mieux connaître les performances du système dans son ensemble. Le dimensionnement du système peut ainsi être optimisé en tenant compte de tous les éléments du procédé. Le modèle proposé ici est pensé en régime permanent et peut être utilisé pour une simulation quasi-stationnaire. Il permet donc un bon prédimensionnement du système sans étudier les effets dynamiques (variation brusque de l'ensoleillement, mise en route, arrêt).

Pour la modélisation des transferts radiatifs dans le concentrateur optique, nous utilisons une méthode de lancé de rayon. Nous faisons appel à une méthode statistique de Monte Carlo. L'algorithme développé pour les concentrateurs linéaires de Fresnel prend en compte les différentes géométries que l'on peut imaginer : miroirs réfléchissants de différentes formes, vitrage transparent, tube absorbeur avec leurs propriétés optiques. L'algorithme calcule notamment des cartes de densités de flux reçus sur le récepteur absorbant. L'outil de simulation optique est basé sur l'environnement de développement ED-Star, développé par l'équipe de recherche StarWest, dont fait partie notre laboratoire RAPSODEE. L'algorithme de Monte Carlo est associé à un outil de synthèse d'image, qui permet de traiter des géométries complexes efficacement.

La répartition du flux solaire incident absorbé est ensuite utilisée par le modèle thermique. Le bilan thermique du récepteur est résolu de manière analytique. Il permet d'évaluer la puissance thermique extraite du concentrateur et de fournir le profil de température des éléments le long du récepteur (vitre, fluide, tube...). Il tient compte de toutes les pertes thermiques (convectives et radiatives). Différents fluides caloporteurs peuvent être étudiés. Dans le cadre spécifique de ce travail, nous nous intéressons à l'air, qui permet d'alimenter directement un moteur Ericsson.

Le modèle thermodynamique étudié représente le cas du moteur Ericsson, qui fonctionne suivant le cycle de Joule. Notre partenaire LaTEP, de l'Université de Pau, développe ce type de moteur spécialement pour des applications solaires. Ce moteur est particulièrement pertinent pour des puissances de 1 à quelques dizaines de  $kW_{el}$ . Le cycle de Joule avec des rapports de pression de 2 à 3 pour l'air et l'utilisation d'un régénérateur donne de bonnes performances. La basse pression

permet de conserver un coût faible de l'installation aéraulique. Nous utilisons, pour les simulations thermodynamiques, le progiciel Thermoptim développé à l'école des Mines de Paris.

Le chaînage des trois parties du modèle permettent de calculer les propriétés de tout le procédé solaire. En particulier, le rendement global de l'énergie solaire à l'électricité est calculé. Deux applications sont étudiées pour illustrer les possibilités du modèle : un procédé avec moteur Ericsson et un avec une turbine à vapeur.

Le prototype de concentrateur à miroir linéaire de Fresnel construit à l'Ecole des Mines d'Albi en parallèle de cette thèse, a été développé avec pour principale application, l'alimentation d'un moteur Ericsson. À l'heure où ce rapport est écrit, un premier module de  $3\text{ m}^2$  est monté. Des tests sont en cours, pour évaluer les performances thermiques et optiques du système. Pour atteindre la puissance requise à l'application visée, deux modules supplémentaires sont en cours de fabrication. Ils porteront la surface de miroirs à  $9\text{ m}^2$ .

D'autres applications potentielles de la technologie étudiée touchent au secteur du bâtiment. Le concentrateur solaire est peu adapté pour le chauffage de bâtiments, du fait de la mauvaise adéquation de la ressource solaire avec le besoin en chauffage. Mais il peut avantageusement alimenter un système de cogénération dans l'industrie, en température moyenne de 100 à 250°C. Un cycle thermodynamique permet alors de produire de l'électricité et la chaleur résiduelle est valorisée dans le procédé industriel. L'hybridation avec une autre source d'énergie (biomasse, gaz...) et le stockage thermique sont également des options particulièrement intéressantes. L'étude dynamique des systèmes devient alors nécessaire pour optimiser la stratégie d'opération du procédé. Un modèle systémique serait très pertinent pour l'étude du comportement des systèmes en fonctionnement.

# Summary

Linear Fresnel Reflector based concentrator is still a young technology. It draws interest for its simplicity and low cost relatively to parabolic trough technology. Optimisation of the concentrator's geometry and most of all of the receiver is undergoing. The receiver is a key element of the process: it collects the concentrated solar flux with a heat transfer fluid. Different systems exist around the world. On the one hand, there are six main players in Linear Fresnel Reflector market. Four aim mainly at utility scale power production, whereas the two others focus more on small and medium scale industrial processes and cogeneration units. On the other hand, in the last few years several research teams and companies have started the development of Linear Fresnel Reflector based technologies.

The present work adopts a global approach of the thermal solar process. Modelling the entire process enables a better understanding of the entire system's performances. The system design and sizing can thus be optimised taking into account all the process elements. The proposed model is suitable for steady-state and quasi steady-state simulation. As such it enables good pre-design studies, not taking into account dynamic effects (strong variations of insolation, start-up and shut-down).

Radiative heat transfer modelling in the optical concentrator is based on a ray tracing method: a statistical Monte Carlo Method. The algorithm developed for Linear Fresnel concentrators takes into account most common geometrical configurations: reflective mirrors of varying shapes, transparent glass cover, absorber tube with respective optical properties. The algorithm calculates especially maps of flux density received on the absorbing surface. The simulation tool is based on the coding environment EDStar developed by the research team StarWest, including RAPSODEE laboratory, Ecole des Mines d'Albi, where this study takes place. Statistical Monte Carlo method is used in combination with a rendering tool to deal efficiently with complex geometries.

The incident solar flux distribution is then used in the thermal model. The thermal balance of the receiver is solved analytically. The model estimates thermal energy extracted from the concentrator, temperature profiles of the elements along the receiver (glass cover, fluid, pipe...). All thermal losses are taken into account (convective and radiative). Among possible heat transfer fluids, air is studied in particular. Indeed it can be used directly as a working fluid in an Ericsson engine.

The studied thermodynamic cycle represents the Ericsson engine, which operates on Joule cycle. The partner laboratory LaTEP, University of Pau, develops this type of engine especially for solar applications. This engine is especially suitable for applications ranging from 1 to several tens of  $kW_{el}$ . Joule cycle with pressure ratio around 2 to 3 on air and the use of a regenerator gives good performances. Low pressure keeps the piping costs low. Thermodynamic simulations are carried out in the software package Thermoptim developed in Ecole des Mines de Paris.

Chaining the three parts of the model leads to global properties of the solar process. The overall efficiency from solar energy to electricity is especially calculated. Two applications are studied to

illustrate the possibilities of the model : a process using an Ericsson engine and one using a steam turbine.

A prototype concentrator based on Linear Fresnel Reflector has been built in Ecole des Mines d'Albi in parallel to this PhD work. It is designed to supply as main application an Ericsson engine. When writing those lines, the first 3  $m^2$  module is mounted. First tests are being carried out to characterise thermal and optical performances of the system. To reach the power required two more modules are under construction bringing the total mirror surface to 9  $m^2$ .

Other potential applications of the studied technology are related to buildings. Space heating is not the best application because solar resource does not match very well heating needs. But solar systems can be advantageously used to supply cogeneration units for industrial processes at medium temperatures from 100 to 250°C. A thermodynamic cycle then provides electricity and the remaining heat is used in the industrial process. Hybridisation with an other energy source (biomass, gas...) and thermal storage are also top priority options for solar thermal processes. Dynamic simulation of the system is then necessary to optimise the process operation strategy. An agent based model would be very relevant to investigate the behaviour of operating solar processes.

# Table des matières

Remerciements	1
Résumé	2
Summary	4
Introduction	23
<b>I Etat de l'art de la Technologie de Concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel (LFR)</b>	<b>25</b>
1 Un peu d'histoire	26
2 Elements de physique	29
2.1 Concentration du rayonnement . . . . .	29
2.1.1 Approche . . . . .	29
2.1.2 Concentration maximale . . . . .	30
2.1.3 Température de stagnation . . . . .	31
2.2 Optique . . . . .	32
2.2.1 Réflecteur de Fresnel . . . . .	32
2.2.2 Caractéristiques optiques d'un réflecteur secondaire . . . . .	33
3 Technologies des éléments du procédé	36
3.1 Géométrie . . . . .	36
3.1.1 Principaux types de concentrateurs . . . . .	36
3.1.2 Éléments d'un concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel . . . . .	36
3.1.3 Concentrateur Linéaire de Fresnel Compact . . . . .	39
3.1.4 Concentrateur de Fresnel à miroirs fixes . . . . .	40
3.1.5 Optimisation de la géométrie . . . . .	40
3.2 Miroirs . . . . .	41
3.3 Récepteurs . . . . .	42
3.3.1 Mono-tubes sous vide . . . . .	42
3.3.2 Multi-tubes . . . . .	42
3.3.3 Tubes poreux . . . . .	43
3.3.4 Système de type caloduc . . . . .	45
3.3.5 Echangeur plan . . . . .	45

3.3.6	Vitrage . . . . .	45
3.4	Fluides caloporteurs et fluides de travail . . . . .	46
3.4.1	L'eau, la vapeur . . . . .	46
3.4.2	Génération directe de vapeur . . . . .	46
3.4.3	Les huiles thermiques . . . . .	47
3.4.4	L'air . . . . .	47
3.4.5	Les sels fondus . . . . .	48
3.4.6	Comparaison des fluides . . . . .	48
3.5	Stockage thermique . . . . .	48
3.5.1	Technologies actuelles . . . . .	49
3.5.1.1	Stockage dans des sels fondus . . . . .	49
3.5.1.2	Stockage de vapeur saturée . . . . .	49
3.5.2	Autres technologies . . . . .	49
3.5.2.1	Stockage par chaleur sensible . . . . .	49
3.5.2.2	Stockage par chaleur latente . . . . .	50
3.5.2.3	Stockage mixte sensible/latent . . . . .	50
3.5.2.4	Stockage par autres concepts . . . . .	50
3.5.2.5	Stockage efficace de l'électricité : stockage par gravité . . . . .	50
3.6	Cycles thermodynamiques . . . . .	51
3.6.1	Cycles de Rankine, turbines à vapeur . . . . .	51
3.6.2	Cycles Organiques de Rankine . . . . .	51
3.6.3	Cycles à air . . . . .	53
<b>4</b>	<b>Marché</b>	<b>55</b>
4.1	Enjeux . . . . .	55
4.1.1	Mécanismes de soutien de l'héliothermodynamique . . . . .	55
4.1.1.1	Tarifs d'achat . . . . .	55
4.1.1.2	Autres mécanismes de soutien . . . . .	56
4.1.2	Contexte général du marché héliothermodynamique . . . . .	56
4.2	Avantages et limites du LFR . . . . .	56
4.2.1	Stockage thermique . . . . .	56
4.2.2	Comparaison du LFR aux autres techniques de concentration . . . . .	57
4.2.3	Avantages du LFR comparé aux concentrateur cylindro-parabolique (PT) . . . . .	57
4.2.4	Principales limites du LFR . . . . .	58
4.3	Acteurs : entreprises et centrales . . . . .	58
4.3.1	Industrial Solar (anciennement Mirroxx), Allemagne . . . . .	59
4.3.2	Solar Power Group, Allemagne . . . . .	62
4.3.3	Areva Solar (anciennement Ausra) (Australie-USA) . . . . .	64
4.3.4	Novatec Solar (Allemagne) . . . . .	65
4.3.5	CNIM . . . . .	66
4.3.6	HelioDynamics . . . . .	66
4.3.7	RAPSODEE . . . . .	68
4.3.8	Autres acteurs : entreprises et centres de recherche . . . . .	68
	<b>Conclusion</b>	<b>70</b>

<b>II</b>	<b>Modélisation du système optique à Réflecteur Linéaire de Fresnel</b>	<b>71</b>
<b>5</b>	<b>Modèle des transferts radiatifs dans l'optique à réflecteur linéaire de Fresnel</b>	<b>72</b>
5.1	Outil de modélisation	72
5.1.1	La méthode de Monte Carlo	72
5.1.1.1	Pertinence de la méthode de Monte Carlo	72
5.1.1.2	Principe de la méthode de Monte Carlo	73
5.1.2	EDStar	74
5.1.3	Mise en oeuvre pratique	74
5.2	Définition du concentrateur optique	74
5.2.1	Géométrie de l'optique	74
5.2.1.1	Champ de miroirs et récepteur	75
5.2.1.2	Éléments du récepteur	75
5.2.2	Propriétés optiques	77
5.2.3	Modèle des erreurs optiques	78
5.2.4	Modèle du soleil	79
5.3	L'algorithme de Monte Carlo	80
5.3.1	Description physique	81
5.3.2	Formulation intégrale	81
5.4	Résultats d'une simulation	84
<b>6</b>	<b>Etude d'optimisation de la géométrie : résultats et analyse</b>	<b>85</b>
6.1	Description du prototype modélisé	85
6.2	Résultats généraux	87
6.2.1	Profil de production au cours de la journée	87
6.2.2	Temps de calcul	87
6.3	Optimisation de la géométrie du récepteur	89
6.3.1	Carte de flux	89
6.3.2	Hauteur du récepteur	90
6.3.3	Longueur du récepteur	92
6.3.4	Largeur du récepteur	93
6.3.5	Conclusion de cette étude	94
6.4	Etude de la sensibilité à l'erreur de réflexion	96
6.4.1	Résultats	96
6.4.2	Pour une interprétation physique directe	96
6.4.3	Précision des résultats	97
6.4.4	Commentaires sur la sensibilité	97
6.5	Influence de la précision de l'optique, avec une autre géométrie	98
6.5.1	Erreur optique de référence	99
6.5.2	Paramètres de la nouvelle géométrie	100
6.5.3	Analyse des résultats	100
6.5.3.1	Influence générale de l'erreur optique	100
6.5.3.2	Analyse détaillée des résultats	101
6.5.3.3	Carte de densité de flux radiatif sur le tube récepteur	104
6.5.4	Conclusion de l'étude	105
	<b>Conclusion</b>	<b>107</b>



### III Modélisation du récepteur thermique 109

<b>7</b>	<b>Modèle thermique du système étudié</b>	<b>110</b>
7.1	Présentation du modèle thermique	110
7.1.1	Articulation avec les autres parties du modèle	110
7.1.2	Outil de calcul : Scilab	110
7.2	Description du récepteur thermique	111
7.2.1	Éléments du récepteur	111
7.2.2	Dimensions et caractéristiques par défaut	112
7.2.2.1	Géométrie	112
7.2.2.2	Températures	113
7.2.3	Premières hypothèses	114
7.2.3.1	Echanges longitudinaux négligeables dans la cavité	114
7.2.3.2	Homogénéité de la température autour du tube	114
7.2.3.3	Températures des surfaces et des fluides	115
7.2.4	Structure du modèle établi	116
7.2.4.1	Inconnues du système	116
7.2.4.2	Système d'équations	116
7.2.4.3	Schématisation du modèle considéré	117
7.2.5	Résolution	118
7.3	Modélisation des échanges par convection	118
7.3.1	Propriétés des transferts convectifs dans la cavité	118
7.3.1.1	Approche	118
7.3.1.2	Ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif global	119
7.3.1.3	Répartition du flux convectif entre la vitre et le réflecteur secondaire	120
7.3.1.4	Sensibilité des paramètres	125
7.3.1.5	Récapitulatif des coefficients convectifs dans la cavité	127
7.3.2	Propriétés des échanges convectifs autour du récepteur	127
7.3.2.1	Evaluation des coefficients d'échange	127
7.3.2.2	Critique des coefficients calculés	128
7.3.2.3	Récapitulatif des coefficients convectifs autour du récepteur	128
7.3.3	Calcul des flux convectifs	128
7.3.3.1	Expression des flux convectifs dans la cavité	128
7.3.3.2	Expression des flux convectifs hors de la cavité	129
7.4	Modèle des échanges radiatifs	129
7.4.1	Propriétés du système	129
7.4.1.1	Séparation rayonnement solaire et infrarouge	129
7.4.1.2	Propriétés optiques des matériaux	130
7.4.1.3	Modèle des propriétés radiatives dans l'infrarouge	134
7.4.1.4	Aspects géométriques : facteurs de forme dans la cavité	137
7.4.2	Calcul des flux radiatifs	137
7.4.2.1	Flux radiatifs solaires absorbés	138
7.4.2.2	Expression des flux radiatifs infrarouges dans la cavité	138
7.4.2.3	Expression des flux radiatifs infrarouges hors de la cavité	140
7.4.2.4	Bilan des pertes radiatives du récepteur	141
7.5	Modèle des échanges par conduction	141
7.5.1	Hypothèses	141

7.5.2	Expression des flux conductifs . . . . .	142
7.6	Modélisation de l'échange thermique à l'intérieur du tube absorbant . . . . .	142
7.6.1	Paramètres de ce modèle . . . . .	142
7.6.1.1	Géométrie . . . . .	142
7.6.1.2	Fluide . . . . .	143
7.6.1.3	Evaluation des pertes de charge . . . . .	144
7.6.2	Modèle de l'échange convectif entre le fluide caloporteur et la paroi du tube . . . . .	144
7.6.2.1	Résolution de l'échangeur . . . . .	144
7.6.2.2	Calcul du flux thermique transféré au fluide caloporteur . . . . .	145
7.7	Bilan de l'échange . . . . .	145
7.7.1	Echange global . . . . .	145
7.7.2	Rendements du système . . . . .	145
<b>8</b>	<b>Application du modèle</b> . . . . .	<b>147</b>
8.1	Paramètres du modèle thermique . . . . .	147
8.1.1	Résultats de la simulation optique . . . . .	147
8.1.2	Conditions d'entrée du fluide caloporteur . . . . .	147
8.2	Comportement général du modèle thermique . . . . .	148
8.2.1	Vérifications . . . . .	148
8.2.1.1	Influence du nombre de tranches dans la résolution . . . . .	148
8.2.1.2	Influence des coefficients de convection . . . . .	148
8.2.2	Analyse des échanges dans une section de récepteur . . . . .	148
8.2.3	Evolution le long de l'échangeur . . . . .	153
8.2.4	Etude de paramètres spécifiques . . . . .	154
8.2.4.1	Influence de la transmittivité du verre dans le court infrarouge . . . . .	154
8.2.4.2	Influence de l'émissivité du tube absorbeur . . . . .	157
8.2.4.3	Influence du vent . . . . .	157
	<b>Conclusion</b> . . . . .	<b>161</b>
<b>IV</b>	<b>Chaînage des modèles : l'ensemble du procédé, avec un cycle thermo-</b> <b>dynamique</b> . . . . .	<b>163</b>
<b>9</b>	<b>Modèle du cycle thermodynamique</b> . . . . .	<b>164</b>
9.1	Cycle thermodynamique et outil de simulation . . . . .	164
9.1.1	Moteur Ericsson, cycle de Joule . . . . .	164
9.1.2	Le progiciel Thermoptim . . . . .	165
9.2	Etude sommaire d'un moteur Ericsson . . . . .	165
9.2.1	Moteur Ericsson sans régénérateur . . . . .	165
9.2.1.1	Présentation du modèle . . . . .	165
9.2.1.2	Paramètres du modèle . . . . .	165
9.2.1.3	Résultats : propriétés du cycle sans régénérateur . . . . .	165
9.2.2	Moteur Ericsson avec régénérateur . . . . .	167
9.2.2.1	Modèle modifié . . . . .	167
9.2.2.2	Résultats : propriétés du cycle avec régénérateur . . . . .	167
9.2.3	Conclusion de l'étude . . . . .	168

9.3	Modèle utilisé pour le chaînage du cycle thermodynamique . . . . .	168
9.3.1	Rendement thermodynamique . . . . .	168
9.3.2	Prise en compte des pertes de charge . . . . .	170
<b>10</b>	<b>Simulation de l'ensemble du procédé solaire</b>	<b>171</b>
10.1	Application à un procédé avec un moteur Ericsson . . . . .	171
10.1.1	Configuration . . . . .	171
10.1.2	Exemples de résultats avec une simulation globale . . . . .	171
10.1.2.1	Optimisation du rendement global . . . . .	171
10.1.2.2	Décomposition des rendements le 21 Mars à 10h . . . . .	173
10.1.2.3	Décomposition des rendements le 21 Mars à 12h . . . . .	173
10.1.2.4	Décomposition des rendements le 21 Juin à 10h . . . . .	173
10.1.2.5	Décomposition des rendements le 21 Décembre à 10h . . . . .	173
10.2	Application à un procédé avec turbine à vapeur . . . . .	178
10.2.1	Approche . . . . .	178
10.2.2	Résultats . . . . .	179
	<b>Conclusion</b>	<b>181</b>
	<b>Conclusion générale et Perspectives</b>	<b>183</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>185</b>
	<b>Annexe</b>	<b>190</b>
<b>A</b>	<b>Mise en oeuvre dans EDStar pour l'optique à réflecteur linéaire de Fresnel</b>	<b>190</b>
A.1	L'environnement de simulation . . . . .	191
A.2	La définition du système optique . . . . .	191
A.2.1	Les paramètres du système . . . . .	191
A.2.1.1	Paramètre général : . . . . .	193
A.2.1.2	Géométrie . . . . .	193
A.2.1.3	Optique . . . . .	198
A.2.1.4	Soleil . . . . .	200
A.2.1.5	Temps . . . . .	200
A.2.1.6	Lieu . . . . .	201
A.2.2	Le calcul de la position du soleil . . . . .	202
A.2.2.1	Jour de l'année . . . . .	202
A.2.2.2	Passage à l'heure solaire . . . . .	203
A.2.2.3	Coordonnées solaires dans le repère global . . . . .	204
A.2.2.4	Coordonnées solaire dans le repère du lieu . . . . .	204
A.2.2.5	Coordonnées cartésiennes du soleil dans le repère du lieu . . . . .	204
A.2.3	La construction de la géométrie . . . . .	205
A.2.3.1	Structure du code . . . . .	205
A.2.3.2	Calculs d'orientation du champ de miroirs . . . . .	205
A.3	Le lancement d'une simulation . . . . .	206
A.4	L'analyse des résultats . . . . .	206

# Liste des tableaux

3.1	Comparaison des quatre principaux types de concentrateurs [1] . . . . .	38
3.2	Caractéristiques principales des récepteurs tubulaires sous vide : données à la température de fonctionnement = 400°C [2] . . . . .	42
3.3	Tableau récapitulatif : comparaison des fluides de travail pour la concentration linéaire. Source Zarza [3] . . . . .	48
4.1	Caractéristiques des quatre principales filières de concentrateurs [1] . . . . .	58
4.2	Tableau comparatif des technologies des principaux acteurs (partie 1/3) . . . . .	60
4.3	Tableau comparatif des technologies des principaux acteurs (partie 2/3) . . . . .	61
4.4	Tableau comparatif des technologies des principaux acteurs (partie 3/3) . . . . .	62
4.5	Principales caractéristiques des centrales solaires à réflecteur linéaire de Fresnel existantes ou à venir . . . . .	63
5.1	Principaux paramètres de la géométrie . . . . .	77
5.2	Paramètres de l'optique . . . . .	78
5.3	Valeurs des erreurs optiques par défaut . . . . .	80
5.4	Profil d'ensoleillement direct (DNI) au cours d'une journée type (équinoxe) en $W/m^2$ . . . . .	80
6.1	Ordre de grandeur des incertitudes optiques (mrad) pour un concentrateur LFR . . . . .	99
6.2	Propriétés optiques des matériaux . . . . .	100
7.1	Dimensions par défaut du récepteur . . . . .	113
7.2	Ordre de grandeur des températures du récepteur . . . . .	113
7.3	Coefficients convectifs dans la cavité utilisés dans le modèle . . . . .	127
7.4	Coefficients convectifs hors de la cavité . . . . .	128
7.5	Propriétés radiatives par défaut du modèle gris à deux bandes pour la cavité du récepteur . . . . .	136
7.6	Fraction $F^{vir1}$ de l'émittance du corps noir émise aux longueurs d'ondes inférieures à $\lambda_s$ , en fonction de la température $T$ . . . . .	136
8.1	Flux solaire collecté le 21/03 à 10h sur un récepteur de longueur $L_r = 10\ m$ . . . . .	147
9.1	Paramètres du modèle initial . . . . .	166
A.1	Paramètres de la géométrie . . . . .	198
A.2	Paramètres de l'optique . . . . .	200
A.3	Paramètre du soleil . . . . .	200
A.4	Paramètres de temps . . . . .	202
A.5	Paramètres du lieu . . . . .	202

A.6	Variables calculées par l'algorithme de Monte Carlo . . . . .	206
A.6	Variables calculées par l'algorithme de Monte Carlo . . . . .	207
A.6	Variables calculées par l'algorithme de Monte Carlo . . . . .	208
A.7	Profil d'ensoleillement direct (DNI) au cours d'une journée type (équinoxe) en $W/m^2$	209

# Table des figures

1.1	Premier prototype de Concentrateur Linéaire de Fresnel, Marseille (France) 1963 . . . . .	27
2.1	Illustration de "l'effet cosinus" . . . . .	30
2.2	Principe de la concentration au four solaire d'Odeillo : le foyer reçoit du rayonnement solaire sur un angle solide qui représente une bonne part de l'hémisphère (source [4])	32
2.3	Evolution de la température de stagnation en fonction du facteur de concentration $C$	33
2.4	Principe d'une lentille de Fresnel (1) et la lentille pleine équivalente (2) (source : wikipédia, article "lentille de Fresnel") . . . . .	34
2.5	Concentrateurs secondaires de type CPC : "fermé" (a) et "ouvert" (b) . . . . .	35
3.1	Principe des quatre principaux systèmes concentrateurs . . . . .	37
3.2	Principe d'un concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel . . . . .	39
3.3	Concept de concentrateur Linéaire de Fresnel Compact [5, p. 265] . . . . .	39
3.4	Principe de l'optique COSS [6, p. 204] . . . . .	40
3.5	Schéma de principe du récepteur de la technologie CLFR (Reynolds et al. 2000) [7, p. 245] . . . . .	43
3.6	Schéma du récepteur solaire cylindrique poreux : (a) vue en coupe, (b) vue en perspective du demi-cylindre, (c) meilleure variante de la position des disques poreux : demi disques en partie supérieure [8, p. 1808] . . . . .	44
3.7	Concept de Récepteur à caloduc [9] . . . . .	45
3.8	Exemple de géométrie pour le récepteur du prototype à Albi, un réflecteur secondaire peut être ajouté en dessous . . . . .	46
3.9	Exemple de diagramme température-entropie (T-S) d'un Cycle Organique de Rankine . . . . .	52
4.1	Puissance installée de centrales héliothermodynamique en Europe (MWe) . . . . .	57
4.2	Comparaison de la production journalière pour un système cylindro-parabolique (Parabolic Trough collector) et à réflecteur linéaire de Fresnel (Linear Fresnel Collector) [10, p. 7] . . . . .	59
4.3	Technologie Mirroxx, installation pour le stade au Qatar (source photo : Mirroxx) .	60
4.4	FresDemo, par MAN et SPG [11, p. 209] . . . . .	63
4.5	Centrale de Kimberlina, par Ausra (source : ausramediroom.com) . . . . .	65
4.6	Puerto Errado I, par Novatec-Biosol (source [12]) . . . . .	66
4.7	Schéma de principe de la centrale PE1 de Novatec-Biosol [12] . . . . .	67
4.8	Prototype de la CNIM à La Seyne-sur-Mer (source CNIM) . . . . .	67
4.9	Les trois gammes de concentrateurs d'HelioDynamics . . . . .	68
4.10	Vue du prototype du laboratoire RAPSODEE (septembre 2011) . . . . .	69

5.1	Synthèse d'image par EDStar, exemples d'illustration de géométries modélisées . . .	75
5.2	Définition du champ de miroirs et de la position du récepteur . . . . .	76
5.3	Allure de la relation entre le paramètre $\beta$ de la distribution de Blinn et l'erreur angulaire $\epsilon$ . . . . .	79
5.4	Profil d'ensoleillement direct (DNI) . . . . .	80
5.5	Schéma de principe de l'algorithme de Monte Carlo . . . . .	82
6.1	Vue d'ensemble du procédé solaire . . . . .	86
6.2	Vue schématique en CAO d'un module du prototype (à gauche) et visualisation EDStar du récepteur et champ de miroirs (à droite) . . . . .	86
6.3	Prototype construit à Albi : vue générale (à gauche) et détail du récepteur (à droite)	87
6.4	Profil de production et rendement du concentrateur au cours de la journée . . . . .	88
6.5	Puissance collectée et répartition des pertes au cours de la journée . . . . .	88
6.6	Carte de flux (puissance en $W/m^2$ ) sur le récepteur, le 21 Mars à 10h du matin . .	90
6.7	Performances du récepteur en fonction de la hauteur du récepteur (21 Mars, 12h00)	91
6.8	Puissance collectée en fonction de la longueur du récepteur pour des miroirs d'1,5 m de long, à différentes dates et heures . . . . .	93
6.9	Vue en coupe du récepteur, avec différentes formes du réflecteur secondaire : largeur 10 cm (à gauche), 12 cm (au milieu) et 14 cm (à droite) . . . . .	94
6.10	Puissance collectée sur le récepteur en fonction de la largeur du réflecteur secondaire, pour différentes dates et heures . . . . .	95
6.11	Puissance collectée sur le récepteur au cours de la journée et sensibilité relative aux erreurs optiques (avec les barres d'erreur) . . . . .	97
6.12	Zoom sur la sensibilité de la puissance absorbée à l'erreur de réflexion exprimée par le paramètre $\beta$ de la distribution de Blinn . . . . .	98
6.13	Illustration de la géométrie modélisée, le 21 octobre à 11h . . . . .	99
6.14	Puissance collectée au cours de la journée (21/03) en fonction des erreurs optiques des éléments du concentrateur . . . . .	101
6.15	Puissance collectée au cours de la journée (21/03) pour différentes erreurs optiques des miroirs primaires . . . . .	102
6.16	Puissance collectée et répartition des pertes au cours de la journée (21/03) . . . .	103
6.17	Puissance collectée totale et décomposition suivant le nombre de réflexions avant absorption (21/03) . . . . .	103
6.18	Carte de densité de flux radiatif collecté à différentes dates, heures et erreurs optiques $\epsilon_{mirrors}$ . . . . .	106
7.1	Schéma de la section du récepteur modélisé . . . . .	112
7.2	Schéma des transferts thermiques intervenant dans le récepteur, avec les 7 températures principales considérées. Les flux thermiques calculés (notés Q sur le schéma) sont représentés; les flèches indiquent le sens positif choisi par convention . . . . .	117
7.3	Influence du nombre de Rayleigh sur les conductivités équivalentes locales : l'angle autour du cylindre va de $0^\circ$ à $180^\circ$ , $0^\circ$ étant en haut; la ligne pointillée (---) donne la moyenne. Source : K&G [13] . . . . .	122
7.4	Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) dans le domaine de couche limite laminaire stable, avec $Ra_{\Delta r} = 5 \cdot 10^4$ , $Pr = 0,7$ , $\Delta r/Di = 0,8$ , source : Kuehn et Goldstein [13] . . . . .	123

7.5	Exemple de transmittivité spectrale d'un verre ordinaire dans le domaine du rayonnement solaire (à gauche) et d'un autre verre dans le domaine de l'infrarouge (à droite). Source SCHOTT [14]	131
7.6	Exemple de verre sélectif : très transparent pour le rayonnement solaire, très réfléchissant dans l'infrarouge [15]	131
7.7	Comparaison de la transmittivité du verre et de l'émissivité du corps noir à 800 K, en fonction de la longueur d'onde	132
7.8	Réflectivité d'échantillons de chrome noir, aux propriétés sélectives adaptées jusqu'à environ 500 K [15]	132
7.9	Absorptivité de différents revêtements multi-couches (longueur d'onde de coupure $2,3 \mu m$ ) [16]	133
7.10	Emissivité du revêtement absorbant du tube Schott PTR70, mesure expérimentale par NREL [17]	134
7.11	Réflectivité de l'aluminium à 300 K : (1) valeurs de la littérature, (2) valeurs mesurées selon Bartl et Baranek [18]	135
7.12	Fraction $F^{vir1}$ de l'émissivité du corps noir émise aux longueurs d'ondes inférieures à $\lambda_s = 2,5 \mu m$ , en fonction de la température $T$ : comparaison des valeurs tabulées avec les valeurs calculées par notre polynôme	137
8.1	Distribution de la puissance solaire absorbée le long du récepteur (échelle 1/10 pour $\Phi_{1po}^{sun}$ )	148
8.2	Profils de températures le long du récepteur	149
8.3	Profil des flux convectifs dans la cavité et à l'extérieur du récepteur	150
8.4	Schéma bilan des échanges thermiques du récepteur, pour la section à 5 m (fluide à $T_{f,in} = 610 K$ )	152
8.5	Profils des températures le long de l'échangeur	154
8.6	Section du récepteur proche de l'entrée et de la sortie de l'échangeur	155
8.7	Profils des flux convectifs le long de l'échangeur	156
8.8	Profils des flux infrarouges le long de l'échangeur (Puissance en W/m)	156
8.9	Profils des flux conductifs le long de l'échangeur	157
8.10	Section proche de la sortie du récepteur, en négligeant la transmittivité du verre (8,8 m, soit les températures maximales)	158
8.11	Section à 8,8 m, avec une émissivité réduite à $\rho_{1po} = 0,1$	159
8.12	Section à 8,8 m, avec du vent à $10 m/s$ autour du récepteur	160
9.1	Modèle d'un cycle de Joule, correspondant au moteur Ericsson	166
9.2	Modèle de cycle de Joule à air avec régénérateur	167
9.3	Cycle de Joule à air avec régénérateur	169
10.1	Rendement global (-) en fonction de la longueur du récepteur et du débit du fluide	172
10.2	Température (K) en sortie de l'échangeur en fonction de la longueur du récepteur et du débit du fluide	172
10.3	Procédé solaire à 10h le 21 Mars	174
10.4	Procédé solaire à 12h le 21 Mars	175
10.5	Procédé solaire à 10h le 21/06	176
10.6	Procédé solaire à 10h le 21 Décembre	177



10.7	Coefficient de convection de l'eau à l'intérieur du tube absorbeur, en fonction de la température et du titre de vapeur . . . . .	178
10.8	Cycle de Rankine avec vapeur surchauffée à 500°C . . . . .	179
10.9	Profils de température le long du récepteur solaire avec de l'eau/vapeur . . . . .	180
A.1	Schéma récapitulatif des fichiers utilisés pour la simulation avec EDStar . . . . .	192
A.2	Synthèse d'images par EDStar, exemples d'illustration de géométries modélisées . .	192
A.3	Positionnement du champ de miroirs . . . . .	194
A.4	Définition du champ de miroirs . . . . .	194
A.5	Position des miroirs par rapport à leur axe . . . . .	195
A.6	Miroir à courbure cylindrique . . . . .	195
A.7	Positionnement du récepteur . . . . .	196
A.8	Définition du récepteur . . . . .	197
A.9	Définition du réflecteur secondaire de type CPC simple . . . . .	197
A.10	Définition du soleil, propriétés optiques et autres paramètres (lieu, date...) . . . .	203
A.11	Profil d'ensoleillement direct (DNI) . . . . .	208

# Liste des symboles

## Sigles et Abréviations

*DNI* Puissance solaire incidente normale (Direct Normal Insolation\*) \*Insolation='incoming solar radiation'

CLFR Concentrateur linéaire de Fresnel compact (Compact Linear Fresnel Reflector)

CPC Concentrateur Parabolique Composé (Compound Parabolic Concentrator)

CSP Energie Solaire Thermodynamique à Concentration ou Héliothermodynamique (Concentrating Solar Power)

DSG Génération Directe de Vapeur (Direct Steam Generation)

LFR Concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel (Linear Fresnel Reflector)

ORC Cycles organique de Rankine (Organic Rankine Cycles)

PCM Matériau à changement de phase (Phase Change Material)

PT Concentrateur cylindro-parabolique (Parabolic Trough)

TES Stockage d'énergie thermique (Thermal Energy Storage)

## Constantes physiques

$\sigma$  constante de Stefan-Boltzmann

## Exposants

*ir* flux radiatif infra-rouge

*cd* flux conductif

*cv* flux convectif

*sun* flux radiatif solaire

## Lettres grecques

$\alpha$  Absorptivité

$\beta$  Paramètre de la distribution de Blinn (rad)

$\mathbf{n}$  Vecteur normal à une surface

$\epsilon$  Angle paramètre de la distribution de Blinn (rad)

$\gamma_f$	Coefficient adiabatique du fluide
$\lambda$	Conductivité thermique du fluide ( $J/kg/K$ )
$\Omega$	Angle solide
$\rho$	Réflectivité
$\tau$	Transmittivité
$\theta$	Angle
$\theta$	Rapport de températures du cycle thermodynamique
$\theta_s$	Rayon du cône solaire (angle)

### Indices

$C$	Compression
$g^i$	Surface interne de la vitre
$g^o$	Surface externe de la vitre
$i$	Miroir primaire
$p^i$	Surface interne du tube absorbeur
$p^o$	Surface externe du tube absorbeur
$sr^i$	Surface du réflecteur secondaire
$sr^o$	Surface externe opaque du récepteur
$T$	Détente (turbine)
$th$	thermique
1	paroi du tuyau
2	paroi du réflecteur secondaire
3	paroi de la vitre
$a$	ambiante (environnement autour du récepteur)
$c$	cavité du récepteur
$f$	fluide caloporteur (à l'intérieur du tuyau)
$g$	vitre
$p$	paroi du tube absorbeur
$sr$	réflecteur secondaire

### Noms d'organisations

DLR Deutsche Luft- und Raumfahrt

ENEA Agence nationale pour les nouvelles technologies, l'énergie et l'environnement (Ente per le Nuove tecnologie, l'Energia e l'Ambiente)

FHG-ISE Fraunhofer Institut für Solar Energiesysteme

MSP Mediterranean Solar Plan  
 PEGASE Production d'Electricité par turbine à GAZ et énergie SolairE  
 PEI Puerto Errado I  
 PS 10 Planta solar 10  
 PS 20 Planta solar 20  
 PSA Plataforma Solar de Almeria  
 SHP Solar Heat and Power (puis Ausra, puis Areva Solar)  
 SPG Solar Power Group  
 STG International Solar Turbine Group International  
 UfM Union pour la Méditerranée (Union for Mediterranean)  
 PEGASE Production d'Electricité par turbine à GAZ et énergie SolairE

### Variables

$\Delta l_r$  Décalage du récepteur  
 $\Delta w_m$  Intervalle entre 2 miroirs  
 $\Phi$  Puissance (W)  
 $d$  épaisseur de l'élément  
 $D_g$  Diamètre de la vitre  
 $d_g$  Epaisseur de la vitre  
 $D_p$  Diamètre tube récepteur (p pour 'pipe')  
 $D_{S-T}$  Distance Terre-Soleil  
 $h_r$  Hauteur du récepteur  
 $k$  conductivité thermique  
 $l_r$  Longueur du récepteur  
 $l_m$  Longueur d'un miroir  
 $L_{S/T}$  Luminance solaire  $W.m^{-2}.sr^{-1}$   
 $n$  Indice de réfraction  
 $n_m$  Nombre de miroirs  
 $r$  Rayon  
 $R_S$  Rayon du soleil  
 $w_m$  Largeur d'un miroir  
 $w_s r$  Largeur du réflecteur secondaire  
 $\epsilon$  emissivité

$\Phi$	puissance
$h$	coefficient de convection
$S$	surface
$T$	température
$\hat{w}$	Poids de Monte Carlo
$\lambda$	Longueur d'onde
$\omega$	Direction d'un rayon réfléchi
$DNI$	Intensité du rayonnement solaire
$n$	Indice de réfraction du verre
$p$	fonction densité de probabilité (pdf)
$\omega_S$	Vecteur en direction du disque du soleil
$\mathbf{x}$	Point d'intersection d'un rayon dans la géométrie
$\mathcal{C}$	Ensemble des directions vers le Cône solaire
$\mathcal{G}$	Surface vitrée
$\mathcal{H}$	Surface de l'ensemble des miroirs primaires
$\mathcal{H}^+$	Face réfléchissante des miroirs primaires
$\mathcal{H}^-$	Face arrière des miroirs primaires
$\mathcal{R}$	Surface du réflecteur secondaire
$\mathcal{R}^+$	Face réfléchissante du réflecteur secondaire
$\mathcal{R}^-$	Face arrière du réflecteur secondaire
$\mathcal{S}$	Ensemble des éléments susceptibles de créer un ombrage des miroirs
$\mathcal{T}^+$	Surface externe du Tube absorbeur
$\eta$	Rendement
$\dot{m}$	Débit massique ( $kg/s$ )
$\mu$	Viscosité dynamique ( $Ps.s$ )
$ir1$	Bande spectrale court infrarouge
$ir2$	Bande spectrale infrarouge long
$A$	Aire ( $m^2$ )
$C_p$	Capacité calorifique ( $J/kg/K$ )
$D$	Diamètre (m)
$E$	Eclairement ( $W/m^2$ )
$e_{iso}$	Efficacité de l'échangeur

$F$	Fonction fraction d'émittance du corps noir
$F$	Fonction fraction d'émittance du corps noir
$F_{ij}$	Facteur de forme de la surface $i$ vers la surface $j$
$Gr_L$	Nombre de Grashof, relatif à la longueur caractéristique $L$
$J$	Radiosité ( $W/m^2$ )
$L$	Longueur (m)
$M$	Emittance du corps noir ( $W/m^2$ )
$Nu_L$	Nombre de Nusselt, relatif à la longueur caractéristique $L$
$NUT$	Nombre d'unités de transferts de l'échangeur
$p$	Pression du fluide ( $Pa$ )
$p$	Périmètre (m)
$Pr$	Nombre de Prandtl
$r$	Rapport de pressions du cycle thermodynamique
$Ra_L$	Nombre de Rayleigh, relatif à la longueur caractéristique $L$
$Re$	Nombre de Reynolds
$v$	Vitesse ( $m/s$ )
$w$	Largeur (m)

# Introduction

Le contexte de crise de civilisation nous pousse à changer notre mode de fonctionnement. Sur le plan énergétique, nous devons réduire notre consommation et produire notre énergie dans le plus grand respect de la nature. Les technologies solaires participent à cet objectif. L'énergie solaire thermique à basse température pour les besoins du bâtiment ne demande qu'à être généralisée. L'énergie photovoltaïque est proche de la compétitivité pour la production d'électricité. La troisième famille de technologies est l'énergie solaire thermodynamique, qui fait appel à la concentration du rayonnement solaire. Cette énergie héliothermodynamique a un atout majeur : le stockage de l'énergie solaire sous forme thermique.

L'énergie héliothermodynamique est de plus en plus connue du grand public. Le potentiel de cette énergie renouvelable est reconnu et suscite un intérêt croissant. En effet, plusieurs caractéristiques en font une bonne candidate pour la production d'énergie notamment électrique. La possibilité de stocker l'énergie thermique est très avantageuse : la production d'électricité est moins dépendante de la ressource solaire instantanée et peut être mieux ajustée en fonction de la demande. Le stockage est d'ailleurs nécessaire pour assurer la stabilité du réseau électrique avec une grande part d'énergies renouvelables dans la production. L'héliothermodynamique avec stockage thermique est donc une technologie clé pour augmenter la pénétration des énergies renouvelables dans le mix énergétique.

La technologie à miroirs cylindro-paraboliques est la plus mature. Elle bénéficie en particulier de l'expérience acquise à travers les centrales californiennes SEGS. Ces centrales construites dans les années 1980 sont encore en fonctionnement. Preuve est donc faite de la validité et de la durabilité de cette technologie.

Pour exploiter de façon optimale la ressource solaire, d'autres technologies paraissent même plus prometteuses : en particulier les centrales à tour, pour leur rendement, et les concentrateurs linéaires de Fresnel, pour leur coût. L'attention se focalise principalement sur la production d'électricité. Mais d'autres applications de l'énergie solaire concentrée sont très prometteuses : la génération de combustibles, ou de matériaux, la désalement d'eau de mer ou la purification d'eau, ainsi que tous les systèmes de polygénération (électricité, chaleur, froid...). Les options d'hybridation et surtout de stockage d'énergie thermique sont cruciales au secteur de la production électrique à grande échelle.

Cette thèse est une étude financée par EDF R&D, dans l'objectif de mieux comprendre la technologie de concentration à réflecteur linéaire de Fresnel (LFR). La division solaire thermodynamique de EDF R&D s'intéresse aux concentrateurs ponctuels, qui permettent de hauts rendements, et aux systèmes linéaires à bas coût, comme les concentrateurs LFR. En effet, cette technologie relativement récente mérite d'être étudiée en détails, afin de connaître ses forces, ses limitations et aussi de définir les domaines d'application pertinents. On s'intéresse en particulier aux applications de petites et moyennes puissances, notamment dans le secteur de la cogénération pour le bâtiment.

Il s'agit alors de répondre aux divers besoins énergétiques de bâtiments résidentiels ou industriels. Pour explorer les possibilités qu'offrent la technologie LFR, on a besoin d'un outil de simulation de l'ensemble du procédé solaire : de la collecte du rayonnement solaire, à la production d'électricité ou de chaleur.

La thèse présente d'abord un état de l'art des systèmes concentrateurs linéaires de Fresnel (partie I). Le coeur du rapport expose le modèle global développé dans cette étude. L'approche choisie et la méthode employée sont détaillées. Nous présentons rapidement les outils de développement et supports logiciels utilisés. Des exemples de résultats de simulation sont ensuite analysés. Le modèle est présenté en trois parties : l'optique pour la concentration du rayonnement solaire (partie II, la thermique pour l'extraction de l'énergie thermique du récepteur (partie III) et le chaînage de l'ensemble avec un cycle thermodynamique (partie IV) ; l'optique et la thermodynamique étant chaînées par l'intermédiaire du modèle thermique. L'application principale étudiée est le couplage d'un concentrateur LFR avec un moteur Ericsson. L'air est donc à la fois fluide caloporteur et fluide de travail du cycle thermodynamique. Une ébauche de procédé utilisant l'eau/vapeur est présentée. Les résultats apportent des éléments de réponse quant à l'intérêt de la technologie LFR. Enfin, les perspectives mettent en avant les opportunités de poursuite des travaux offertes par cette thèse.



## Première partie

# Etat de l'art de la Technologie de Concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel (LFR)

# Chapitre 1

## Un peu d'histoire

Au XIX<sup>e</sup> siècle l'italien Alessandro Battaglia réalise des travaux pionniers sur les concentrateurs solaires. Ses brevets, sortis de l'oubli récemment, sont inventifs. Aucune mise en oeuvre pratique de l'époque n'a cependant été retrouvée. Les travaux de Battaglia peuvent être vus comme l'origine de la technique de concentration par réflecteurs linéaires de Fresnel.

Les travaux les plus significatifs ont été réalisés par Giovanni Francia (1911-1980), également italien. Entre autres travaux scientifiques et techniques, il s'intéressa à l'énergie solaire. Au début des années 1960, il développa un système concentrateur linéaire de Fresnel à réflexion (LFR). Il a conçu et monté un premier prototype à Gènes en 1963. L'année suivante, il a construit et testé un prototype de LFR à Marseille. Francia était persuadé que l'énergie solaire ne pouvait se développer qu'avec une rentabilité économique et une technique simple. Ainsi les miroirs plans étaient un point clé décisif pour la percée du solaire à grande échelle.

Depuis les années 1990, David Mills, en Australie, développe un LFR. Il introduit le concept de réflecteur compact linéaire de Fresnel (CLFR). Il s'agit de disposer plusieurs lignes focales en parallèle. On peut ainsi optimiser l'utilisation des miroirs en choisissant vers quelle ligne focale chaque miroir réfléchit la lumière (voir section 3.1.3).

Ces travaux ont toujours été soutenus par le gouvernement australien. En Europe, la société belge SolarMundo, avait un projet ambitieux de centrale solaire à LFR. Un prototype a été monté à Liège en 2001 (2400 m<sup>2</sup> de miroirs). Mais l'application à grande échelle n'a pas vu le jour. Les résultats escomptés n'étaient pas au rendez-vous. La réduction de coût n'était possible que sur des puissances importantes. On ne tirait manifestement pas encore le meilleur de cette technologie : l'absorbeur à haute température sur le tube, le miroir secondaire, le système de suivi... Tous ces éléments restaient à développer et à mettre au point pour que la technologie LFR tienne ses promesses. La faisabilité restait quelque peu incertaine [19][20].

Aujourd'hui le développement a bien avancé. Plusieurs entreprises proposent un système LFR. Les quatre les plus avancées sont : Novatec Solar (anciennement Novatec-Biosol), Solar Power Group (SPG), Areva Solar (anciennement Ausra) et Industrial Solar (anciennement PSE, puis Mirroxx). Il y a de nouveaux acteurs qui émergent, notamment en France : la CNIM s'est dotée d'un prototype de sa conception en 2010, SolarEuromed développe aussi son prototype de concentrateur LFR. ALSOLEN, du groupe ALCEN, est un nouvel acteur français, annoncé en octobre 2011, qui vient encore renforcer le secteur du LFR. Le système SolarFire, proche d'une géométrie LFR, est une conception libre de droits et simplifiée à l'extrême, pour une diffusion large du système, en particulier dans les pays pauvres.

On peut s'attendre à beaucoup de travail de test et d'amélioration des différents designs. Ils sont

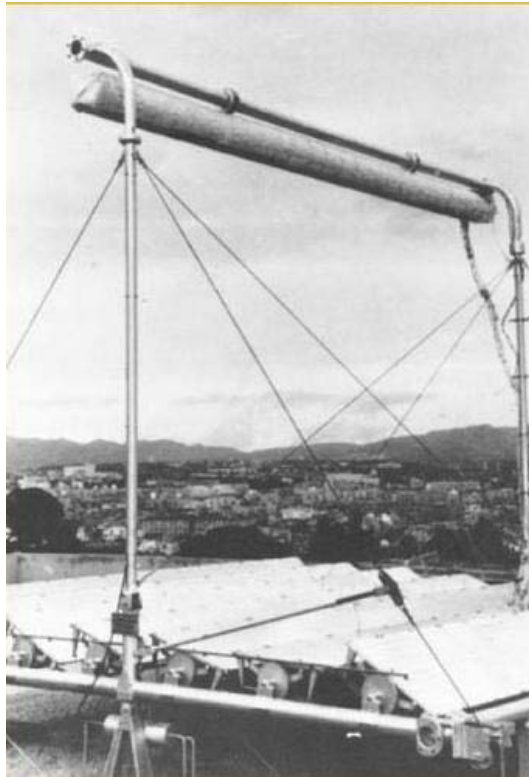


FIGURE 1.1 – Premier prototype de Concentrateur Linéaire de Frensel, Marseille (France) 1963

encore très sujets à évolutions, vu le peu de retours d'expériences. En 2004, une première installation solaire avec LFR ( $1\text{ MW}_e$ ) est couplée avec la centrale électrique de Liddell en Australie ( $2000\text{ MW}_e$  à base de charbon). En 2008, une deuxième phase de ce projet est mise en service portant la puissance électrique d'origine solaire à  $3\text{ MW}_e$ . Le prototype FresDemo ( $1433\text{ m}^2$ ,  $800\text{ kW}_{th}$ ), construit à la "Plataforma Solar de Almeria" (PSA) par SPG, est opérationnel depuis 2007. Une autre centrale de démonstration a été mise en service en 2008, par Ausra à l'époque : il s'agit de la centrale solaire Kimberlina ( $26\,000\text{ m}^2$ ,  $5\text{ MW}_e$ ), en Californie. En avril 2009, c'est en Espagne que la première centrale LFR commerciale, Puerto Errado I (PE1,  $1,4\text{ MW}_e$ ), a été connectée au réseau. Une deuxième centrale PE2 ( $302\,000\text{ m}^2$ ,  $30\text{ MW}_e$ ) est en cours de construction depuis le deuxième trimestre 2010. Ces centrales sont décrites un peu plus en détail à la section 4.3 page 58.

Ces premières centrales LFR sont très importantes, car elles fournissent les premiers résultats expérimentaux. On peut ainsi confronter ces résultats aux prédictions des simulations. L'expérience concrète du fonctionnement des centrales est aussi très précieuse. Cela permet d'optimiser les stratégies de contrôle du système. Ces résultats permettent également de comparer les différentes voies technologiques. En particulier, on peut analyser les performances relatives des concentrateurs linéaires de Fresnel par rapport au Cylindro-Parabolique (PT). On ne sait toujours pas aujourd'hui laquelle de ces deux technologies donnera les meilleurs résultats en termes de coût d'électricité produite. Il apparaît que les deux filières sont difficiles à départager. A l'heure actuelle, à leur niveau de développement, la qualité de l'installation joue plus que les choix techniques. Un bon système LFR sera meilleur qu'un mauvais cylindro-parabolique et réciproquement.

Il est indéniable que ces dernières années, l'intérêt pour la technologie LFR monte en puissance. Le congrès SolarPACES est un bon indicateur de l'activité sur les LFR. Jusqu'en 2008 classée dans

les “concepts émergents”, la technologie LFR ne comptait que 2 ou 3 contributions. En 2009, 13 articles ont été retenus, 9 articles en 2010, 13 en 2011.

## Chapitre 2

# Elements de physique

Nous abordons ici quelques éléments théoriques. Ils visent à mieux comprendre la concentration du rayonnement et le principe de l'optique, associée aux réflecteurs linéaires de Fresnel.

### 2.1 Concentration du rayonnement

#### 2.1.1 Approche

Pour concentrer un rayonnement, les rayons incidents doivent être parallèles. En pratique, on concentre des rayons qui proviennent d'un angle solide réduit. Le soleil est à une distance  $D_{S-T} = 1,505 \times 10^{11} m$  de la Terre. Son rayon mesure  $R_S = 6,9599 \times 10^8 m$ . Le soleil est donc vu depuis la Terre sous un cône de demi-angle d'ouverture :

$$\begin{aligned}\theta_S &= \arcsin\left(\frac{R}{D}\right) \\ &= 16' = 4,65 mrad\end{aligned}$$

Pour rappel, un angle solide élémentaire  $d\Omega$  s'exprime :

$$d\Omega = \sin \theta \cdot d\theta \cdot d\varphi$$

en fonction de :

$\theta$  angle entre la normale à la surface et l'élément d'angle solide et

$\varphi$  angle de révolution autour de la normale à la surface.

Le soleil, vu de la Terre, correspond à un angle solide :

$$\begin{aligned}\Omega_{S/T} &= \int_{Sun} d\Omega \\ &= \int_{\theta=0}^{\theta=\theta_S} \sin \theta \cdot d\theta \cdot \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} d\varphi \\ &= (1 - \cos \theta_S) \cdot 2\pi \\ &= 6,79 \times 10^{-5} sr\end{aligned}$$

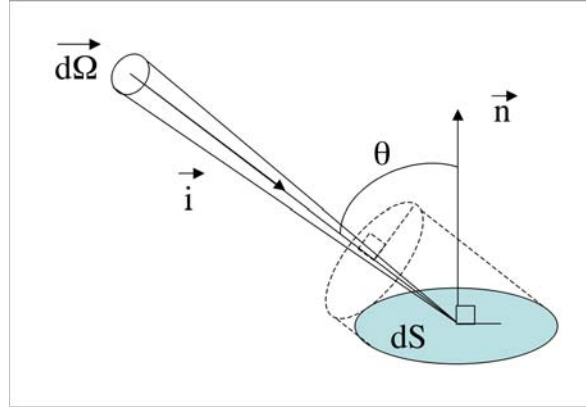


FIGURE 2.1 – Illustration de “l’effet cosinus”

On note  $L_{S/T}$  la luminance ( $W.m^{-2}.sr^{-1}$ ) sur la Terre en provenance du soleil. La puissance interceptée par une surface normale sur la Terre est en moyenne de  $\Phi_{S/T} = 1360 W.m^{-2}$  hors atmosphère. La luminance  $L_{S/T}$  est liée à la puissance  $\Phi_{S/T}$  par la relation :

$$L_{S/T} = \frac{\Phi_{S/T}}{\Omega_{S/T}}$$

Il est intéressant de voir la concentration comme une démultiplication du soleil. Il ne s’agit pas d’une superposition, mais d’une juxtaposition d’images du soleil. On comprend alors facilement qu’il existe une limite à la concentration.

### 2.1.2 Concentration maximale

La concentration maximale est atteinte lorsque le récepteur de surface  $dS$  reçoit la luminance du soleil  $\Phi_{S/T}$  de toutes les directions de l’hémisphère. Le récepteur  $dS$  reçoit alors, de chaque direction, une puissance  $d\Phi_{S/ds}$  réduite proportionnellement au cosinus de l’angle d’incidence  $\theta$  du rayonnement (illustration de “l’effet cosinus” : figure 2.1) :

$$\begin{aligned} d\Phi_{S/ds} &= |\vec{i} \cdot \vec{n}| \cdot d\Omega \cdot \Phi_{S/T} \\ &= \cos \theta \cdot d\Omega \cdot \Phi_{S/T} \end{aligned}$$

La puissance  $\Phi_{S/ds}$  ( $W.m^{-2}$ ), reçue du soleil non concentré, par le récepteur  $dS$  est alors l’intégrale de la puissance élémentaire sur le soleil :

$$\begin{aligned} \Phi_{S/ds \text{ soleil}} &= \int_{Sun} d\Phi_{S/ds} \\ &= \Phi_{S/T} \int_{\theta=0}^{\theta=\theta_S} \cos \theta \sin \theta d\theta \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} d\varphi \\ &= (1 - \cos^2 \theta_S) \cdot \pi \cdot \Phi_{S/T} \\ &= 6,79 \times 10^{-5} \cdot \Phi_{S/T} \end{aligned}$$

et la puissance  $\Phi_{S/ds\max}$  ( $W.m^{-2}$ ), reçue du soleil non concentré, par le récepteur  $dS$  est alors l'intégrale de la puissance élémentaire sur tout l'hémisphère :

$$\begin{aligned}\Phi_{S/ds\max} &= \int_{Hemisphère} d\Phi_{S/ds} \\ &= \int_{\theta=0}^{\theta=\frac{\pi}{2}} \cos \theta \sin \theta d\theta \int_{\varphi=0}^{\varphi=2\pi} d\varphi \cdot \Phi_{S/T} \\ &= \pi \cdot \Phi_{S/T}\end{aligned}$$

Le facteur de concentration maximal est donc :

$$\begin{aligned}C_{max} &= \frac{\Phi_{S/ds\max}}{\Phi_{S/ds\text{soleil}}} \\ C_{max} &\approx \frac{\pi}{\Omega_{S/T}} \\ C_{max} &\approx 46200\end{aligned}$$

On peut aussi expliquer la concentration maximale par la température : il est impossible d'atteindre une température supérieure à celle du soleil par concentration. En fait, la température du soleil est déduite de cette propriété :

$$\Phi_{concentré} \leq \Phi_{concentré\max} = \Phi_{Sun}$$

$$\begin{cases} \Phi_{concentré\max} = C_{max} \cdot \Phi_{S/T} \\ \Phi_{Sun} = \sigma T_{Sun}^4 \end{cases}$$

$$\begin{aligned}T_{Sun} &= \left( \frac{C_{max} \cdot \Phi_{S/T}}{\sigma} \right)^{1/4} \\ &\approx 5770K\end{aligned}$$

avec  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$  la constante de Stefan-Boltzmann.

Dans les concentrateurs linéaires de Fresnel, le facteur de concentration reste assez faible : de l'ordre de quelques dizaines de fois (10 à 100). Pour de plus hautes concentrations, on fait appel à des concentrateurs ponctuels : centrales à tour, paraboles. On peut atteindre des facteurs de concentration de 1000 à 10000. La concentration maximale réalisable en pratique est de l'ordre de 20000. Au four solaire d'Odeillo, la concentration maximale réalisée est de 12000. Au delà, la mise en oeuvre devient très difficile.

### 2.1.3 Température de stagnation

L'énergie concentrée sur un récepteur est absorbée pour être utilisée. Souvent on chauffe un fluide, à travers un échangeur. Si on n'extrait pas d'énergie, la température monte jusqu'à la température de stagnation. A cette température, les pertes thermiques compensent le rayonnement reçu. Pour une surface noire, elle s'exprime donc :

$$T_{stagnation} = \left( \frac{C \cdot \Phi_{S/T}}{\sigma} \right)^{1/4}$$

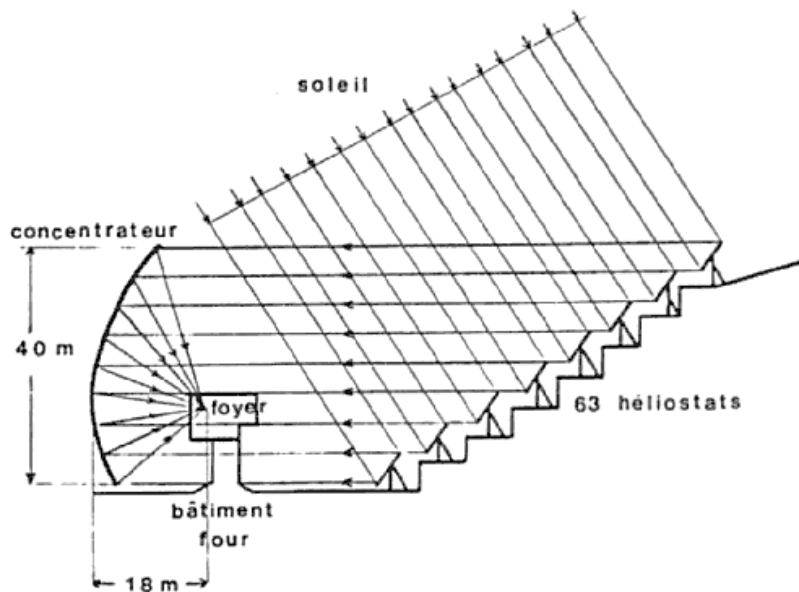


FIGURE 2.2 – Principe de la concentration au four solaire d'Odeillo : le foyer reçoit du rayonnement solaire sur un angle solide qui représente une bonne part de l'hémisphère (source [4])

Plus on extrait une puissance  $\Phi_{utile}$  importante, plus la température va chuter :

$$T_{réelle} = \left( \frac{\alpha C \Phi_{Sun} - \Phi_{utile}}{\epsilon \sigma} \right)^{1/4}$$

avec  $\alpha$  l'absorptivité et  $\epsilon$  l'émissivité de la surface.

La figure 2.3a montre l'évolution de la température de stagnation, en fonction du facteur de concentration. Le tableau 2.3b précise quelques valeurs pour tous les ordres de grandeurs de facteur de concentration.

En linéaire on dépassera rarement un facteur de concentration de 100. Cela correspond à une température de stagnation de l'ordre de 1150 K, soit près de 900°C.

On constate bien l'intérêt de la concentration, qui permet de monter significativement en température. Sans concentration, la température maximale est limitée à 364 K, soit 90°C. Pour une concentration modeste de 10, la température théorique de stagnation s'élève à 375°C. Avec de fortes concentrations réservées aux systèmes ponctuels, on peut dépasser 3000°C.

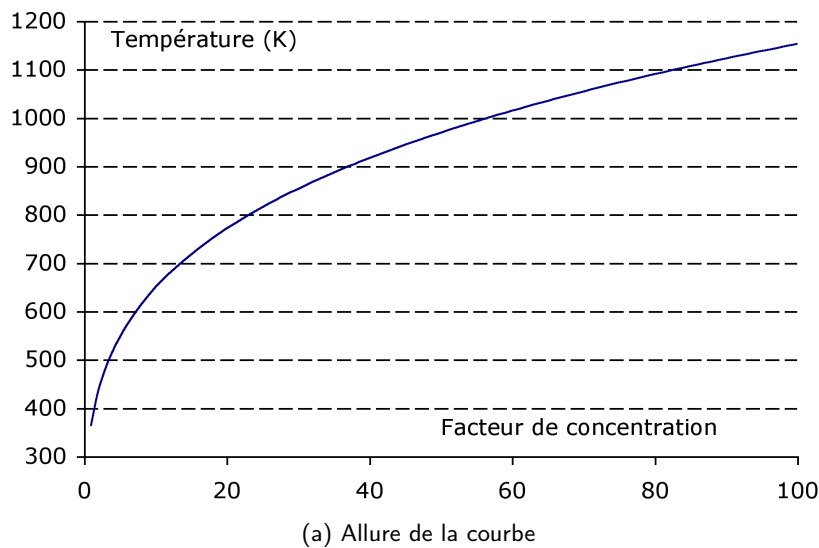
## 2.2 Optique

### 2.2.1 Réflecteur de Fresnel

On parle de concentrateur linéaire de Fresnel par analogie avec les lentilles de Fresnel .

Le savant Augustin Fresnel (1788-1827) a développé ces lentilles en particulier pour les phares marins. Le principe, illustré sur la figure 2.4, consiste à découper une lentille pleine circulaire en plusieurs anneaux concentriques. Optiquement, la masse de verre joue le même rôle, quelle que soit la distance de verre traversée. L'important est de conserver l'angle des surfaces externes de la





$C$	Température (K)
1	364
10	648
50	969
100	1152
500	1723
1 000	2049
10 000	3644

(b) Tableau des valeurs

FIGURE 2.3 – Evolution de la température de stagnation en fonction du facteur de concentration  $C$

lentille. Les rayons incidents parallèles à l'axe se comporteront de la même manière dans les deux lentilles.

De la même manière, on peut obtenir une lentille linéaire de Fresnel par un découpage en bandes. Pour distinguer les lentilles des miroirs, on parlera de réflecteurs de Fresnel.

## 2.2.2 Caractéristiques optiques d'un réflecteur secondaire

Il existe différents types de sur-concentrateurs. Ces dispositifs, ajoutés au récepteur, permettent d'augmenter le facteur de concentration du système. Ils rabattent le rayonnement sur l'absorbeur qui peut ainsi être plus petit. On limite donc, par là même, les pertes thermiques.

Les sur-concentrateurs font partie de la famille des dispositifs optiques non-imageants. Par opposition aux systèmes optiques pour l'astronomie ou la microscopie, nous n'avons pas besoin d'obtenir une image précise de la source observée. Pour la concentration, ce qui importe est que l'ensemble du flux soit collecté dans la zone de l'absorbeur. L'approche est donc différente, quand il s'agit de concevoir les sur-concentrateurs.

Il en existe de plusieurs sortes.

**Miroirs plans inclinés** Le plus simple est un réflecteur plan placé de part et d'autre de l'absorbeur. Le facteur de concentration reste limité, car l'angle d'inclinaison du miroir ne peut être très élevé. Il sera d'autant plus faible que l'angle d'ouverture souhaité est élevé. Une autre limite est l'encombrement de l'ensemble.

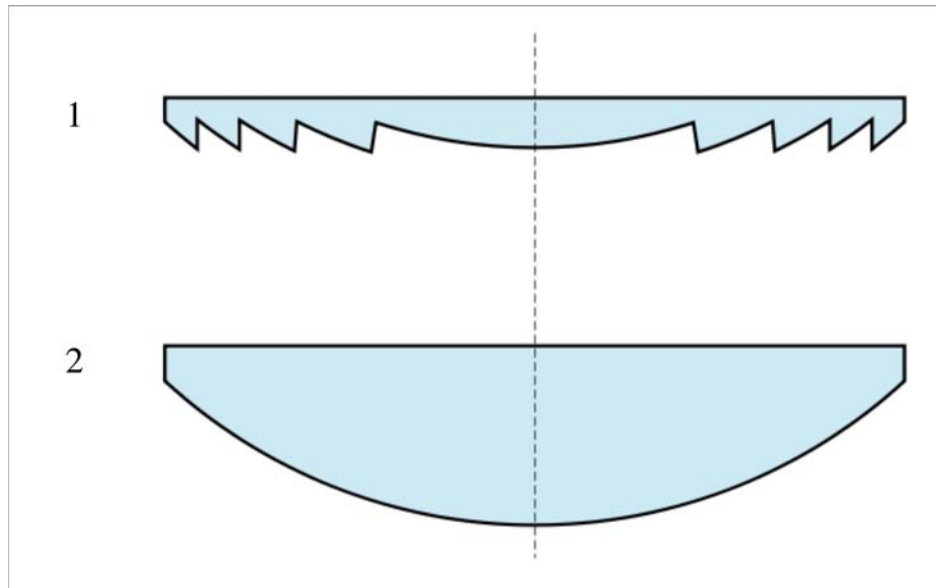


FIGURE 2.4 – Principe d'une lentille de Fresnel (1) et la lentille pleine équivalente (2) (source : wikipédia, article "lentille de Fresnel")

**Réflecteur à l'arrière de l'absorbeur** On peut aussi placer un réflecteur plan, ou cylindrique, ou de forme quelconque, à l'arrière du ou des tubes absorbeurs. L'objectif est de rabattre le rayonnement sur l'arrière de l'absorbeur. La répartition plus homogène du flux radiatif sur les tubes est positive pour la durée de vie du matériel. L'échange thermique est aussi amélioré.

**Réflecteurs paraboliques composés** Pour mettre à profit le plus possible le rayonnement déjà concentré qui atteint le récepteur, on fait souvent appel à des systèmes un peu plus avancés. On utilise des réflecteurs secondaires de type Concentrateur Parabolique Composé (CPC). Le principe est d'utiliser plusieurs portions de paraboles distinctes pour concentrer au mieux les rayons sur une cible non ponctuelle. Nous pouvons distinguer deux types, comme l'illustre la figure 2.5 :

- les CPC "fermés" : les sections de paraboles sont jointes et forment une cavité. La zone focale, où est situé l'absorbeur, se trouve dans cette cavité.
- les CPC "ouverts" : les sections de paraboles sont disjointes. L'ouverture correspond à la zone focale, où est l'absorbeur.

Il existe des CPC linéaires (2D), pour une cible linéaire, et des CPC de révolution (3D), pour une cible "ponctuelle".

Dans tous les cas, le CPC est caractérisé par un angle d'ouverture  $2\theta_a$ . Tout rayon incident avec un angle  $\theta < \theta_a$  est réfléchi dans la zone focale. Avec  $\theta > \theta_a$ , le rayon est perdu.

Le facteur de concentration maximal  $C_{max}$  d'un CPC est pour des raisons géométriques :

- $C_{max} = \frac{1}{\sin \theta_a}$  pour un CPC linéaire,
- $C_{max} = \frac{1}{\sin^2 \theta_a}$  pour un CPC ponctuel.

**CPC "ouvert"** Le rayon d'ouverture du CPC est  $r_{in}$ . Il se réduit à  $r_{out}$  au niveau de la zone focale. Chaque portion de parabole est telle que son point focal coïncide avec l'extrémité de la

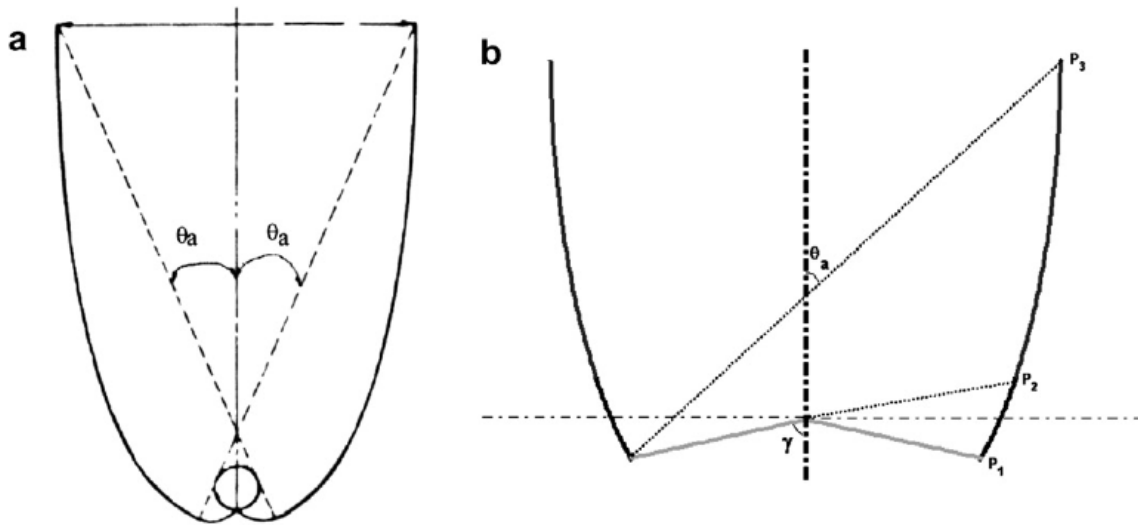


FIGURE 2.5 – Concentrateurs secondaires de type CPC : “fermé” (a) et “ouvert” (b)

portion de parabole opposée, au bord de la zone focale. L'axe de la parabole est incliné de l'angle d'ouverture  $\theta_a$ . Ainsi, un rayon incliné au maximum sera réfléchi exactement sur le bord de la zone focale. Tout rayon moins incliné par rapport à l'axe du CPC sera également réfléchi sur la zone focale.

**CPC “fermé”** Un CPC fermé se rencontre surtout en concentration linéaire. Ainsi, le tube absorbeur est également éclairé sur sa partie arrière, donc de manière plus homogène.

Chaque côté du CPC peut être composé d'une, ou plusieurs portions de paraboles.

Les CPC simples, avec une seule portion de parabole pour chaque côté, sont par exemple utilisés dans certains capteurs solaires thermiques plans avec tubes sous vide.

Pour des tubes plus gros, on a souvent recours à deux portions de paraboles :

- une pour l'avant du concentrateur,
- une pour la volute intérieure, à l'arrière du tube.

On peut utiliser les équations paramétriques suivantes, où  $x$  correspond à l'axe horizontal et  $y$  l'axe vertical, sur les schémas 2.5 [21] :

$$\begin{cases} x = r \cdot (\sin \theta - M(\theta) \cdot \cos \theta) \\ y = r \cdot (-\cos \theta - M(\theta) \cdot \sin \theta) \end{cases}$$

$$\text{avec } M(\theta) = \begin{cases} \theta & \text{pour l'avant du concentrateur : } 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2} + \theta_a \\ \frac{\frac{\pi}{2} + \theta_a + \theta - \cos(\theta - \theta_a)}{1 + \sin(\theta - \theta_a)} & \text{pour la volute intérieure : } \frac{\pi}{2} + \theta_a \leq \theta \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_a \end{cases}$$

$r$  est le rayon du tube absorbeur,  $\theta$  l'angle au centre du tube, avec l'origine verticale vers le bas.

On peut encore optimiser les performances optiques des CPC en décomposant plus finement leur forme. Une étude spécifique est nécessaire pour chaque configuration de récepteur (géométrie de la surface absorbante : tube, triangle, plan...). Les travaux de Fraidenraich proposent de bonnes solutions analytiques pour des CPC [22].

## Chapitre 3

# Technologies des éléments du procédé

Le nombre de technologies et de composants spécifiques ne cesse de grandir.

### 3.1 Géométrie

#### 3.1.1 Principaux types de concentrateurs

On distingue quatre principaux types de concentrateurs, comme illustrés sur la figure 3.1 :

- les concentrateurs ponctuels (suivi du soleil sur deux axes) :
  - avec un seul miroir : ce sont les paraboles, 3.1b
  - avec plusieurs miroir : il s'agit des centrales à tour et champ d'héliostats 3.1a
- les concentrateurs linéaires (suivi du soleil sur un axe) :
  - avec un seul miroir : ce sont les collecteurs cylindro-paraboliques, 3.1d
  - avec plusieurs miroirs : ce sont les Réflecteurs Linéaires de Fresnel, 3.1c

Le rapport final du projet AQUA-CSP présente une très bonne analyse des points forts et des inconvénients de chaque filière [1]. Le tableau 3.1 compare les quatre types de concentrateurs.

#### 3.1.2 Éléments d'un concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel

Le concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel (concentrateur LFR) est généralement composé :

- du réflecteur ou miroir de Fresnel : plusieurs bandes de miroirs réfléchissent et concentrent le rayonnement sur le récepteur.
- du récepteur : positionné au dessus du miroir de Fresnel, il intercepte le rayonnement concentré. La conception du récepteur peut varier. Il est souvent composé :
  - d'un réflecteur secondaire, qui concentre encore d'un facteur 1 à 3 le rayonnement. Il permet de réduire la surface de l'absorbeur, ce qui limite les pertes, par rapport aux performances de concentration du miroir de Fresnel. Il peut aussi contribuer à l'homogénéité du flux de puissance collecté sur l'élément absorbeur.
  - d'un élément absorbeur : souvent un tube, mais parfois, plusieurs tubes, voire une surface plane. Cet élément joue le rôle d'échangeur : le fluide caloporteur collecte l'énergie du rayonnement sous forme d'énergie thermique.



(a) Centrale à tour en Andalousie (Espagne) : concentrateur ponctuel à plusieurs miroirs



(b) Parabole à Odeillo (France) : concentrateur ponctuel à un miroir



(c) Réflecteur linéaire de Fresnel à Liddell (Australie) : concentrateur linéaire à plusieurs miroirs



(d) Cylindro-parabolique dans le Nevada (USA) : concentrateur linéaire à un miroir

FIGURE 3.1 – Principe des quatre principaux systèmes concentrateurs

TABLE 3.1 – Comparaison des quatre principaux types de concentrateurs [1]

Concentration :	Système à concentration linéaire		Système à concentration ponctuelle	
Type de champ solaire	Cylindro-parabolique	Linéaire de Fresnel	Récepteur central (tour)	Parabole
État de l'art	commercial	pré-commercial	pré-commercial	prototypes opérationnels
Coût du champ solaire (€/m <sup>2</sup> en 2007)	200-250	150-200	250-300	>350
Taille type d'une unité (MW)	5-200	1-200	10-100	0,010
Besoins pour la construction	importants	simples	importants	modérés
Température de fonctionnement (°C)	390-550	270-550	550-1000	800-900
Fluide caloporteur courants	huile thermique, eau/vapeur	huile thermique, eau/vapeur	air, sels fondus, eau/vapeur	air
Cycle thermodynamique	Rankine	Rankine	Brayton, Rankine	Stirling, Brayton
Machine thermodynamique	Turbine à vapeur	Turbine à vapeur	Turbine à gaz, turbine à vapeur	Moteur Stirling
Expérience	élevée	faible	moyenne	moyenne
Fiabilité	élevée	inconnue	moyenne	moyenne
Stockage thermique	sels fondus, béton, PCM	sels fondus, béton, PCM	sels fondus, céramique, PCM	sels fondus, céramique, PCM
Combinaison avec dessalement	facile	facile	facile	facile
Intégration à l'environnement	difficile	facile	moyen	moyen
Besoins pour le fonctionnement	importants	simples	importants	simples
Emprise au sol	élevée	faible	élevée	modérée

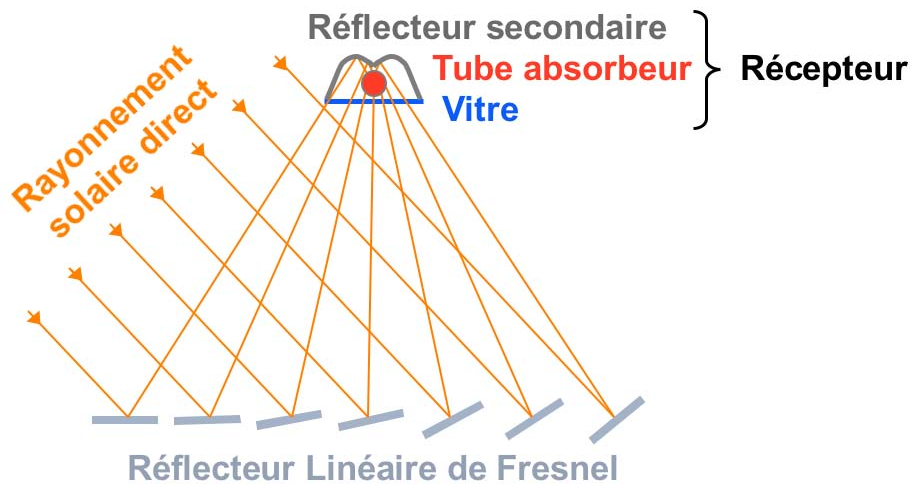
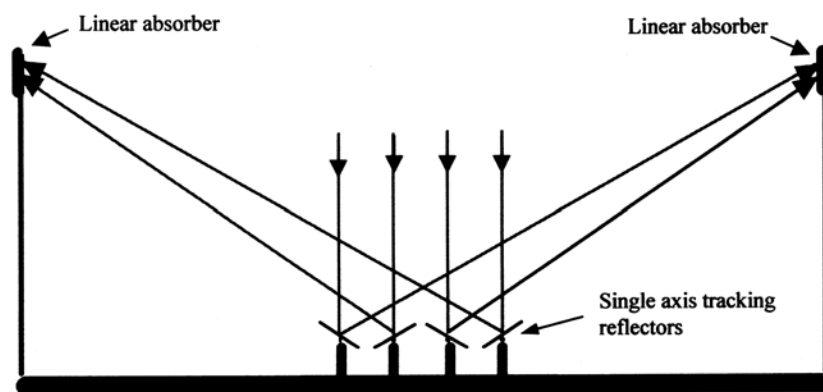


FIGURE 3.2 – Principe d'un concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel



*Linear absorber* : récepteur linéaire

*Single axis tracking reflectors* : miroirs à suivi sur un axe

FIGURE 3.3 – Concept de concentrateur Linéaire de Fresnel Compact [5, p. 265]

- d'une vitre, qui assure une limitation des pertes radiatives. Transparente à la lumière visible, le verre est opaque aux Infra-Rouge (IR). Le rayonnement solaire entre dans le récepteur, mais les émissions des surfaces chaudes sont en grande partie bloquées par la vitre.

La figure 3.2 illustre le principe d'un concentrateur LFR.

### 3.1.3 Concentrateur Linéaire de Fresnel Compact

D. Mills a montré l'intérêt de disposer de plusieurs lignes focales en parallèle. En effet, le rayonnement peut être réfléchi sur plusieurs lignes focales alternativement. La collecte et la répartition de la lumière sur les récepteurs peut ainsi être optimisée. La figure 3.3 illustre le principe du concept de Concentrateur linéaire de Fresnel Compact (CLFR) [5].

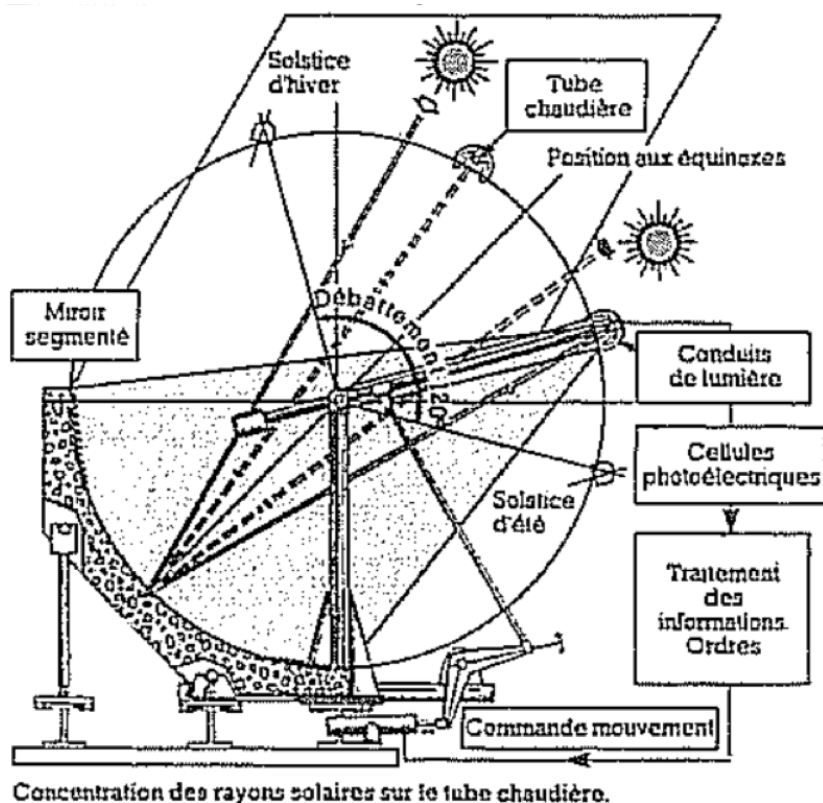


FIGURE 3.4 – Principe de l'optique COSS [6, p. 204]

### 3.1.4 Concentrateur de Fresnel à miroirs fixes

On peut imaginer un concentrateur où les miroirs sont fixes et le récepteur est mobile.

Ce concept original a été mis en oeuvre dans les années 1980. Nommé COSS pour "Capteur Optique Solaire Segmenté", il s'agit d'un concentrateur linéaire où seul le récepteur est mobile. L'optique est constituée de bandes de miroirs parallèles, orientés différemment, d'où l'affiliation aux optiques de Fresnel. La figure 3.4 montre une section du concentrateur : les miroirs sont disposés sur l'arc de cercle et le récepteur se déplace pour suivre le foyer optique, en fonction de la position du soleil. Le balancier correspond à un système de contre-poids, pour assurer l'équilibre du récepteur. La centrale de Vignola, en Corse, a été construite selon ce principe. Des recherches et expérimentations ont été menées, mais aucune application actuelle ne semble s'inspirer de ces travaux [6].

Ce système semble particulièrement robuste aux intempéries et tempêtes. Seul le récepteur est mobile, ce qui peut simplifier le système du suivi solaire. Les connexions du récepteur devront être flexibles, comme dans la plupart des centrales cylindro-paraboliques. Cette technologie peut en particulier présenter un intérêt dans les zones à fortes contraintes climatiques. En cas de vents violents, il est possible de protéger plus facilement le récepteur.

### 3.1.5 Optimisation de la géométrie

Optimiser la géométrie dans son ensemble relève en premier lieu de calculs mathématiques. L'équipe de M. Collares-Pereira, à Lisbonne, propose une méthode mathématique brevetée, pour



obtenir une concentration optimale des systèmes optiques. L'application présentée concerne en particulier les concentrateurs linéaires de Fresnel. L'étude se base sur l'étendue, comme paramètre à maximiser [23].

## 3.2 Miroirs

Les miroirs actuellement utilisés pour les champs solaires linéaires de Fresnel sont bon marché et durables. Il s'agit de miroirs en verre recuit, avec traitement de la surface arrière pour obtenir les propriétés réfléchissantes.

Les miroirs solaires doivent être de qualité supérieure : leurs propriétés optiques et leur tenue dans le temps ont un fort impact sur la rentabilité du système. Les recherches actuelles se concentrent donc sur l'amélioration de ces deux points.

Les miroirs doivent avoir une réflectivité importante et une specularité la meilleure possible. Différentes équipes travaillent à l'amélioration des revêtements. Le Fraunhofer ISE a une équipe qui a caractérisé un revêtement avec de bonnes performances [11].

Leur durée de vie est également un critère essentiel. Les miroirs sont soumis aux intempéries. Ils doivent résister à la grêle, aux tempêtes de vent violent, de sable. Le revêtement doit être stable aux ultraviolets, résister au nettoyage mécanique et tenir à haute température (surtout pour le récepteur secondaire éventuel). Malgré toutes ces agressions, le miroir doit conserver ses qualités optiques pendant 10 ans, 20 ans et plus si possible. La production de la centrale en dépend. Et l'investissement serait significativement alourdi s'il fallait remplacer tous les miroirs au cours de la vie de la centrale. La qualité et la durée de vie des miroirs sont donc primordiales à la rentabilité de la centrale solaire. Or le recul sur les technologies de miroir actuelles est faible. Les deux critères de performances initiales et d'évolution des performances dans le temps doivent être considérés pour évaluer la production d'une centrale.

La sensibilité à l'encrassement des miroirs doit aussi être considérée. Les pertes de rendement dues à l'encrassement peuvent être élevées. Mais nettoyer consomme parfois beaucoup d'eau. Quant au nettoyage mécanique, il a tendance à abîmer les miroirs. Les propriétés "auto-nettoyantes" de certains miroirs sont donc un avantage non négligeable.

Rioglass, Flabeg et Saint Gobain sont 3 acteurs majeurs des miroirs solaires. Le marché se développe et se met en place. Saint-Gobain vient d'ouvrir, au Portugal, une usine de fabrication de miroirs pour systèmes cylindro-paraboliques. Flabeg fabrique des miroirs en Espagne et depuis quelques mois aux Etats-Unis. La haute qualité de verre nécessaire à la production des miroirs solaires n'était, jusqu'à encore très récemment, pas disponible aux USA. En 2010, Flabeg avait déjà un équivalent de 800 MW de capacité de production annuelle, soit 1 million de miroirs [24].

Un avantage affiché des miroirs plans est qu'ils sont moins chers que les miroirs aux formes compliquées. Cette différence a cependant tendance à s'estomper grâce aux progrès réalisés dans la fabrication des miroirs. Les miroirs souples ne sont plus que 25% plus chers que les miroirs plans.

Les miroirs plans, ou légèrement incurvés, des LFR ont l'avantage de pouvoir être nettoyés plus facilement. Le nettoyage est une question très importante, car la poussière réduit significativement les performances optiques des miroirs. Dans les climats secs, l'air est souvent plus poussiéreux. Or c'est aussi les endroits où l'eau est une ressource particulièrement précieuse. Un nettoyage plus économe en eau permet de laver plus souvent les miroirs, ou de fonctionner avec moins d'eau. La société Novatec-Biosol a mis au point un robot qui nettoie automatiquement les miroirs. Le système est posé sur un miroir et se déplace le long de celui-ci. Cela permet de réduire nettement la consommation d'eau pour le nettoyage. Des techniques économes en eau existent aussi pour le

valeurs à 400 °C :	SCHOTT	SOLEL
Absorptivité (%)	95	96
Emissivité (%)	10	8,8
Pertes thermiques linéaires (W/m)	< 300 W/m (anciennement : $\approx 400 \text{ W/m}$ )	

TABLE 3.2 – Caractéristiques principales des récepteurs tubulaires sous vide : données à la température de fonctionnement = 400°C [2]

cylindro-parabolique, mais les concentrateurs de Fresnel ont encore un avantage de simplicité sur ce point. En définitive, les coûts de maintenance sont ainsi réduits.

### 3.3 Récepteurs

#### 3.3.1 Mono-tubes sous vide

Les récepteurs tubulaires sous vide sont principalement utilisés pour la concentration cylindro-parabolique. Ils sont parfois utilisés pour des petits systèmes avec LFR, par exemple pour des applications de chaleur industrielle.

Schott et Solel proposent des produits similaires très performants. Un troisième constructeur est l'italien Archimedes Solar. Schott est expert dans ces technologies depuis de nombreuses années. Solel met en avant des performances légèrement supérieures, qui font une différence significative sur les gains de la centrale. Le tableau 3.2 donne l'ordre de grandeur des caractéristiques principales des tubes sous vide.

Là encore la réduction des coûts est souhaitable. Réduire les coûts de 12% correspond à une amélioration du rendement de 2 à 3%.

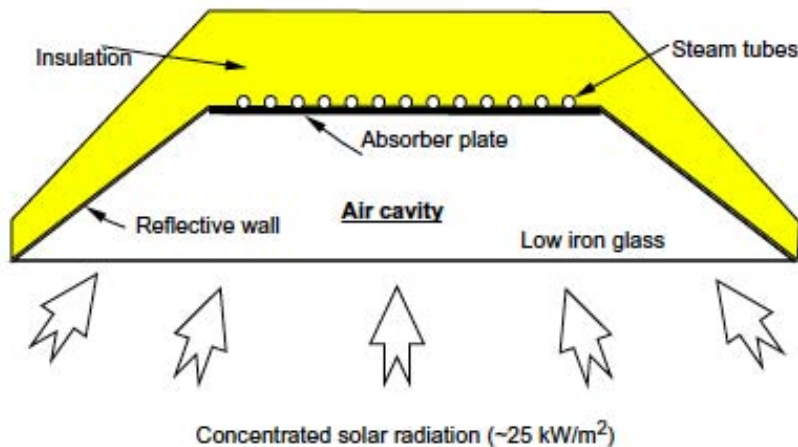
Schott a des unités de production en Allemagne, en Espagne (Séville) et aux Etats-Unis. Une production de tubes, pour une puissance installée de 20 GW par an, correspond à la production de verre pour l'industrie automobile. Cet ordre de grandeur est donc réalisable.

Le mono-tube sous vide est quasiment toujours accompagné d'un second concentrateur, qui est positionné au dessus du tube. Le concentrateur est souvent de forme CPC (concentrateur parabolique composé). Le CPC a pour caractéristique d'accepter tous les rayons, ayant un angle d'incidence, par rapport à la normale, inférieur à une certaine limite. Le second concentrateur permet d'augmenter la surface d'interception des rayons. Il a aussi l'avantage d'améliorer l'homogénéité du flux concentré sur la surface du tube.

Il est peu utilisé en concentration linéaire de Fresnel, où des coûts bas sont la priorité. Novatec Solar utilise un mono-tube sous vide pour la phase de surchauffe de la vapeur produite.

#### 3.3.2 Multi-tubes

L'autre technologie la plus répandue utilise plusieurs tubes sous vide en parallèle. Le récepteur est plus large, ce qui peut éviter un concentrateur secondaire. En revanche, l'augmentation de surface du récepteur a tendance à augmenter les pertes thermiques par convection et rayonnement. Les pertes mesurées en 2003 par C.J. Dey (Australie) atteignent  $1000 \text{ W/m}^2$  [7]. Les australiens développent en effet un récepteur multi-tubes, dont le principe est schématisé sur la figure 3.5.



*Insulation* : isolant thermique  
*Steam tubes* : tubes de vapeur  
*Absorber plate* : plaque absorbante  
*Reflective wall* : paroi réfléchissante  
*Low iron glass* : vitre à faible teneur en fer  
*Air cavity* : cavité d'air  
*Concentrated solar radiation* : Rayonnement solaire concentré

FIGURE 3.5 – Schéma de principe du récepteur de la technologie CLFR (Reynolds et al. 2000) [7, p. 245]

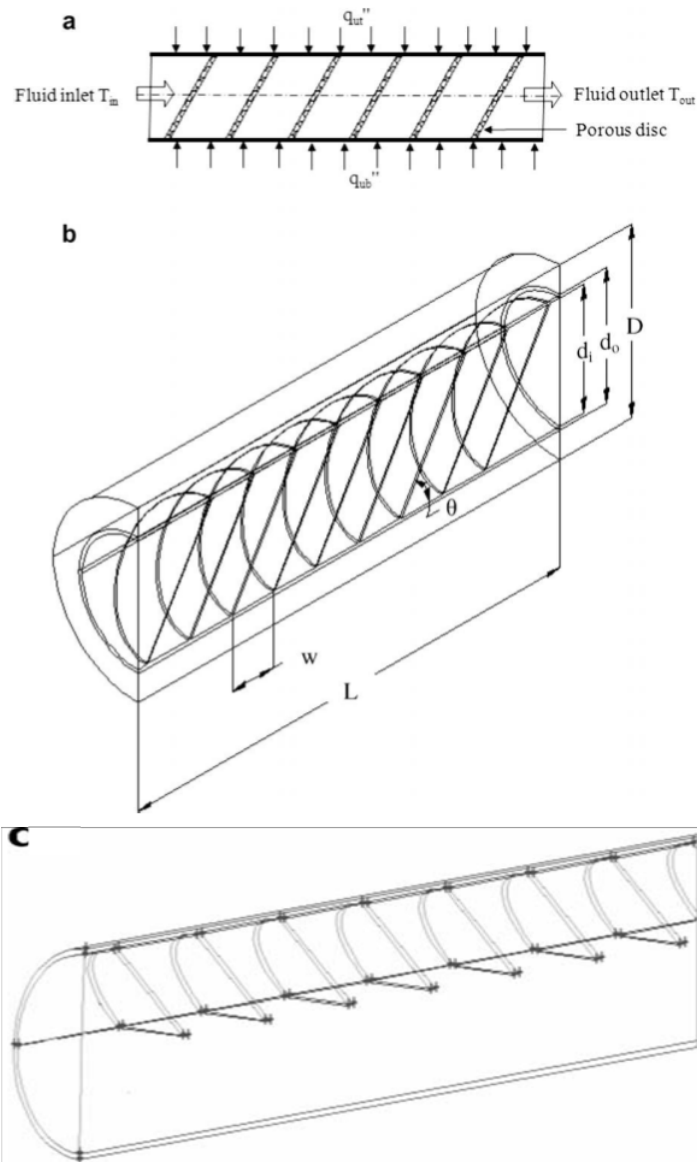
Certains travaux associent un récepteur multi-tubes à un surconcentrateur CPC, ce qui élargit la surface d'ouverture du récepteur.

La conception à plusieurs tubes permet de varier les formes de récepteurs. Les tubes peuvent être alignés dans un plan horizontal, ou bien disposés en 'V'... Une géométrie alternative pourrait également être intéressante.

La conception de récepteur développée au LITEN (Laboratoire d'Innovation pour les Technologies des Energies Nouvelles et les nano-matériaux, CEA Grenoble) et étudiée notamment dans la thèse de Mathieu Vrinat mérite également l'attention [25]. Le contexte de ces travaux concerne un récepteur ponctuel. Une application à un concentrateur linéaire demanderait certainement une adaptation de la conception : les distances parcourues dans l'échangeur linéaire sont beaucoup plus grandes. Les pertes de charge sont plus importantes, mais un coefficient d'échange plus faible est acceptable.

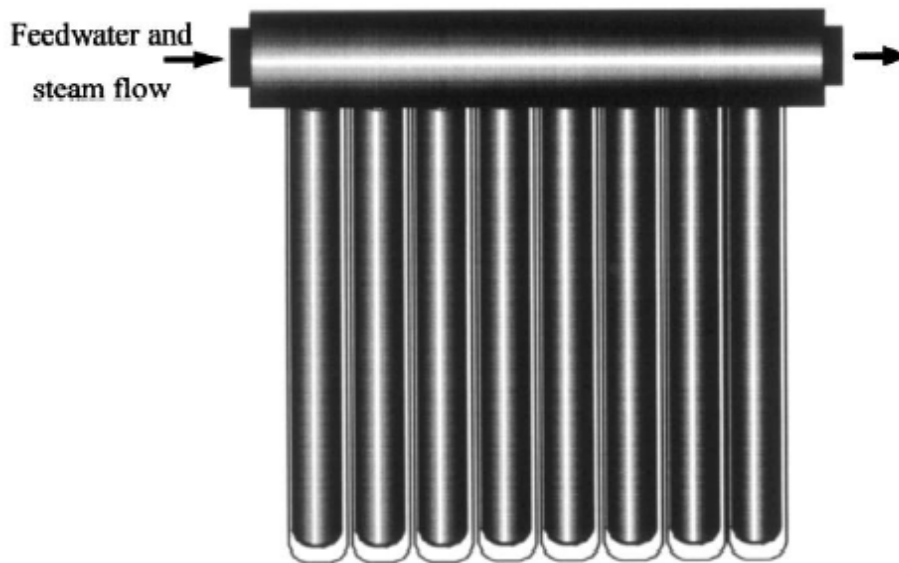
### 3.3.3 Tubes poreux

Un concept de tube poreux a été développé par K. Ravi Kumar [8]. L'équipe indienne montre que le transfert thermique est significativement amélioré par des disques poreux disposés en biais, à intervalles réguliers, dans le tube. Les meilleurs résultats sont obtenus par des demi-disques en partie supérieure du tube, voir figure 3.6. L'échange thermique est amélioré de plus de 60% (nombre de Nusselt) alors que les pertes de charge ne sont que de 460 Pa. Ces travaux réalisés avec un fluide organique pourraient être appliqués utilement avec l'air comme fluide.



*Fluid inlet* : entrée du fluide  
*Fluid outlet* : sortie du fluide  
*Porous disc* : disque poreux

FIGURE 3.6 – Schéma du récepteur solaire cylindrique poreux : (a) vue en coupe, (b) vue en perspective du demi-cylindre, (c) meilleure variante de la position des disques poreux : demi disques en partie supérieure [8, p. 1808]



*Feedwater and steam flow* : débit d'eau alimentaire et de vapeur

FIGURE 3.7 – Concept de Récepteur à caloduc [9]

### 3.3.4 Système de type caloduc

Un autre récepteur proposé par David Mills est formé d'un ensemble de tubes en parallèle. Tous ces tubes sont connectés par une seule extrémité, à un tube collecteur isolé. L'autre extrémité du tube est fermée. Chacun des tubes parallèles sont isolés par une ampoule de verre. La figure 3.7 montre le principe du récepteur.

La nappe de tubes peut être disposée verticalement, chaque face voit alors la moitié du champ solaire. Les tubes peuvent tout aussi bien être disposés horizontalement, ils sont alors éclairés, uniquement par le bas [9].

### 3.3.5 Echangeur plan

On peut envisager une conception simple avec un récepteur plan et un surconcentrateur placé dessous. Le fluide circule dans un canal de section rectangulaire. Un système d'ailettes peut renforcer les échanges thermiques. C'est l'approche envisagée pour le prototype de concentrateur construit à Albi. La figure 3.8 illustre le concept.

### 3.3.6 Vitrage

Un vitrage est presque toujours utilisé. Le verre est transparent au rayonnement solaire visible, mais opaque aux infra-rouges. Ainsi, en plaçant une vitre devant le récepteur, les pertes radiatives, par émission infra-rouge, sont considérablement réduites. Avec une bonne transparence dans le visible, le rayonnement solaire est correctement transmis à l'absorbeur. Les pertes évitées en IR sont plus importantes que celles causées par la transmission.

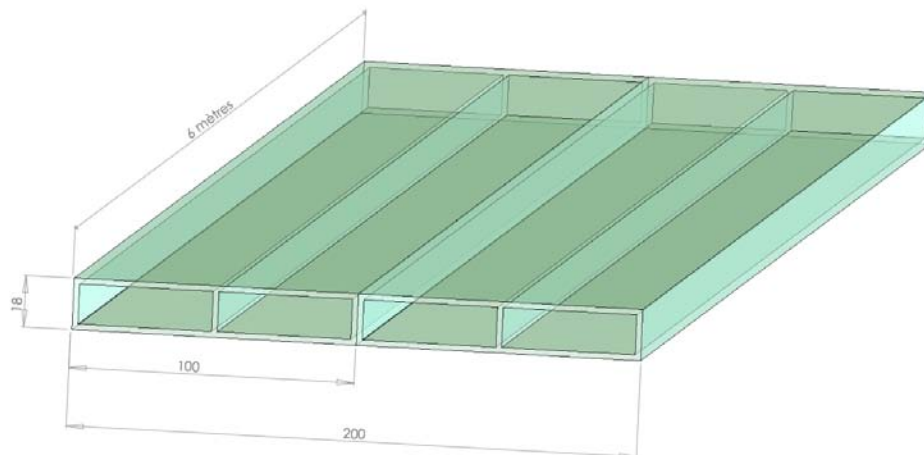


FIGURE 3.8 – Exemple de géométrie pour le récepteur du prototype à Albi, un réflecteur secondaire peut être ajouté en dessous

## 3.4 Fluides caloporteurs et fluides de travail

### 3.4.1 L'eau, la vapeur

La plupart du temps, l'eau est utilisée comme fluide caloporteur et de travail. On travaille alors généralement à 250 °C. C'est le cas des centrales à tour espagnoles PS10 et PS20 [26]. L'eau est en effet un excellent caloporteur. Le problème est que l'eau se vaporise à relativement basse température. Or les rendements de cycles thermodynamiques sont d'autant plus élevés que l'on a des écarts de température importants. Cela est dicté par le rendement de Carnot. Ainsi, pour augmenter le rendement, on peut hausser la température de la source chaude. Pour cela, on augmente la pression de travail. A 40 bars, l'eau s'évapore à 250 °C. Certains, comme SPG (Solar Power Group), mettent au point un procédé à 100 bars, pour monter à 450 °C. Le prototype FresDemo en Espagne a montré le bon fonctionnement du procédé [27]. L'inconvénient de devoir monter en pression est qu'une installation hydraulique est d'autant plus onéreuse que la pression est grande.

En tous les cas, l'eau a l'avantage de ne pas polluer. Comme on fonctionne en circuit fermé, la ressource en fluide caloporteur et fluide de travail n'est pas un problème. Il faut veiller à la technologie utilisée pour la source froide. Si on utilise un refroidissement à l'eau, cela peut poser problème en zone aride. On devrait alors préférer un refroidissement à air. Cela est un point important car les zones à ensoleillement généreux sont souvent les régions les moins fournies en eau.

### 3.4.2 Génération directe de vapeur

On utilise aussi la génération directe de vapeur (DSG pour Direct Steam Generation). Cette technologie fait l'objet de nombreuses recherches à l'heure actuelle. Elle suscite beaucoup d'espoir. En effet, le système évite un échangeur intermédiaire entre le récepteur solaire et la machine de détente, dans le cycle thermodynamique. L'eau vapeur sortant du récepteur peut directement être injectée dans la turbine ou autre machine de détente.

Les recherches étudient la DSG pour les deux technologies de concentration linéaire : LFR

et cylindro-parabolique. La maîtrise du transfert thermique pendant l'évaporation et surtout la surchauffe pose moins de problème avec le concentrateur de Fresnel. L'éclairement est plus régulier sur le tube au cours de la journée. De plus, la technologie de Fresnel n'impose pas de liaison flexible à haute température. Cela est un net avantage pour la possibilité de surchauffe de la vapeur. La technologie de Fresnel est ainsi mieux adaptée pour la génération directe de vapeur.

Une des difficultés est la régulation de la génération directe de vapeur. Du fait que l'échange thermique est mal maîtrisé dans le récepteur, il est difficile d'assurer une production de vapeur à débit constant. La DSG n'en demeure pas moins une technologie séduisante. Sa régulation est donc un enjeu important. Les derniers résultats de Novatec Solar montrent la faisabilité de la production continue et maîtrisée de vapeur surchauffée [28].

### 3.4.3 Les huiles thermiques

Les huiles thermiques sont des mélanges d'hydrocarbures synthétiques. Leurs compositions sont choisies pour optimiser leurs propriétés d'échange thermique. Les huiles restent liquides jusqu'à des températures relativement élevées. On peut les utiliser jusqu'à 400°C. Elles ont un bon coefficient d'échange thermique, sur toute la plage de températures.

L'huile n'est pas utilisée comme fluide de travail. Il y a donc en général un échangeur entre huile et eau, qui permet ensuite de produire la vapeur et alimenter la turbine à vapeur. Le circuit hydraulique sous pression est limité au cycle thermodynamique. Tout le champ solaire n'est pas à haute pression, ce qui diminue l'investissement. En revanche, l'échangeur huile-eau vient en plus. Il réduit donc le rendement, en s'ajoutant au système.

L'inconvénient des huiles est le risque de pollution. En cas de combustion accidentelle, néanmoins peu probable, elles dégagent des vapeurs toxiques. Elles ne permettent pas de travailler à des températures très élevées.

### 3.4.4 L'air

L'air est un bon fluide de travail. Son omniprésence permet de l'utiliser en cycle ouvert. On n'a ainsi pas besoin de refroidissement pour la source froide. Cela est un grand avantage en zone aride, où un refroidissement à l'eau est parfois problématique.

L'inconvénient de l'air est qu'il n'est pas facile à chauffer. Ses faibles capacité calorifique et conductivité thermique n'en font pas un caloporteur de premier choix. On peut réduire cet inconvénient en augmentant la pression du gaz. Mais la pression sera surtout dictée par le cycle thermodynamique. En effet, l'air est alors fluide caloporteur et fluide de travail, ce qui simplifie le système. Le cycle thermodynamique à air fonctionne très bien. La température n'est pas limitée par le fluide : l'air peut être chauffé à plus de 1000°C. Dans la concentration linéaire de Fresnel, c'est le système optique qui sera alors limitant : dépasser 500°C est déjà compliqué.

Dans certains cas, l'air est utilisé seulement comme fluide caloporteur. On l'utilise pour sa stabilité à haute température, en particulier dans des récepteurs de centrales à tour. A Jülich, Allemagne, le concentrateur à tour de démonstration utilise un récepteur à air. L'air travers une structure poreuse en céramique et chauffe à 700°C. Mais un cycle à vapeur est ensuite utilisé. En concentration linéaire, la compagnie AirLight développe un collecteur cylindro-parabolique avec de l'air comme fluide caloporteur. Un récepteur spécifique est donc développé en partenariat avec le laboratoire ETH de Zürich. Voir en particulier les travaux de Roman Bader [29]. L'avantage de n'utiliser l'air que comme fluide caloporteur est qu'on peut fonctionner à pression atmosphérique. Le circuit de fluide est donc plus simple à mettre en oeuvre.

	Avantages comparés aux huiles	Inconvénients comparés aux huiles
Génération directe de vapeur	Système simple Température de travail plus élevée Risque nul de pollution ou incendie	Manque de système de stockage adapté Contrôle du champ solaire plus compliqué Champ solaire à plus haute pression
Gaz sous pression	Température de travail plus élevée Amélioration du stockage thermique Risque nul de pollution ou incendie	Mauvais échange thermique du récepteur Contrôle du champ solaire plus compliqué Champ solaire à plus haute pression
Sels fondus	Stockage thermique plus efficace Température de travail plus élevée Risque nul de pollution ou incendie	Pertes thermiques plus élevées la nuit Champ solaire plus compliqué Consommation électrique plus élevée

TABLE 3.3 – Tableau récapitulatif : comparaison des fluides de travail pour la concentration linéaire.  
Source Zarza [3]

### 3.4.5 Les sels fondus

Les sels fondus sont un très bon fluide de stockage d'énergie thermique (voir section 3.5.1). Ils permettent aussi de travailler à assez haute température : jusqu'à 550°C sans problème. Il est possible de les utiliser comme fluide caloporteur, bien que cela ne soit pas une solution évidente. Les sels solaires sont généralement constitués d'un mélange de 60%  $NaNO_3$  + 40%  $KNO_3$ . La difficulté vient du fait que ces sels sont solides à température ambiante. Pour les utiliser comme fluide, ils doivent donc être maintenus à une température minimale d'environ 270°C. Cela augmente donc la consommation d'énergie en l'absence de soleil. Pour mettre en marche un tel système, des fils électriques chauffants sont disposés le long des tubes.

Plusieurs centrales ont été construites avec ce fluide comme caloporteur. La centrale Thémis en particulier fonctionnait en chauffant directement les sels fondus, qui permettaient ainsi un stockage thermique facile. Aujourd'hui, le projet Archimède, mené par l'ENEA, consiste en une centrale de 5 MW, en cylindro-parabolique. Il s'agit donc de concentration linéique et la faisabilité a été prouvée [30, 31]. Cependant, les sels fondus semblent plus adaptés à des applications en concentration ponctuelle, qui posent moins de problème de maintien des sels en phase liquide.

### 3.4.6 Comparaison des fluides

L'eau et les huiles thermiques sont les fluides les plus utilisés actuellement. L'eau comme simple caloporteur montre ses limites : température peu élevée, échangeur-évaporateur pour produire la vapeur. Les huiles ont aussi leurs limites en température. Le risque de pollution conduit aussi à écarter les huiles thermiques. Les recherches se concentrent donc sur les alternatives les plus sérieuses : la génération directe de vapeur, l'air sous pression (ou autre gaz), les sels fondus.

Le tableau 3.3 récapitule les principaux avantages et inconvénients des fluides de travail.

## 3.5 Stockage thermique

Les technologies héliothermodynamiques permettent le stockage d'énergie thermique (TES). C'est leur principal avantage, sur d'autres ressources renouvelables comme l'éolien ou le photovoltaïque. Le stockage thermique permet de découpler la production d'énergie utile, de la ressource solaire, à l'échelle de la journée. Un passage nuageux n'affectera pas la production, qui peut être



maintenue en déstockant de l'énergie. La production peut aussi être mieux adaptée à la consommation. Le pic des besoins se trouve typiquement en soirée. L'énergie solaire principalement disponible autour de midi peut grâce au stockage être utilisée en soirée. Le TES peut même être dimensionné pour permettre une production continue, 24h/24.

Les technologies de stockage thermique sont encore au stade de recherche. Peu d'applications industrielles existent. La difficulté vient notamment du fait qu'il n'y a pas une technologie de stockage universelle. Pour chaque conception de centrale solaire, une technologie de stockage spécifique est la mieux adaptée. Or les technologies de centrales héliothermodynamiques sont encore jeunes et il y a foisonnement de solutions en développement. Les technologies qui s'imposeront comme les plus performantes ne sont pas clairement identifiées à l'heure actuelle. Il est donc difficile pour un industriel de miser sur une technologie de stockage, en pariant sur une conception de centrale.

Les éléments importants pour définir la technologie de TES sont :

- les conditions opératoires : température et pression
- le fluide caloporteur dans le champ solaire (huile, sels, eau/vapeur, gaz)

La température et la pression sont en effet des paramètres importants pour le rendement du cycle thermodynamique. Ils ont également une influence sur l'investissement : température et pression élevées demandent des systèmes plus résistants. Le fluide caloporteur est peut-être encore plus décisif pour le choix de la technologie.

### **3.5.1 Technologies actuelles**

#### **3.5.1.1 Stockage dans des sels fondus**

Pour les grosses puissances, la seule solution de stockage commerciale est les sels fondus. Ils ne sont pas évident à utiliser comme fluide caloporteur, mais peuvent directement servir de fluide de stockage. L'équipe italienne de l'ENEA travaille, dans le cadre du projet Archimede, à la mise au point d'un système à sels fondus, comme fluide caloporteur et de stockage.

La centrale Andasol I fonctionne avec de l'huile thermique comme fluide caloporteur. Elle dispose d'un stockage de 7,5 heures, grâce à des sels fondus [31].

#### **3.5.1.2 Stockage de vapeur saturée**

Les autres fluides sont plus difficiles à stocker en grande quantité. PS10 a cependant des réservoirs qui stockent directement la vapeur saturée. La capacité du stock n'est que d'une demi-heure. Cela est suffisant pour réduire significativement la dépendance à l'ensoleillement instantané. Mais cette technologie n'est pas adaptée à de grandes capacités de stockage. En effet, elle ne bénéficie pas d'effet d'échelle : la masse d'acier du réservoir sous pression, donc son coût, est proportionnel au volume de stockage. Stocker de grandes quantités de vapeur à haute pression mène donc rapidement à des coûts énormes.

### **3.5.2 Autres technologies**

#### **3.5.2.1 Stockage par chaleur sensible**

Toujours dans la catégorie des stockages de chaleur sensible, on peut également stocker l'énergie thermique dans des matériaux solides.

Des prototypes de stockage dans du béton sont en test ou en développement. On peut citer l'entreprise Züblin, qui développe une telle solution.

D'autres matériaux sont envisagés. Le Cofalit, à base d'amiante vitrifié, montre un potentiel intéressant comme matériau de stockage. Le PROMES étudie de près le potentiel prometteur de ce matériau [32].

Un système utilisant un lit de cailloux est développé par l'entreprise AirLight et le laboratoire suisse ETH. L'objectif est de chauffer les cailloux directement avec l'air, utilisé comme fluide caloporteur. Il est possible de stocker la chaleur à haute température (plus de 650°C) avec un rendement stockage/déstockage de 98% [33].

### **3.5.2.2 Stockage par chaleur latente**

Les matériaux à changement de phase (PCM) suscitent aussi un intérêt particulier. Ils permettent un stockage significativement plus compact, que les systèmes à chaleur sensible. Un autre avantage est qu'ils permettent d'extraire de l'énergie à la même température, quel que soit le niveau de charge du stockage. Cependant la température des matériaux étudiés reste assez basse : de 200°C à 300°C. Il s'agit en particulier de mélanges à base de nitrates [34].

### **3.5.2.3 Stockage mixte sensible/latent**

Un système mixte est en cours de développement, pour les centrales à génération directe de vapeur. Le béton est utilisé comme matériau de stockage pour les niveaux de température en chaleur sensible. Des PCM sont utilisés pour stocker l'énergie thermique dans la partie où le changement de phase a lieu [35].

### **3.5.2.4 Stockage par autres concepts**

Il existe d'autres voies pour le stockage. Des nanos-matériaux sont à l'étude. Des techniques thermo-chimiques font l'objet de recherches [36, 37].

### **3.5.2.5 Stockage efficace de l'électricité : stockage par gravité**

Le stockage par gravité consiste à pomper ou turbiner de l'eau entre deux réservoirs situés à des altitudes différentes. Il ne s'agit donc pas d'une solution de stockage thermique. Mais son efficacité en fait une solution de stockage de premier choix. Le stockage d'électricité, sous forme d'énergie potentielle dans un barrage, n'a pas de limite dans le temps a priori. Le rendement du pompage et turbinage de l'eau est facilement supérieur à 80%. Aucune autre solution de stockage électrique ne permet une aussi grande souplesse : grande capacité, disponibilité permanente, haut rendement, faibles coûts.

Le stockage par gravité apparaît comme la solution idéale, pour découpler la production et la consommation de l'énergie électrique. La seule limite est la disponibilité d'un tel système. Il faut qu'une unité de stockage par gravité existe déjà à proximité de la centrale. Peu de systèmes hydrauliques restent à construire : la ressource est déjà largement exploitée. Ainsi, même si dans la plupart des cas ce stockage ne pourra pas être utilisé, il faut garder le pompage turbinage à l'esprit.

## 3.6 Cycles thermodynamiques

Le fluide de travail est évidemment dépendant du cycle thermodynamique. Les turbines à vapeur utilisent l'eau. Les turbines à gaz utilisent l'air. Sur de petits systèmes, les cycles organiques de Rankine (ORC) sont parfois utilisés.

### 3.6.1 Cycles de Rankine, turbines à vapeur

Ce sont les cycles les plus utilisés. Les turbines à vapeur sont de technologies éprouvées et bien maîtrisées. Toutes les centrales thermiques à énergie fossile utilisent ce type de cycle thermodynamique. Il y a bien quelques spécificités à l'énergie solaire. Par exemple, les turbines sont plus susceptibles d'être soumises à des variations de régime, donc de subir des chocs thermiques. Cela peut être évité grâce à un dispositif de stockage thermique, comme discuté précédemment.

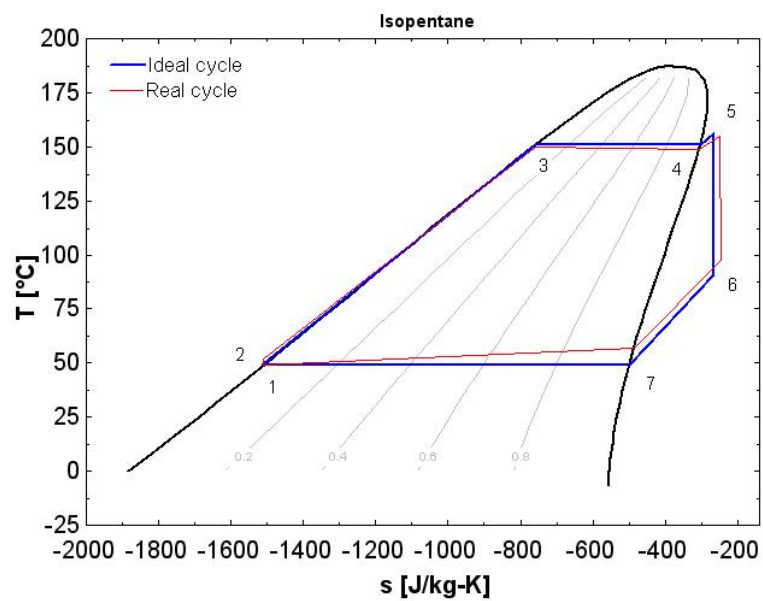
Les pressions de fonctionnement usuelles vont de 20 à 100 bar. Un mode de fonctionnement utilisé est la vapeur saturée à 40 bar, qui est donc à 250°C. Le rendement de Carnot est alors de l'ordre de 40%. En pratique on peut obtenir des rendements de cycle de 30%. A 100 bar, le changement d'état a lieu à 310°C. Pour monter plus haut en température, on a donc recours à la vapeur surchauffée à 400, voire 500°C. Les rendements sont alors d'autant plus intéressants. On peut atteindre près de 40 % de rendement de cycle.

Toutes les centrales commerciales à concentration cylindro-parabolique fonctionnent sur un cycle de Rankine, avec des rendements de cycle qui vont de 37,5 à 39,3 % à pleine charge [31]. Les centrales SEGS, construites dans les années 1980 sur le site Kramer Junction (USA), atteignent un rendement annuel solaire-électricité de 14%. Le rendement maximal observé est de 21,5%. La centrale Andasol I, mise en service en Espagne en 2008, prévoit un rendement annuel de 16% [31].

### 3.6.2 Cycles Organiques de Rankine

Pour les petites puissances, les cycles organiques de Rankine (ORC) sont une bonne solution. Technologie proche des cycles utilisés en réfrigération, elle est bien maîtrisée et éprouvée. La figure 3.9 montre le diagramme température-entropie d'un cycle ORC. Les fluides de travail organiques sont très nombreux. Les plus utilisés sont le R134a, R245fa, n-pentane et les huiles de silicone [?]. L'impact environnemental de ces fluides peut être important : toxicité pour la couche d'ozone, effet de serre, inflammabilité... Il faut donc veiller à ce qu'ils ne soient pas relâchés dans l'atmosphère. Le rendement des cycles ORC est assez faible. En effet la température de fonctionnement est limitée : typiquement 150°C. Ce n'est donc pas le choix numéro un pour maximiser la production énergétique. Cependant, ces cycles sont bon-marché.

L'organisation STG International développe une technologie simple basée sur un cycle ORC et un concentrateur cylindro-parabolique. Le système est en particulier destiné aux pays en développement. Les composants sont faciles à trouver et à entretenir. Beaucoup sont des pièces automobiles : la turbine, la pompe, le radiateur... Cette approche intéressante fournit à moindre coût un système CSP (héliothermodynamique) de petite puissance : 3 kW. Un prototype est en test à Lesotho, en Afrique du Sud, pour alimenter un hôpital. STG International propose donc une technologie qui fournit électricité et chaleur, voire du froid. Elle permet ainsi d'alimenter, localement et de façon renouvelable, des zones rurales [38].



*Ideal cycle* : cycle idéal

*Real cycle* : cycle réel

1-2 : compression

2-3-4-5 : source chaude : chauffage liquide, évaporation, surchauffe gaz

5-6 : détente

6-7-8 : source froide : désurchauffe, condensation.

FIGURE 3.9 – Exemple de diagramme température-entropie (T-S) d'un Cycle Organique de Rankine

### 3.6.3 Cycles à air

Le rendement des cycles à air est bon. Mais le problème réside dans la difficulté à chauffer l'air. Les solutions envisagées à l'heure actuelle utilisent un gaz sous pression. Les faibles performances thermiques du gaz sont ainsi en partie compensées par la forte pression. Mais chauffer le gaz sous pression permet surtout de l'utiliser directement comme fluide de travail. Aujourd'hui aucun procédé commercial n'utilise l'air à la fois comme fluide caloporteur et de travail.

L'air se justifie comme fluide caloporteur lorsqu'on veut atteindre des températures élevées. L'huile reste limitée à 400°C. Au delà, les huiles thermiques se dégradent. Pour monter à plus de 500°C, un cycle à eau vapeur doit atteindre des pressions très élevées. On met parfois en oeuvre des cycles eau/vapeur supercritiques, qui permettent de travailler à plus de 700°C, avec une pression qui dépasse alors 221 bar. Mais les coûts de tels procédés sont élevés.

En particulier, les centrales à tour s'intéressent de près à l'air comme fluide caloporteur. Il est en effet stable jusqu'à plusieurs milliers de degrés. Comme expliqué dans la section 3.4, la tour de Jülich utilise l'air comme caloporteur, mais pas comme fluide de travail. L'air est alors chauffé à pression atmosphérique. En effet, un des freins à l'utilisation directe d'air, comme fluide de travail est qu'il doit être chauffé sous pression. Mais certaines équipes travaillent sur de telles technologies. Dans le cadre des recherches du projet PEGASE (Production d'Electricité par turbine à GAZ et énergie SolairE), l'air est utilisé à la fois comme fluide caloporteur et fluide de travail. Ce projet redonne vie au site de l'ancienne centrale Thémis, à Targassonne, dans les Pyrénées-Orientales. L'objectif est de mettre au point un récepteur à air, qui puisse fonctionner à 800°C. Une combustion en aval complète l'apport thermique solaire pour stabiliser la température en la portant à la valeur nominale de la turbine. Le rendement du cycle thermodynamique pourra ainsi être particulièrement élevé. Le cycle d'une turbine à gaz est le cycle de Joule, aussi appelé cycle de Brayton. On peut atteindre 25 à 35% de rendement pour le cycle de Joule. Le procédé complet peut alors atteindre jusqu'à 30% de rendement du solaire à l'électricité, avec un cycle combiné : la turbine à gaz entraîne une première turbine, puis l'air traverse un échangeur pour produire de la vapeur qui entraîne une seconde turbine.

Nous n'avons pas identifié de technologie existante, qui, avec concentration linéaire, utilise l'air à la fois comme fluide caloporteur et de travail. Cependant, le cycle de Joule mis en oeuvre avec un moteur Ericsson semble une solution pour cette technique. Le moteur Ericsson peut être vu comme une variante du moteur Stirling, où le fluide n'est pas confiné dans le moteur, mais est admis et refoulé à l'aide de soupapes. Ainsi, l'air sous pression peut être chauffé dans le concentrateur solaire, avant d'être admis dans le cylindre de détente. La détente donne l'impulsion au piston. Une partie de l'énergie sert à comprimer l'air dans un second cylindre. Le moteur Ericsson a été peu étudié depuis son invention au XIX<sup>e</sup> siècle. Pourtant, les premiers résultats obtenus au LaTEP, par l'équipe de Pascal Stouffs, sont encourageants. Cette équipe développe un moteur à air pour des applications solaires. Il est conçu pour fonctionner à une température optimale à 650 °C, sous une pression de 3 bar. L'idée est de travailler à faible pression, avec un rapport de pression de 2 à 3. L'intérêt est de réduire le coût du circuit de fluide. Le rendement est similaire à celui obtenu avec un rapport de pression de 6 à 7 grâce à un régénérateur. Cet échangeur récupère l'énergie thermique disponible en sortie de la machine de détente, pour préchauffer l'air comprimé [39]. L'air chaud rejeté peut être utilisé en cogénération. Comme on utilise l'air, la source froide est l'atmosphère : cela permet d'économiser un échangeur pour refroidir le fluide.

Le moteur Ericsson est adapté à des puissances moyennes. Il répond à un besoin de machines performantes entre quelques dizaines de kW et quelques centaines de kW. Les turbines à gaz ne sont pas développées à ces petites échelles. Or de nombreuses applications de cogénération dans

le bâtiment ou l'industrie sont possibles à ces niveaux de puissance.

Le moteur Ericsson est l'application privilégiée que nous étudions dans ce travail. L'air est donc le fluide caloporteur, qui peut être utilisé directement comme fluide de travail.

# Chapitre 4

## Marché

### 4.1 Enjeux

Pour assurer le développement des technologies solaires thermodynamiques, le marché doit être soutenu. Des réductions de coûts et des hausses de performances sont attendues. Les organismes de recherche et les industriels contribuent aux améliorations des procédés. Mais ils ont besoin de soutien : sans aides, le solaire thermodynamique n'est en général pas compétitif. Pour permettre de développer, construire, tester, améliorer ces technologies, il faut un cadre réglementaire clair, qui favorise le marché. Les investisseurs et les entreprises du secteur doivent pouvoir avoir une vision à long terme, qui leur permette de mener leurs projets dans de bonnes conditions. Les outils politiques doivent également favoriser l'innovation. On peut notamment s'appuyer sur l'expérience acquise dans d'autres secteurs des énergies renouvelables, pour faire des choix pertinents.

#### 4.1.1 Mécanismes de soutien de l'héliothermodynamique

##### 4.1.1.1 Tarifs d'achat

On parle beaucoup de tarif d'achat de l'électricité. Ce dispositif fonctionne bien, mais il est parfois victime de son succès. La difficulté est de fixer ce tarif au bon niveau. S'il est trop faible, personne ne va investir. S'il est trop élevé, tout le monde voudra investir et l'Etat aura du mal à financer le tarif pour tous. C'est le problème rencontré par l'Espagne en 2009. Le plan 500 MW d'électricité solaire thermodynamique pour 2010 a pleinement fonctionné. Le nombre de projets suscités a totalisé plus de 15 000 MW. Plus récemment, la France a rencontré le même problème avec le photovoltaïque.

Au fur et à mesure que le marché se développe, les coûts baissent. La hausse des prix des énergies fossiles participe également à rapprocher les technologies solaires de la rentabilité. Nous n'en sommes d'ailleurs plus très loin. Déjà aujourd'hui, Novatec Solar, avec sa technologie à réflecteurs linéaires de Fresnel, dit produire une électricité compétitive par rapport aux énergies fossiles.

Le tarif d'achat doit donc diminuer progressivement. Une réduction trop rapide du tarif d'achat risque d'asphyxier le marché. Cela s'est produit pour l'éolien en Espagne, ou plus récemment, début 2011, pour le photovoltaïque en France. Il est nécessaire de soutenir le marché dans la durée, jusqu'à ce que sa rentabilité soit atteinte. Sinon, on ne tire pas tous les bénéfices des subventions investies.

Un tarif d'achat sans condition précise ne stimule pas l'innovation. En Espagne, la plupart des projets utilisent la technologie cylindro-parabolique, éprouvée aux Etats-Unis. Les investisseurs sont

plus frileux face à des technologies nouvelles. Or l'innovation est nécessaire pour augmenter les rendements des centrales et en réduire les coûts.

Afin de mieux soutenir l'innovation, le gouvernement espagnol a réévalué sa feuille de route pour la filière héliothermodynamique. Un nouveau décret royal (real decreto 1614/2010) a été publié. D'ici 2013, l'Etat soutiendra la construction de 500 MW de centrales. La puissance installée en Espagne sera alors de 2400 MW.

D'autres pays comme l'Italie ou la France stimulent également la filière par exemple avec des appels d'offre pour la construction de centrales solaires.

#### **4.1.1.2 Autres mécanismes de soutien**

Il y a d'autres moyens de financement intéressants. Aucune piste ne doit être négligée, il faut faire preuve d'imagination. On peut citer par exemple :

- les quotas de production obligatoire d'origine renouvelable (Renewable Portfolio Standards), tels que mis en place en Finlande ou en Pologne,
- les fonds d'investissement dans les énergies renouvelables, avec des prêts à taux réduits, comme aux États-Unis, ou en France avec le grand emprunt,
- les appels d'offre pour l'installation de centrales, notamment lancés dans le domaine du photovoltaïque et de l'éolien dans de nombreux pays,
- les certificats d'énergie renouvelable,
- les crédits carbone,
- les avantages fiscaux, comme les crédits d'impôts, exonération de TVA
- ...

Des projets internationaux comme Desertec ou l'Union pour la Méditerranée (UfM) sont aussi moteurs. Les contraintes géopolitiques sont importantes. Mais la faisabilité technique est prouvée et l'investissement est accessible.

### **4.1.2 Contexte général du marché héliothermodynamique**

D'après le baromètre européen du solaire thermodynamique publié en mai 2011 par EurObserv'ER, la puissance installée en Europe s'élève en 2010 à 638,4 MW. Seulement 1,4 MW sont construits en Concentrateur Linéaire de Frensel. On note que la progression est très nette par rapport à 2009. La plus grande majorité de la puissance correspond à des centrales espagnoles. C'est le fruit de la politique volontariste du gouvernement espagnol pour encourager le développement de la filière.

L'intérêt croissant pour la filière héliothermodynamique se traduit dans les politiques nationales de plusieurs pays européens. Les objectifs de production pour 2015 s'élèvent à 3573 MW et pour 2020 à 7044 MW. L'Italie vise 600 MW dans sa feuille de route. L'Espagne affine année après année sa politique d'incitation. En tout, six pays européens ont annoncé un objectif pour 2020. Le palmarès se complète avec le Portugal pour 500 MW, la Grèce 250 MW et Chypre 75 MW [40].

## **4.2 Avantages et limites du LFR**

### **4.2.1 Stockage thermique**

Comme pour toute technologie solaire thermodynamique, un avantage clé est la flexibilité que procure l'opportunité du stockage thermique. La possibilité de stocker l'énergie même sur quelques



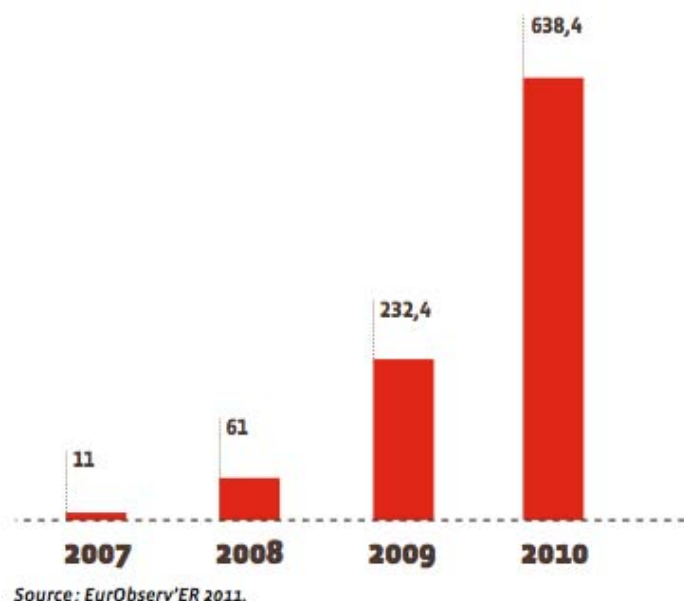


FIGURE 4.1 – Puissance installée de centrales héliothermodynamique en Europe (MWe)

heures, permet de réduire fortement les incertitudes dues à l'intermittence de la ressource solaire. Cela apporte un plus, en comparaison d'autres énergies renouvelables, comme le photovoltaïque ou l'éolien, où l'électricité est nécessairement produite directement. Or stocker de l'électricité n'est pas facile : le moyen le plus utilisé sont les batteries, dont on connaît le coût, le problème des matières premières et l'impact sur l'environnement. Le stockage d'énergie potentielle, avec le pompage/turbinage d'eau entre deux barrages hydroélectriques, est certainement le meilleur moyen de stocker l'électricité. Mais il n'est réalisable qu'à un nombre restreint d'endroits. Le stockage thermique est donc la meilleure solution, applicable partout aux installations héliothermodynamiques.

#### 4.2.2 Comparaison du LFR aux autres techniques de concentration

Le rapport du projet AQUA-CSP analyse en détails les différents systèmes concentrateurs [1]. Le tableau 4.1 compare les caractéristiques des quatre principaux types de concentrateurs.

#### 4.2.3 Avantages du LFR comparé aux concentrateur cylindro-parabolique (PT)

Le développement des centrales à concentrateur cylindro-parabolique est plus avancé. Cependant, les concentrateurs linéaires de Fresnel présentent plusieurs avantages.

Le concept LFR est plus simple. Il permet l'utilisation de miroirs plans, plus faciles à fabriquer. Il suffit de les déformer élastiquement, par un système mécanique, pour obtenir la légère concentration nécessaire. La moindre prise au vent du concentrateur permet une structure plus légère. Le système de suivi se contente alors de moteurs plus petits. La ligne focale est fixe. Ainsi le récepteur n'est pas mobile, ce qui évite l'utilisation de connexions flexibles. Le montage de l'ensemble du champ solaire est également facilité. L'espace est mieux utilisé, car 70% du sol peut être couvert de miroirs. Du fait de la distance entre deux lignes de cylindro-parabolique la surface de miroirs ne correspond qu'à seulement 30% du sol. Une grande partie de la centrale est composée d'éléments de technologies simples "low tech". La centrale peut facilement être construite sur place, avec les

TABLE 4.1 – Caractéristiques des quatre principales filières de concentrateurs [1]

	Cylindro-parabolique	Linéaire de Fresnel	Récepteur central	Parabole
Capacité d'une unité (MW)	10-200	10-200	10-150	0.01-0.4
Facteur de concentration	70-80	25-100	300-1000	1000-3000
Rendement solaire maximum	21% (a)	20% (d)	20% (a) 35% (d)	29% (a)
Rendement solaire annuel	10-15% (a) 17-18% (d)	9-11% (d)	8-10% (a) 15-25% (d)	16-18% (a) 18-23% (d)
Rendement du cycle thermodynamique	30-40% TV	30-40% TV	30-40% TV 45-55% CC	30-40% MS 20-30% TG
Facteur de capacité	24% (a) 25-90% (d)	25-90% (d)	25-90% (d)	25% (d)
Emprise au sol ( $m^2/MWh/an$ )	6-8	4-6	8-12	8-12

(a) vérifié aujourd'hui, (d) attendu demain

TV : turbine à vapeur, CC : cycle combiné, MS : moteur Stirling, TG : turbine à gaz

moyens disponibles localement et souvent des bas coûts de main d'oeuvre. En définitive, les coûts de construction d'une centrale LFR sont plus faibles que ceux d'une centrale PT.

La maintenance est plus aisée, notamment le nettoyage des miroirs, qui peut même être automatisé (voir section 3.2).

La technologie LFR est facilement transposable à différentes échelles. La conception est modulaire. Une fois l'unité de base mise au point, elle peut s'appliquer de la dizaine de kW à la centaine de MW. La production des composants est facilement automatisable. Ainsi, le développement à grande échelle de la technologie pourra être rapide.

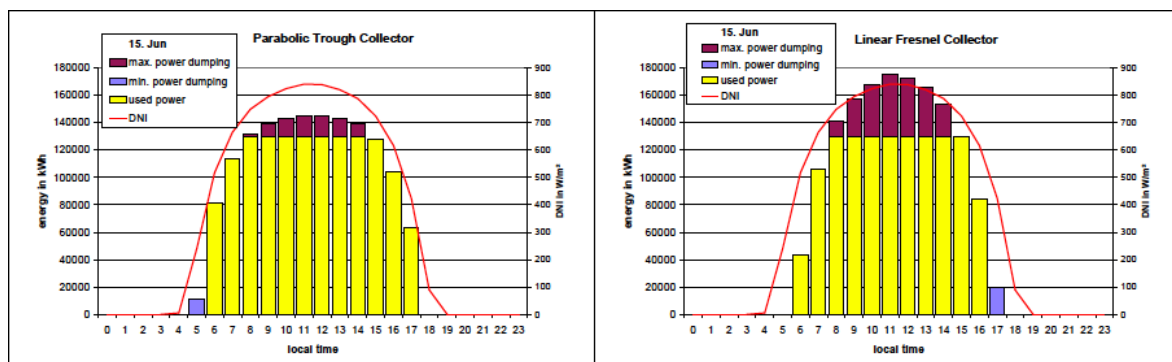
#### 4.2.4 Principales limites du LFR

Le système optique est intrinsèquement moins bon qu'un système cylindro-parabolique optimal. Le concentrateur de Fresnel est donc handicapé par une optique un peu moins performante. Mais la technologie est encore jeune par rapport au PT, la comparaison n'est donc pas évidente.

En exploitation, le système LFR a tendance à fonctionner moins longtemps la journée, mais plus fort : il démarre plus tard le matin et s'arrête plus tôt l'après-midi. Pour une surface égale de miroirs, il délivre une puissance plus élevée en milieu de journée. Le cylindro-parabolique produit selon une courbe plus répartie sur la journée. Cette caractéristique de production doit être bien prise en compte dans le dimensionnement et les stratégies de contrôle d'un système LFR [10, 41].

### 4.3 Acteurs : entreprises et centrales

Plusieurs entreprises proposent, déjà depuis plusieurs années, une technologie solaire à concentrateur linéaire de Fresnel. D'autres acteurs plus récents s'intéressent à cette technologie et déve-



energy in kWh : énergie en kWh

local time : heure locale

max./min. power dumping : perte par limite de puissance maximale/minimale

used power : énergie utile

DNI in  $W/m^2$  : ensoleillement solaire direct normal en  $W/m^2$

FIGURE 4.2 – Comparaison de la production journalière pour un système cylindro-parabolique (Parabolic Trough collector) et à réflecteur linéaire de Fresnel (Linear Fresnel Collector) [10, p. 7]

loppent aussi leurs propres concepts. De nombreux autres acteurs développent des technologies ou sont porteurs de projets de centrales. La recherche et développement est en pleine effervescence. Les industriels cherchent à gagner en expérience et en savoir-faire, pour améliorer encore leurs technologies [11, p 209].

Les tableaux 4.2, 4.3 et 4.4 comparent les principales caractéristiques techniques des concentrateurs LFR. Le tableau 4.5 présente les caractéristiques des centrales avec LFR existantes et en projet.

### 4.3.1 Industrial Solar (anciennement Mirroxx), Allemagne

Le Fraunhofer ISE mène, depuis plus d'une dizaine d'années, des recherches sur les LFR. L'entreprise PSE est née du succès de ces recherches. Plusieurs prototypes ont été montés et testés. Depuis 2008, Mirroxx, entreprise fille de PSE, se consacre entièrement à la commercialisation de cette technologie linéaire de Fresnel (voir figure 4.3). Le 14 Juin 2011, Mirroxx devient Industrial Solar. L'entreprise souhaite ainsi mieux mettre l'accent sur son secteur d'activité.

En effet, Industrial Solar vise particulièrement le marché de la chaleur industrielle. La gamme de température va de  $100^{\circ}C$  à  $400^{\circ}C$ , pour des puissances de  $100 kW_{th}$  à  $10 MW_{th}$ . Cette gamme de puissance fait l'intermédiaire entre les chauffe-eau solaires domestiques et les grandes centrales électro-solaires. De nombreuses industries ont ce type de besoins en chaleur : agro-alimentaire, textile et surtout production de froid. Depuis 2005, quatre installations ont été mises en place, notamment en Italie. Deux de ces projets sont des projets commerciaux.

TABLE 4.2 – Tableau comparatif des technologies des principaux acteurs (partie 1/3)

Entreprise	Taille module et nombre $[La \times Lo] \times N$	Miroirs			
		Nombre de rangées	Largeur (m)	Surface totale ( $m^2$ )	Couverture du sol* (%)
Industrial Solar	$[8 \times 4] \times 8$ en série	11 11 moteurs	$\approx 0,5$	[22] pour 8 : 176	69
Areva Solar		13	2		
Novatec Biosol	$[16,56 \times 44,8]$ $\times 5$ à 22	16 (2 vérins/ 128 miroirs)	0,75	[513,6]	69
Solar Power Group	$21 \times 100$	25 25 moteurs	0,6	1433	68
CNIM	$19 \times 52$	14 2 moteurs	1	720	73
HelioDynamics (HD16-11)	$[6 \times 6] \times 8$	6 ( $\times 6$ miroirs/ support)	$\approx 0,1$	$\approx 21$	60
HelioDynamics (HD16-21+)	$[12 \times 5,5] \times 8$	12 ( $\times 6$ miroirs/ support)	$\approx 0,1$	$\approx 39$	60
HelioDynamics (HD10)	$4 \times 6$	4 ( $\times 6$ miroirs/ support)	$\approx 0,1$	$\approx 14$	60
RAPSODEE	$3 \times 1,5$	21	0,1	3,15	70

\* Couverture du sol : rapport de la surface des miroirs à l'emprise au sol du concentrateur.

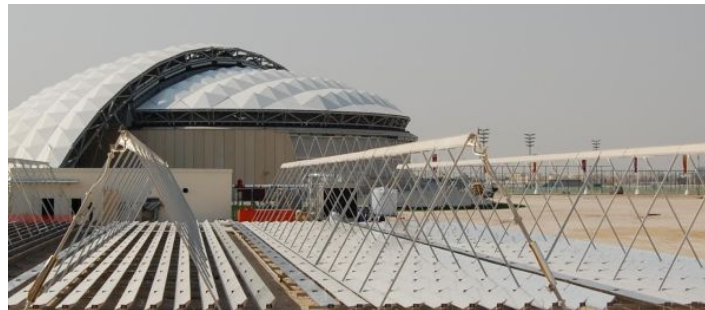


FIGURE 4.3 – Technologie Mirroxx, installation pour le stade au Qatar (source photo : Mirroxx)

TABLE 4.3 – Tableau comparatif des technologies des principaux acteurs (partie 2/3)

Entreprise	Récepteur				Gamme de puissances
	Hauteur relative au champ de miroirs (m)	Demi-angle (°) d'ouverture	Tube	Réflecteur secondaire	
Industrial Solar	$\approx 4$	45°	Schott PTR 70 (Ø 70 mm)	CPC	100 $kW_{th}$ à 10 $MW_{th}$
Areva Solar	18		multi-tubes	latéral plan	suivant application : > 2,5 $MW_{el}$ , > 10 $MW_{el}$ ou > 50 $MW_{el}$ <sup>1</sup>
Novatec Biosol	7,4	48°	2 types (évap. et surchauffe)	CPC	
Solar Power Group	8	53°	1 tube (Ø114mm)	CPC	1 $MW_{el}$ à des dizaines $MW_{el}$
CNIM	8	50	1 tube (Ø 76 mm)	CPC 0,3 m large	
HelioDynamics (HD16-11)	3,7	39°	1 tube (Ø 38 mm)		11 $kW$ /module (sur le toit)
HelioDynamics (HD16-21+)	7,4	39°	1 tube (Ø 51 mm)		21 $kW$ /module (au sol)
HelioDynamics (HD10)	2,7	37°			8 $kW$ /module (Est-Ouest) <sup>2</sup>
RAPSODEE	1,8	40°	1 tube (Ø 38 mm)	CPC (0,1 m)	3 $kW$ /module

TABLE 4.4 – Tableau comparatif des technologies des principaux acteurs (partie 3/3)

Entreprise	Fluide	Température	Pression (bar)	Rendement optique relatif au DNI	Autre précision intéressante
Industrial Solar	DSG <sup>3</sup> → ou huile→	200°C [250°C] 400°C	16 [40]	60%	$\approx 28 \text{ kg/m}^2$ au sol
Areva Solar	DSG DSG + surchauffe	400°C 482°C (en 2011)	106 165 (en 2011)		26 000 $MWh_{th}/an$ sur 5,3 ha
Novatec Biosol	DSG + surchauffe	270°C	55	67%	axes à 1 m du sol, surchauffe PTR 70
Solar Power Group	DSG	450°C	100	> 64%	axes à 2 m du sol
CNIM	DSG				
HD16-11	eau	235°C	40	$C_{max} = 16$	21 $kg/m^2$ au sol (750 $kg/module$ )
HD16-21+	huile	300°C	20	$C_{max} = 16$	12 $kg/m^2$ au sol (795 $kg/module$ )
HD10		120°C		$C_{max} = 11^4$	15,8 $kg/m^2$ au sol (380 $kg/module$ )

Industrial Solar a installé un système de climatisation solaire au Qatar. Composée de 1400  $m^2$  de miroirs, l'unité produit de la chaleur à 200°C. Un cycle à absorption climatise le modèle de stade de football réalisé pour prouver sa faisabilité. Qatar a ainsi obtenu d'accueillir la coupe du monde de football 2022 [42].

De nouveaux projets sont en cours, notamment une unité de démonstration de génération directe de vapeur.

#### La technologie :

Le LFR d'Industrial Solar produit de la vapeur jusqu'à 16 bar, à une température allant jusqu'à 200°C. Pour des températures plus élevées, un circuit à huile thermique est utilisé.

#### 4.3.2 Solar Power Group, Allemagne

Le Solar Power Group (SPG) est né suite à l'expérience SolarMundo avec le prototype monté en 2001 à Liège, en Belgique. Depuis 2005, SPG poursuit le développement d'une technologie à LFR. Un consortium, monté par l'industriel allemand MAN Ferrostaal, a en particulier mené le projet FresDemo (voir figure 4.4).

Le projet Fresdemo avait pour objectif d'obtenir des résultats expérimentaux sur la technologie de concentration par miroirs linéaires de Fresnel. Il a permis d'évaluer expérimentalement le potentiel des LFR, montré par les simulations. Ce projet regroupe Solar Power Group (SPG) fabricant de la centrale solaire, avec MAN-Ferrostaal, les instituts de recherche DLR (Allemagne), CIEMAT (Espagne) et FHG-ISE (Allemagne). Un concentrateur linéaire de Fresnel a été construit à Almeria,

TABLE 4.5 – Principales caractéristiques des centrales solaires à réflecteur linéaire de Fresnel existantes ou à venir

Centrale	Entreprise	Puissance	Mise en service	Lieu	Précision
Kimberlina	Areva Solar	$25 MW_{th}$ , soit $5 MW_{el}$	octobre 2008	Bakersfield, Californie	
Liddell	Areva Solar	$1 MW_{vapeur}$  $9 MW_{th}$ , soit $3 MW_{el}$	2004  2008	Liddell, Australie	hybride une centrale au charbon de $2000 MW_{el}$
Kogan Creek	Areva Solar	$44 MW_{el}$ (44GWh/an)	prévu 2013*	Australie	hybride $750 MW_{el}$ investissement 76 M€
Puerto Errado 1	Novatec Solar	$1,4 MW_{el}$	2009	Espagne	$18\,000 m^2$
Puerto Errado 2	Novatec Solar	$30 MW_{el}$	construction depuis 2010, fin prévue mars 2012*	Espagne	$302\,000 m^2$
FresDemo	Solar Power Group	$0,8 MW_{th}$	2007	Almeria, Espagne	$1433 m^2$
Mejillones	Solar Power Group	$5 MW_{th}$	début 2012*	Chili	
Prototype CNIM	CNIM	$0,5 MW_{th}$	juillet 2010	La Seyne- sur-Mer	
MiniFresnel	RAPSODEE	$0,001 MW$ ( $1 kW_{th}$ )	2011	Ecole des Mines d'Albi	$3 m^2$

\* centrales à venir.



FIGURE 4.4 – FresDemo, par MAN et SPG [11, p. 209]

en Andalousie. Le champ solaire mesure 100 m de longueur sur 21 m de largeur, soit une surface de miroirs de  $1433\text{ m}^2$  et une puissance de  $800\text{ kW}_{th}$ . Le concentrateur est composé de 25 miroirs légèrement incurvés. Un réflecteur secondaire concentre le rayonnement sur le récepteur tubulaire fixe. Le fluide caloporteur et de travail est l'eau liquide et la vapeur. Les conditions opératoires maximales sont 110 bar et  $450^\circ\text{C}$ .

La campagne de test a commencé en 2007 et s'est poursuivie jusqu'en 2009. Les premiers résultats ont permis d'améliorer la conception du concentrateur et de collecter une banque de données expérimentales d'une grande valeur. Des tests de rendement optique et thermique ont notamment été réalisés. Les rendements optiques mesurés en 2008 étaient de l'ordre de 57%. Parmi les améliorations apportées, on peut citer le réglage des miroirs, pour, entre autres, limiter les pertes par débordement. En 2009, le rendement optique mesuré atteignait 64%. Ce rendement correspond à la situation lorsque le tube est à température ambiante : il n'y a alors pas de pertes thermiques. Avec une température de tube de 400 K supérieure à celle de l'air ambiant, ce rendement chute à 30%. La poussière, qui s'accumule sur les miroirs, peut faire chuter le rendement de 5 à 6%. Cela montre l'importance de nettoyer les miroirs régulièrement. Le logiciel de contrôle du procédé a aussi pu être testé et il fonctionne bien. Le contrôle de la température en sortie du tube est précis. La technologie LFR permet ce bon contrôle en température grâce à la possibilité d'ajuster le nombre de miroirs, qui réfléchissent le rayonnement sur le récepteur. Pour éviter une température trop élevée, il suffit de dévier le faisceau d'un ou quelques miroirs. On peut ainsi ajuster précisément la quantité de rayonnement qui atteint le récepteur.

Les résultats des tests en différents points de fonctionnement sont de très grande valeur. Ils permettent d'optimiser la conception et le contrôle des futures centrales solaires LFR. L'expérience acquise du premier prototype et de FresDemo a ainsi permis à SPG de développer sa troisième génération de collecteur.

SPG a aujourd'hui plusieurs contrats pour des projets de centrales. En particulier le projet le plus avancé semble être l'hybridation solaire d'une centrale électrique au charbon de 150 MW. Dans le cadre d'un partenariat avec GDF Suez, SPG va ainsi construire une unité solaire de 5 MW à Mejillones au Chili. La centrale devrait être opérationnelle début 2012.

Le 27 Juin 2011, SPG a passé un accord avec la société d'ingénierie en énergie et environnement JFEE. SPG renforce ainsi sa stratégie d'entrée sur le marché mondial.

#### 4.3.3 Areva Solar (anciennement Ausra) (Australie-USA)

Né en Australie, Ausra est pionnier en matière de LFR. Sous l'impulsion de D. Mills et de son équipe, le concept CLFR a ainsi pu être développé, depuis les années 90. Solar Heat and Power GmbH (SHP), créée en 2003, développe la technologie. En 2006, SHP diversifie ses activités et le développement de la technologie continue sous le nom de Ausra. En 2010, Areva Solar rachète Ausra et sa technologie LFR.

En 2004, un premier prototype ( $1\text{ MW}_e$ ) a été construit à Liddel, en Australie, à des fins de recherche. Il est couplé à une centrale électrique au charbon ( $2000\text{ MW}_e$ ). Il s'agit donc d'une centrale hybride. Le système solaire préchauffe l'eau, qui est ensuite portée à la température opératoire par la combustion. En 2008, la puissance d'origine solaire est portée à  $9\text{ MW}_{th}$  thermique, soit  $3\text{ MW}_e$  électrique.

Aujourd'hui, la technologie Areva Solar produit de la vapeur en génération directe, à  $400^\circ\text{C}$  et 106 bar. Le système reste opérationnel avec un vent allant jusqu'à 145 km/h. L'occupation au sol est de 1,3 ha par  $\text{MW}_e$  de puissance électrique. Areva Solar vise des applications de  $10\text{ MW}_e$  ou plus, avec un ensoleillement moyen supérieur à  $2000\text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ .





FIGURE 4.5 – Centrale de Kimberlina, par Ausra (source : ausramediroom.com)

L'entreprise se développe aujourd'hui principalement aux Etats-Unis d'Amérique. Ausra y a construit la première centrale avec technologie CLFR aux USA depuis une vingtaine d'années [43]. Cette centrale de démonstration a été mise en service en octobre 2008, à Kimberlina, Californie : voir figure 4.5.

D'une puissance de 5 MW électriques, le collecteur occupe  $26\,000\text{ m}^2$  au sol. Il est composé de 3 lignes de 385 m de long, avec chacune 10 miroirs de 2 m de large. Le récepteur n'est pas sous vide et le fluide utilisé est de l'eau à 40 bar [31].

Areva Solar vient d'obtenir un contrat pour l'hybridation de la centrale thermique au charbon à Kogan Creek ( $750\text{ MW}_{el}$ ). L'unité solaire fournira une puissance équivalent à  $44\text{ MW}_{el}$ . Cette centrale solaire sera mise en service dès 2013.

#### 4.3.4 Novatec Solar (Allemagne)

En avril 2009, Novatec Solar a connecté au réseau la première centrale solaire LFR commerciale du monde. La centrale Puerto Errado 1 (PE1), de  $1,4\text{ MW}_e$  en puissance nominale, est implantée à Calasparra, Espagne : voir figure 4.6.

La figure 4.7 montre son principe de fonctionnement. PE1 utilise de l'eau en génération directe de vapeur à 55 bar et  $270^\circ\text{C}$ . La vapeur surchauffée est séparée de l'eau, recirculée dans le récepteur. Un stockage de vapeur est prévu, pour assurer une continuité de fonctionnement, indépendamment des fluctuations météorologiques. La turbine est alimentée en vapeur saturée.

Pour ses futures centrales, Novatec Solar met au point la génération directe de vapeur surchauffée, ce qui permet de fonctionner à plus haute température. La technologie du concentrateur reste la même pour la génération directe de vapeur saturée. Pour la partie du collecteur, qui assure la surchauffe de la vapeur, le récepteur est formé d'un tube sous vide. Il s'agit du même type de technologie que celle utilisée dans les centrales cylindro-paraboliques (section 3.3.1). La centrale PE2, de  $30\text{ MW}_e$ , est actuellement en construction. Son entrée en service est prévue pour mars 2012.

Novatec Solar se montre particulièrement dynamique dans l'amélioration et le gain d'expérience sur le fonctionnement de sa technologie LFR. L'entreprise a d'ailleurs obtenu le prix de l'innovation technique au congrès SolarPACES 2011.

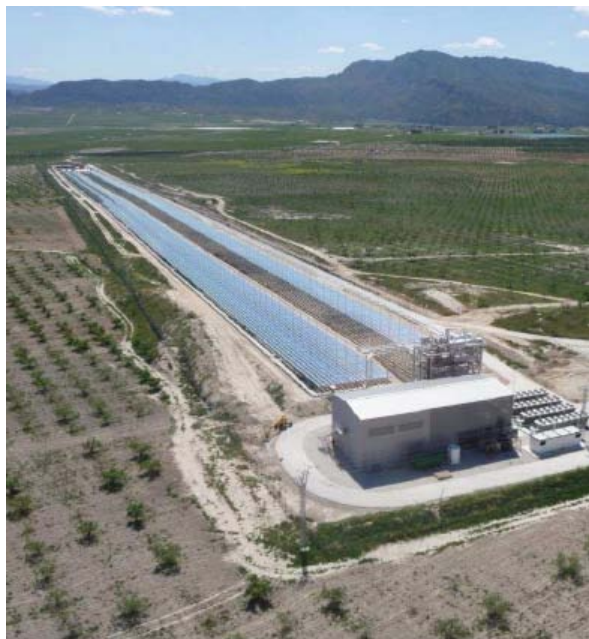


FIGURE 4.6 – Puerto Errado I, par Novatec-Biosol (source [12])

#### 4.3.5 CNIM

La CNIM est l'entreprise de Construction Navale et Industrielle de la Méditerranée. Déjà dans les années 1980, le groupe était impliqué dans le projet précurseur de la centrale Thémis. A Targassonne, dans les Pyrénées Orientales, cette centrale à tour est une des premières de l'histoire. Le récepteur de la centrale, en haut de la tour, a été conçu et réalisé par la CNIM. Son rôle de chaudière collectait l'énergie solaire et chauffait directement des sels fondus, utilisés comme fluide caloporteur.

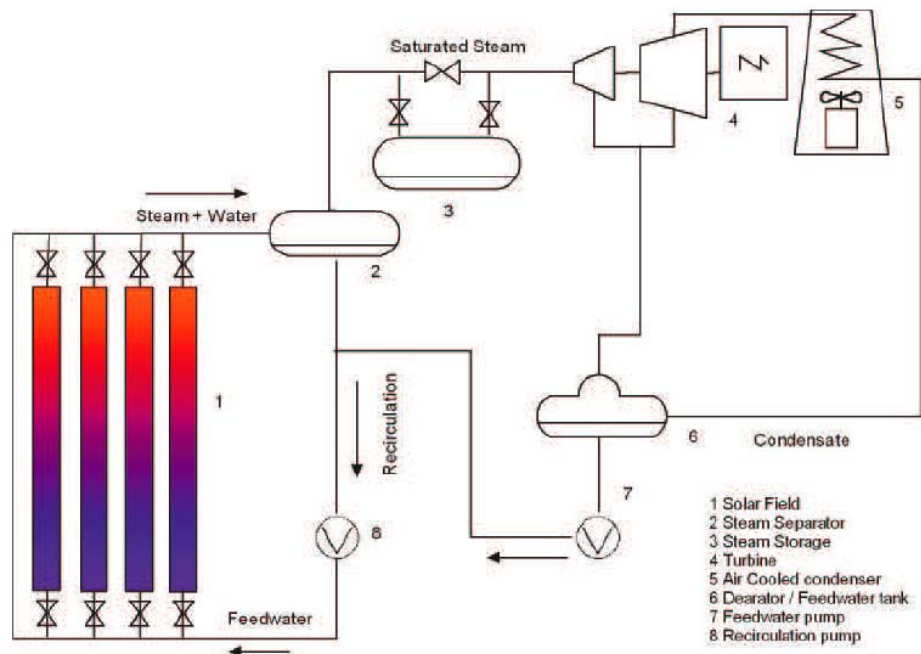
Aujourd'hui, la CNIM se positionne dans le paysage des fabricants de centrales solaires thermodynamiques. Elle vise en particulier le marché marocain émergent : le gouvernement a affiché sa volonté d'atteindre 42% d'électricité renouvelables d'ici 2020 (20% d'ici 2012).

Avec 2 millions d'euros d'investissement, l'industriel s'est doté d'un prototype de concentrateur à réflecteur linéaire de Fresnel. L'inauguration a eu lieu le 26 Juillet 2010 à La Seyne-sur-Mer, où le prototype a été monté. Avec  $720\text{ m}^2$  de miroirs, pour une occupation au sol de  $1000\text{ m}^2$ , il peut fournir une puissance thermique de  $500\text{ kW}$  avec l'ensoleillement local.

Un première centrale commerciale devrait voir le jour en Cerdagne à Llo. Cette nouvelle centrale bénéficiera des très bonnes conditions d'ensoleillement de la région du four solaire d'Odeillo et de la centrale Thémis.

#### 4.3.6 HelioDynamics

L'entreprise Heliodynamics, basée au Royaume-Uni, développe plusieurs modèles de concentrateurs de Fresnel. De plus petites tailles, leurs systèmes visent le marché de l'énergie du bâtiment (chaleur et froid, procédé industriel). Comme les modules d'Industrial Solar, le système HelioDynamics est pensé pour s'intégrer à une toiture, avec des modules de 8 à 21 kW, suivant les modèles. La figure 4.9 montre des photos d'installations. En 2009, une unité de climatisation solaire à absorption a été inaugurée à Downey en Californie. Le concentrateur est installé sur le toit du bâtiment



*Feedwater* : Eau alimentaire  
*Steam + Water* : Vapeur + Eau  
*Saturated steam* : Vapeur saturée  
*Recirculation* : Recirculation  
*Condensate* : Condensat  
 1 : Champ solaire  
 2 : Séparateur de vapeur  
 3 : Stockage de vapeur  
 4 : Turbine  
 5 : Condenseur sur air  
 6 : Dégazeur/Bâche alimentaire  
 7 : Pompe alimentaire  
 8 : Pompe de recirculation

FIGURE 4.7 – Schéma de principe de la centrale PE1 de Novatec-Biosol [12]



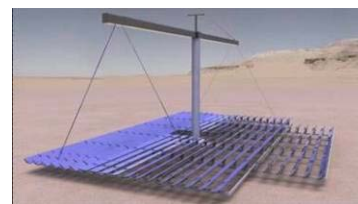
FIGURE 4.8 – Prototype de la CNIM à La Seyne-sur-Mer (source CNIM)



(a) HD16 pour application sur bâtiment ou industrie (10 ou 21 kW)



(b) HD10 pour orientation Est-Ouest lorsque la place est limitée (8 kW)



(c) HDX pour des centrales électro-solaires (en développement)

FIGURE 4.9 – Les trois gammes de concentrateurs d'HelioDynamics

[?].

Un point intéressant est l'utilisation de plusieurs bandes de miroirs plans, sur un même support. Le système mécanique de suivi est ainsi moins coûteux. De plus, aucune déformation mécanique des miroirs n'est nécessaire.

Le modèle HD10, avec un facteur de concentration de 10, retient particulièrement l'attention (figure 4.9b). Conçu pour une implantation en petites unités, l'axe des miroirs est orienté Est-Ouest. On remarque donc notamment que la ligne focale, où est situé le récepteur, est décalée vers le Sud. Elle n'est pas centrée, comme dans le cas d'une orientation Nord-Sud.

HelioDynamics développe un concentrateur plus grand pour répondre au marché des centrales électro-solaires (figure 4.9c).

#### 4.3.7 RAPSODEE

Au laboratoire RAPSODEE de l'Ecole des Mines d'Albi, nous avons construit un prototype de concentrateur à miroir linéaire de Fresnel, grâce à un financement de la région Midi-Pyrénées. La photographie 4.10 montre le prototype lors d'un test en septembre 2011.

Nous avons développé ce prototype de  $3\text{ m}^2$  en même temps que ces travaux de thèse. L'objectif de la thèse étant plus axé sur la modélisation numérique du procédé, nous ne présenterons pas ici les détails de la conception du prototype. On pourra se reporter aux rapports des stagiaires qui nous ont assistés sur la conception, la construction et les expérimentations.

La conception a commencé en 2010. Les premiers tests ont été conduits à l'automne 2011, avec de l'eau liquide à basse température ( $< 100^\circ\text{C}$ ). L'analyse des résultats permet d'évaluer expérimentalement le rendement optique de notre concentrateur. Les sources de pertes sont correctement identifiées. Ces tests permettent d'orienter la conception d'un nouveau récepteur adapté au chauffage d'air. Deux modules supplémentaires sont en construction, ce qui portera ainsi la surface totale du prototype à  $9\text{ m}^2$  de miroirs.

#### 4.3.8 Autres acteurs : entreprises et centres de recherche

D'autres entreprises et centres de recherche travaillent également au développement de technologies LFR. L'entreprise Solar Euromed travaille sur des projets de centrales, notamment en Corse et en Afrique. La compagnie développe un procédé à LFR : un prototype est en cours de construction à proximité de la centrale Thémis. L'INES, Institut National de l'Energie Solaire, travaille également sur un système LFR avec l'industriel Alsolen, du groupe Alcen.



FIGURE 4.10 – Vue du prototype du laboratoire RAPSODEE (septembre 2011)

En Allemagne, outre l'institut DLR, le Fraunhofer Institut für Solar Energiesysteme (FHG-ISE) à Freiburg-im-Breisgau a également acquis des compétences pointues, relatives aux LFR. Les travaux de thèse de Max Mertins étudient les aspects techniques et économiques des concentrateurs de Fresnel [44].



# Conclusion

Bien que l'idée de concentration Linéaire de Fresnel ait plus d'un siècle, la technologie est encore jeune. Mais la recherche est en pleine effervescence. Et les premières applications commerciales commencent à apparaître. De nombreux acteurs s'intéressent à la technologie et développent des solutions techniques.

Des composants spécifiques sont nécessaires à la construction d'une centrale héliothermodynamique à LFR. Les miroirs sont en général plans, déformés élastiquement, mais on recherche une meilleure résistance aux intempéries. Les solutions pour le récepteur sont assez diverses : tubes sous vide, multi-tube, disques poreux, caloducs. La plupart du temps, un surconcentrateur est utilisé. Une vitre est toujours de mise. Il y a aussi plusieurs fluides de travail à notre disposition, bien qu'aucun ne soit parfait. L'huile thermique est problématique à cause de sa toxicité. Les cycles ORC restent marginaux. L'eau connaît le plus grand succès, puisqu'elle permet la génération directe de vapeur. Les gaz, comme l'air, sont peu utilisés, à cause du faible échange thermique. Le stockage est encore une question ouverte. Les solutions de stockage doivent être développées spécifiquement pour un concept de centrale. Les sels fondus, le stockage direct de vapeur, ou dans un matériau solide (béton) sont les solutions les plus avancées.

La technologie linéaire de Fresnel se distingue des concentrateurs paraboliques par sa simplicité, qui permet de réduire les coûts. Les performances cependant inférieures ne permettent pas d'affirmer avec certitude quelle technologie sera la meilleure à l'avenir. En cette période où l'investissement est difficile, l'avantage irait plutôt aux technologies qui limitent l'investissement. Pour un même coût d'électricité produite, on préférera la technologie la moins cher à l'investissement.

Les principaux fabricants de centrales LFR sont au nombre de six : Novatec Solar, Areva Solar, Solar Power Group, Industrial Solar, Heliodynamics et CNIM. Plusieurs centrales sont ainsi en construction et certaines déjà en exploitation, depuis plusieurs mois ou années. Les applications ne se limitent pas aux centrales électro-solaires. Des solutions visent la production de chaleur ou de froid pour l'industrie ou le bâtiment. Les unités sont alors de plus petites puissances. Des applications en cogénération sont aussi possibles et seraient pertinentes.

Cet état de l'art donne un aperçu d'un domaine en pleine évolution. Au cours de ces travaux de doctorat, l'évolution des technologies et l'expérience acquise dans le monde est sensible. Le nombre d'acteurs de la filière est aussi en constante progression. La technologie connaît un engouement particulier en France ces dernières années, où au moins quatre entreprises importantes travaillent sur une technologie LFR.

## Deuxième partie

# Modélisation du système optique à Réflecteur Linéaire de Fresnel

## Chapitre 5

# Modèle des transferts radiatifs dans l'optique à réflecteur linéaire de Fresnel

### 5.1 Outil de modélisation

#### 5.1.1 La méthode de Monte Carlo

##### 5.1.1.1 Pertinence de la méthode de Monte Carlo

Deux méthodes principales sont utilisées pour la modélisation des phénomènes radiatifs dans les concentrateurs solaires : la méthode de lancé de rayon et la méthode des convolutions. Le lancé de rayon consiste à suivre le chemin optique des photons dans le système optique. Cette méthode statistique, aussi appelée méthode de Monte Carlo, prend bien en compte les phénomènes radiatifs car elle coïncide avec la réalité physique des transports de photons. La complexité de la géométrie n'est pas un obstacle. Les convolutions sont une approche plus globale, où les rayons réfléchis sont vus comme des cônes. L'ouverture du cône correspond à une Gaussienne, qui prend en compte toutes les erreurs optiques (forme du soleil, erreur des héliostats). Peu coûteuse en temps de calcul, la méthode des convolutions est réservée à une pré-étude globale du système optique et reste peu précise. Les outils de modélisation destinés à une simulation détaillée des concentrateurs solaires utilisent la méthode de Monte Carlo [45]. Les temps de calculs supérieurs ne sont pas rédhibitoires. De plus notre étude porte sur des géométries assez complexes. La méthode de Monte Carlo s'impose donc.

Elle peut être vue comme une méthode statistique de calcul d'intégrale. En concentration solaire, les phénomènes radiatifs en jeu se prêtent bien à une approche intégrale. Les grandeurs que l'on souhaite connaître sont physiquement des intégrales de puissance sur des surfaces, des directions, des longueurs d'onde... En particulier, la distribution de puissance sur le récepteur doit être connue précisément.

La clé de la méthode de Monte carlo est qu'elle donne l'incertitude sur toute grandeur calculée. On peut également estimer les sensibilités aux paramètres des grandeurs calculées. Cela se fait sans temps de calcul supplémentaire, à condition d'exprimer la sensibilités avec la même structure intégrale que la grandeur. Dans tous les cas, les sensibilités peuvent être estimées par la méthode de Monte Carlo.



### 5.1.1.2 Principe de la méthode de Monte Carlo

Prenons par exemple, le calcul de la puissance  $\Phi$  absorbée sur le tube récepteur. Cette puissance peut s'écrire comme l'intégrale sur la surface du tube  $\mathcal{T}$  de la puissance  $\varphi(\mathbf{x})$ , reçue en chaque point  $\mathbf{x}$  de la surface  $\mathcal{T}$  :

$$\Phi = \int_{\mathcal{T}} \varphi(\mathbf{x}) d\mathbf{x}$$

La méthode de Monte Carlo consiste à réécrire cette intégrale :

$$\Phi = \int_{\mathcal{T}} p_X(\mathbf{x}) \cdot w(\mathbf{x}) d\mathbf{x}$$

avec :

- $p_X(\mathbf{x})$  la fonction densité de probabilité de la variable aléatoire  $X$ , associée à la variable  $\mathbf{x}$  de position sur le tube. Cette fonction densité de probabilité correspond à une loi de tirage des points  $\mathbf{x}$  sur le tube  $\mathcal{T}$ . Par exemple, un tirage uniforme sera obtenu avec  $p_X(\mathbf{x}) = \frac{1}{S_{\mathcal{T}}}$ , où  $S_{\mathcal{T}}$  est la surface du tube.
- $w(\mathbf{x})$  le poids de Monte Carlo, défini par le rapport  $w = \frac{\varphi}{p_X}$ .

On calcule alors une estimation de  $\Phi$  par  $N$  réalisations aléatoires du poids.  $\Phi$  est en fait l'espérance de la grandeur aléatoire  $W$ , associée à la variable  $w$ . Chaque réalisation consiste en :

- le tirage aléatoire, selon la loi de tirage définie, d'un point  $\mathbf{x}_i$  sur la surface  $\mathcal{T}$
- et le calcul du poids correspondant  $w_i = w(\mathbf{x}_i)$ .

L'estimation  $\Phi_N$  de  $\Phi$  est alors la moyenne des poids calculés :

$$\Phi_N = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i$$

L'écart type de la grandeur calculée est alors connu directement :

$$\sigma_N = \frac{1}{\sqrt{N-1}} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N w_i^2 - \Phi_N^2}$$

L'outil de simulation utilisé met en oeuvre la méthode de Monte-Carlo dans sa formulation intégrale. L'algorithme de Monte-Carlo est facilement lisible sous son écriture intégrale. En effet, les formulations algorithmique et intégrale sont équivalentes et on passe aisément de l'une à l'autre.

Trois mécanismes permettent d'améliorer les performances de l'algorithme :

- l'échantillonnage par importance : il s'agit d'optimiser la loi de tirage. On peut la choisir de sorte à favoriser les cas correspondant à un poids, qui contribue significativement à la moyenne.
- la variable de contrôle ("control variate" en anglais) : on ajoute au poids  $w$ , une variable  $v$  dont la moyenne est nulle. Le résultat est donc inchangé, mais on choisit la variable  $v$  de sorte à réduire la variance de la somme  $w + v$ . L'algorithme converge plus vite.
- la reformulation intégrale : le choix judicieux de l'écriture intégrale peut améliorer les performances de l'algorithme. Cela est possible, par exemple, en regardant le problème physique sous un autre angle.

L'approche par formulation intégrale permet aussi de calculer directement les sensibilités aux paramètres. Il suffit en effet de dériver l'intégrale par rapport au paramètre souhaité. La nouvelle

intégrale obtenue, écrite sous une forme similaire à l'intégrale d'origine peut ainsi être calculée simplement dans l'algorithme. Toutes les sensibilités aux paramètres ne sont pas simples à obtenir par cette méthode. Mais le jeu en vaut la chandelle en terme de temps de calcul. Les travaux de recherche s'attachent aujourd'hui à repousser les limites de cette approche. Pour les derniers avancements concernant le développement de la méthode et de l'outil, on peut en particulier se référer à la thèse de Jérémie de la Torre (2011) [46].

### 5.1.2 EDStar

L'outil EDStar est basé sur la statistique radiative avec formulation intégrale.

Pour la modélisation de systèmes optiques, nous utilisons l'environnement de développement EDStar, développé par l'équipe de recherche StarWest. Travaillant de longue date sur la statistique radiative, StarWest rassemble des équipes de recherche des laboratoires CNRS-PROMES (Odeillo), LAPLACE (Toulouse) et RAPSODEE (Albi). Leurs travaux aboutissent aujourd'hui à un environnement de développement opérationnel particulièrement prometteur. Très performant pour des simulations "classiques", l'outil EDStar ouvre des perspectives très intéressantes pour des applications nouvelles à haute valeur ajoutée. En effet, EDStar permet de modéliser tout problème radiatif, quelles que soient la diffusivité du milieu et la complexité de la géométrie. Comme expliqué précédemment dans le principe de la méthode, la connaissance de l'incertitude et le calcul de sensibilités sont deux atouts décisifs.

Une autre force d'EDStar est d'intégrer le calcul de Monte Carlo dans une bibliothèque de synthèse d'image. PBRT (pour Physically Based Rendering Tool) est un code libre. Il permet de modéliser facilement des géométries compliquées. La simulation complexe des transferts radiatifs est facilitée par PBRT, qui prend en charge tous les aspects géométriques. Le calcul des points d'intersection des rayons simulés est optimisé grâce à PBRT. La parallélisation des calculs permet également d'accélérer la simulation, en utilisant au mieux les ressources informatiques disponibles.

L'outil de simulation EDStar est libre. Tous les détails concernant cet environnement de développement pour la statistique radiative sont disponibles sur le site du groupe StarWest qui développe l'outil : <http://wiki-energetique.laplace.univ-tlse.fr/wiki/index.php/Starwest>. De nombreux détails sur les fondements scientifiques d'EDStar, la méthode pour construire l'algorithme, l'installation de l'environnement et des exemples d'applications diverses sont fournis. Une publication à paraître est consacrée à la méthode EDStar, qui présente en détails les fondements scientifiques de l'outil.

### 5.1.3 Mise en oeuvre pratique

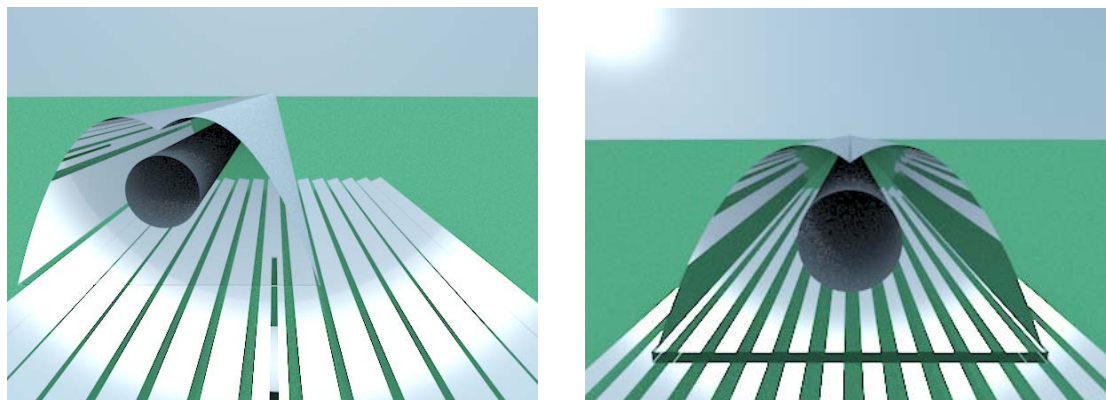
Dans le cadre de ce doctorat, un algorithme spécifique a été développé pour simuler les concentrateurs linéaires de Fresnel. La suite du chapitre décrit le modèle établi.

Cet algorithme a été implémenté dans l'outil de développement EDStar. L'annexe A est un guide destiné à l'utilisateur du code ainsi développé.

## 5.2 Définition du concentrateur optique

### 5.2.1 Géométrie de l'optique

Le système optique est caractérisé par sa géométrie. La figure 5.1 illustre une géométrie modélisée. Cette vue montre la qualité du rendu que l'on peut facilement obtenir par synthèse d'images avec EDStar.



(a) 21 octobre à 12h solaire : vue en direction du Sud, (b) 21 décembre à 12h solaire : vue centrée, en direction depuis le récepteur (prise de vue décalée de 12 cm vers du Sud, avec une vitre plus épaisse l'Ouest)

FIGURE 5.1 – Synthèse d'image par EDStar, exemples d'illustration de géométries modélisées

Le comportement de l'optique dépend de la position du soleil, donc de la date, de l'heure et du lieu où est l'installation.

#### 5.2.1.1 Champ de miroirs et récepteur

La figure 5.2 illustre les paramètres du champ de miroirs. Le champ de miroirs est défini par un nombre de miroirs, leur largeur et la distance qui les séparent. Les miroirs peuvent être plans ou légèrement incurvés, avec une courbure cylindrique.

On fixe également la longueur du champ de miroir, qui doit être suffisante pour observer sur le récepteur la tache focale d'une section au milieu du champ, sans les effets de bords : quelques mètres suffisent. Le récepteur est positionné en hauteur, parallèle à l'axe des miroirs. Pour limiter sa longueur, il est décalé sur son axe, de manière à intercepter la tache focale.

Par défaut, l'orientation de l'axe des miroirs est Nord-Sud ; le champ de miroirs est horizontal.

Le champ de miroir doit être équipé d'un système de suivi sur un axe. L'angle d'inclinaison des miroirs sur leur axe varie donc constamment avec la position du soleil. Cet angle est ajusté en conséquence pour chaque configuration simulée.

#### 5.2.1.2 Éléments du récepteur

La géométrie du récepteur est définie précisément, avec ses éléments :

- le tube absorbeur,
- le réflecteur secondaire,
- la vitre.

Le tableau 5.1 rassemble les principaux paramètres de définition de la géométrie.

**Tube absorbeur** Il est défini par son diamètre.

**Réflecteur secondaire** On fait souvent appel à un réflecteur secondaire au dessus du tube, afin d'augmenter le facteur de concentration. On fixe alors sa largeur et sa forme. Dans la configuration

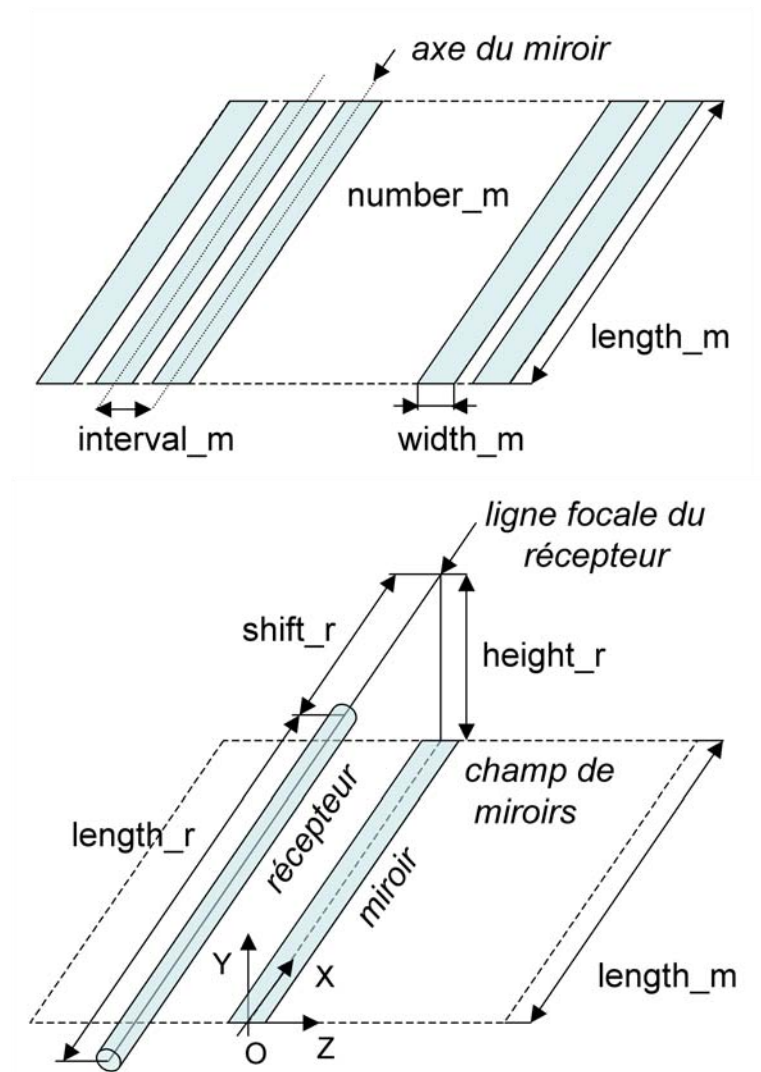


FIGURE 5.2 – Définition du champ de miroirs et de la position du récepteur

TABLE 5.1 – Principaux paramètres de la géométrie

Désignation du paramètre	Notation	Valeur pour le prototype à Albi
Nombre de miroirs	$n_m$	21
Intervalle entre 2 miroirs	$\Delta w_m$	0,145 m
Longueur d'un miroir	$l_m$	1,5 m
Largeur d'un miroir	$w_m$	0,1 m
Rayons de courbure		le cas échéant
Longueur du récepteur	$l_r$	5 m
Hauteur du récepteur	$h_r$	1,8 m
Décalage du récepteur	$\Delta l_r$	0 m
Diamètre tube récepteur ( $p$ pour "pipe")	$D_p$	0,038 m
Largeur du réflecteur secondaire	$w_{sr}$	0,1 m
Épaisseur de la vitre	$d_g$	0,004 m
Diamètre de la vitre	$D_g$	0,05 m

modélisée, le réflecteur est de type Concentrateur Parabolique Composé (CPC).

**Vitre** Une paroi en verre est indispensable pour limiter les pertes radiatives infrarouges. On définit l'épaisseur et la forme de la vitre : cylindrique dans le cas d'un tube sous vide, ou plane pour fermer une cavité formée par le réflecteur secondaire.

### 5.2.2 Propriétés optiques

On modélise les surfaces et matériaux par des corps gris, sur le domaine spectral du rayonnement solaire. On définit alors les propriétés optiques, résumées dans le tableau 5.2 :

- la réflectivité des miroirs :  $\rho_m$
- la réflectivité du réflecteur secondaire  $\rho_{sr}$
- l'absorptivité du tube absorbeur ( $p$  pour "pipe") :  $\alpha_p$
- pour la vitre :
  - la réflectivité :  $\rho_g$  définie pour une incidence normale
  - la transmittivité :  $\tau_g$  définie pour une incidence normale

La réflectivité théorique normale dépend des indices de réfraction des milieux en présence. L'air a un indice de réfraction  $n_a = 1$ . Pour un vitrage classique on a  $n_g = 1,5$ . Alors, la réflectivité normale théorique est :

$$\rho_{g,n,th} = \left( \frac{n_g - n_a}{n_g + n_a} \right)^2 = 0,04$$

D'après la loi de Snell-Descartes et les formules de Fresnel, on peut exprimer la réflectivité en fonction de l'angle d'incidence sur la vitre. La réflectivité effective  $\rho_{g,th}(\theta_i)$ , pour un angle d'incidence  $\theta_i$ , est [47] :

TABLE 5.2 – Paramètres de l'optique

Désignation du paramètre	Notation	Valeur exemple
Réfectivité des miroirs	$\rho_m$	0,9
Réfectivité du réflecteur secondaire	$\rho_{sr}$	0,9
Absorptivité du récepteur	$\alpha_p$	0,9
Réfectivité de la vitre	$\rho_g$	0,05
Transmittivité de la vitre	$\tau_g$	0,92

$$\rho_{g,th}(\theta_i) = \frac{1}{2} \left( \left( \frac{n_a \cos \theta_i - n_g \sqrt{1 - \left(\frac{n_a}{n_g} \sin \theta_i\right)^2}}{n_a \cos \theta_i + n_g \sqrt{1 - \left(\frac{n_a}{n_g} \sin \theta_i\right)^2}} \right)^2 + \left( \frac{n_a \sqrt{1 - \left(\frac{n_a}{n_g} \sin \theta_i\right)^2} - n_g \cos \theta_i}{n_a \sqrt{1 - \left(\frac{n_a}{n_g} \sin \theta_i\right)^2} + n_g \cos \theta_i} \right)^2 \right)$$

La présence de poussière et les imperfections du verre tendent à augmenter la réflectivité et l'absorptivité de la vitre. Nous retenons  $\rho_{g,n} = 0.05$  pour la suite. On ajuste la dépendance angulaire en utilisant :

$$\rho_g(\theta_i) = \frac{\rho_{g,n}}{\rho_{g,n,th}} \cdot \rho_{g,th}(\theta_i) \quad (5.1)$$

On considère que l'absorptivité  $\alpha_g = 1 - \tau_g - \rho_g$  est constante, quelle que soit l'angle d'incidence. La transmittivité effective de la vitre  $\tau_g(\theta_i)$  est alors définie par :

$$\tau_g(\theta_i) = 1 - \alpha_g - \rho_g(\theta_i)$$

Les pertes radiatives infrarouge ne sont pas prises en compte dans la simulation de Monte Carlo. Les propriétés optiques dans l'infrarouge sont définies dans le modèle thermique, partie III. En particulier, on s'intéressera alors à l'émissivité  $\epsilon_p^{ir}$  du tube absorbeur dans l'infrarouge.

Le tableau 5.2 résume les paramètres optiques du modèle.

### 5.2.3 Modèle des erreurs optiques

L'optique n'est en pratique pas parfaite. Pour que le modèle représente mieux la réalité, on prend en compte les erreurs optiques. Elles sont de plusieurs natures :

- erreur de position : la position du miroir peut souffrir d'un pointage inexact du système de suivi, ou d'un jeu dans les éléments mécaniques. Les éléments du système optique peuvent être décalés à cause d'une erreur de la structure de support (axe du miroir mal orienté, récepteur mal positionné en hauteur ou mal aligné...).
- erreur de courbure : la forme des miroirs n'est pas parfaite. Dans notre cas, les miroirs primaires devraient être cylindriques par déformation élastique. Mais il peut y avoir des erreurs de déformation dues au système mécanique de torsion, ou à la fabrication du verre. Des défauts peuvent aussi apparaître au cours de la durée de vie des miroirs, par exemple des éclats... Les autres composants du système optique ont les mêmes types d'erreurs, mis à part celles dues à la torsion.
- erreur de spécularité : des imperfections de surfaces (fabrication, rayures...) peuvent dévier les rayons dans des directions imprévues. De même la poussière apporte une composante de réflexion diffuse dans le comportement spéculaire du miroir.

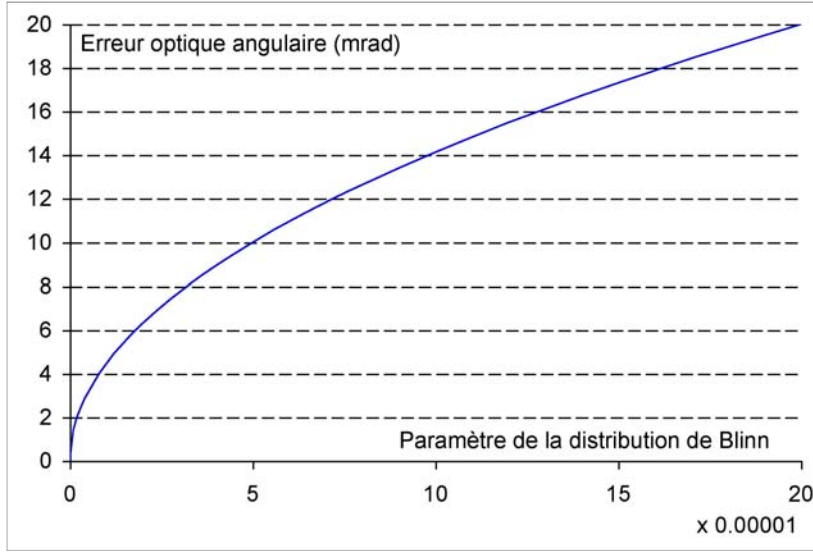


FIGURE 5.3 – Allure de la relation entre le paramètre  $\beta$  de la distribution de Blinn et l'erreur angulaire  $\epsilon$

Toutes ces sources d'erreur de pointage sont prises en compte dans leur ensemble, de manière statistique. Elles sont convoluées et on définit un angle  $\epsilon$  (en radian) comme l'écart type de la déviation de la normale effective  $\mathbf{n}'_h$  à la surface, par rapport à la normale théorique  $\mathbf{n}_h$ . La distribution statistique des normales effectives suit le modèle à micro-facettes de Blinn. Ce modèle est couramment utilisé en synthèse d'image, pour créer un rendu réaliste du comportement optique d'une surface [48]. Une version tronquée est ici mise en oeuvre, afin d'éviter d'obtenir des rayons réfléchis derrière la surface d'intersection. Le paramètre  $\beta$  de la distribution de Blinn est lié à l'angle  $\epsilon$  selon la relation suivante :

$$\epsilon = \sqrt{\langle \theta_{h,j}^2 \rangle} \approx \sqrt{\langle \sin(\theta_{h,j})^2 \rangle} = \sqrt{1 - \left( \frac{2 + \frac{1}{\beta}}{4 + \frac{1}{\beta}} \right) \left[ \frac{1 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \right)^{4 + \frac{1}{\beta}}}{1 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \right)^{2 + \frac{1}{\beta}}} \right]} \quad (5.2)$$

avec  $\theta_{h,j}$  l'angle entre  $\mathbf{n}_{h,j}$  et une valeur possible de  $\mathbf{n}'_{h,j}$ .

On fixe une valeur au paramètre  $\beta$  correspondante à la valeur de l'angle  $\epsilon$  souhaitée. La figure 5.3 permet de visualiser le lien entre le paramètre  $\beta$  et l'erreur angulaire  $\epsilon$ .

Le tableau donne les valeurs par défaut des erreurs optiques déterminées en section 6.5.

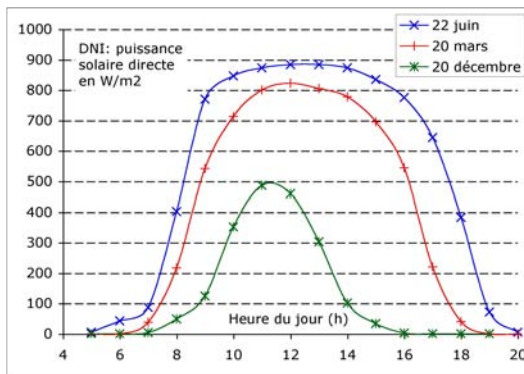
#### 5.2.4 Modèle du soleil

Nous choisissons le modèle de soleil simple pill-box, qui est suffisant pour notre étude. La luminance du rayonnement solaire incident est alors constante sur l'ensemble du disque solaire. Nous définissons l'angle solide du soleil par le rayon du cône solaire exprimé par l'angle  $\theta_s = 4,65 \text{ mrad} = 16'$ .

La position du soleil est déterminée en fonction du lieu (latitude, longitude) et de la date (date, heure). Les détails du calcul sont placés en annexe A, section A.2.2. On parlera en heure solaire :

TABLE 5.3 – Valeurs des erreurs optiques par défaut

Désignation du paramètre	Paramètre de la distribution de Blinn		Erreur angulaire correspondante	
	Notation	Valeur par défaut	Notation	Valeur par défaut
Erreur de réflexion des miroirs	$\beta_m$	$1,25 \cdot 10^{-5}$	$\epsilon_m$	$5 \text{ mrad}$
Erreur de réflexion du réflecteur secondaires.	$\beta_{sr}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$	$\epsilon_{sr}$	$3 \text{ mrad}$
Erreur de réflexion du récepteur	$\beta_p$	$5 \cdot 10^{-5}$	$\epsilon_p$	$10 \text{ mrad}$
Erreur de réflexion de la vitre	$\beta_g$	$2 \cdot 10^{-6}$	$\epsilon_g$	$2 \text{ mrad}$



(a) Exemples de profils d'ensoleillement direct à Albi en 2005 (source SoDa)

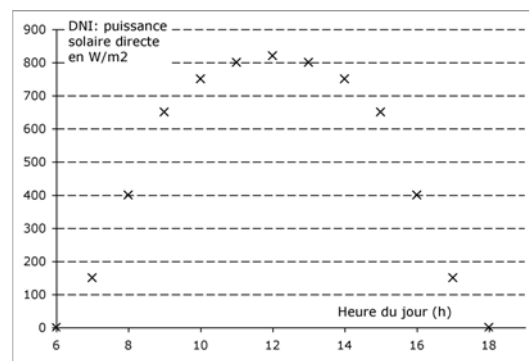
(b) Profil de DNI au cours d'une journée type (équinoxe) en  $W/m^2$ 

FIGURE 5.4 – Profil d'ensoleillement direct (DNI)

le midi solaire (12h solaire) correspond au passage du soleil au Sud. C'est aussi le moment où il est le plus haut au dessus de l'horizon (pour les latitudes supérieures aux tropiques).

Pour tenir compte des conditions atmosphériques du moment, nous utilisons un profil d'ensoleillement direct (DNI, Direct Normal Insolation) sur une journée. La figure 5.4a montre l'évolution du DNI au cours de la journée, pour différentes dates de l'année, à Albi. Ces valeurs sont issues des mesures pour l'année 2005, disponibles par le service SoDa (Solar radiation Data) du centre de recherche Mines PariTech [49]. Par défaut dans nos analyses, nous utilisons le profil de DNI donné par la figure 5.4b. Ce profil correspond à une moyenne pour une journée d'équinoxe, à Albi : le tableau 5.4 donne les valeurs correspondantes.

### 5.3 L'algorithme de Monte Carlo

Nous considérons, pour notre raisonnement, une géométrie classique schématisée sur la figure 5.5. Le miroir de Fresnel, constitué de bandes de miroirs alignées au niveau du sol, réfléchit la

TABLE 5.4 – Profil d'ensoleillement direct (DNI) au cours d'une journée type (équinoxe) en  $W/m^2$ 

Heure du jour	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
DNI ( $W/m^2$ )	0	150	400	650	750	800	820	800	750	650	400	150	0



lumière sur le récepteur. Le récepteur est lui-même formé de plusieurs éléments :

- un tube absorbeur, dans lequel circule le fluide caloporteur,
- un réflecteur secondaire placé au dessus, afin de sur-concentrer le rayonnement incident et de mieux le répartir sur le pourtour du tube,
- une vitre, qui limite les pertes thermiques du tube par rayonnement.

### 5.3.1 Description physique

L'algorithme donne la description du parcours d'un rayon dans le système optique. La grandeur principale recherchée est la puissance  $\Phi$  reçue sur le tube absorbeur  $\mathcal{T}^+$ . Mais on peut calculer d'autres grandeurs avec le même algorithme.

Le chemin optique, décrit sur le schéma 5.5, est construit comme suit :

- une position sur le miroir primaire est choisie,
- une direction en provenance du disque solaire est tirée,
- si le rayon touche une surface avant d'atteindre le miroir, alors aucun rayon venant dans cette direction ne peut arriver sur le miroir : il y a ombrage,
- sinon, si le rayon peut atteindre le miroir, il est réfléchi avec un certain facteur d'atténuation : la réflectivité. Une erreur de pointage est calculée, pour rendre compte d'une certaine incertitude par rapport à une réflexion parfaite théorique. Le rayon réfléchi peut soit :
  - ne rencontrer aucune surface : il y a débordement
  - intersecter le réflecteur secondaire (ou un miroir primaire...) : il est alors réfléchi, avec atténuation (absorption) et erreur de pointage. Et il continue son chemin...
  - intersecter la vitre : il continue son chemin après être soit :
    - réfléchi avec une erreur de pointage
    - transmis avec une atténuation (absorption) et une erreur de pointage
  - intersecter le tube absorbeur et être soit :
    - réfléchi avec une erreur de pointage. Et il continue son chemin... ou bien
    - absorbé. Et l'algorithme s'arrête.

Chaque intersection d'un rayon avec une surface est appelée interaction. La transmission à travers la vitre est en fait considérée comme deux interactions dans l'algorithme : une sur la surface d'entrée et une sur la surface de sortie. On prend ainsi en compte la déviation des rayons due à la réfraction, définie par l'indice de réfraction  $n$  du verre. Dans la suite de la description de l'algorithme, on présente cependant la traversée de la vitre comme une seule interaction. Cela allège ainsi légèrement l'écriture intégrale.

### 5.3.2 Formulation intégrale

L'algorithme de Monte Carlo est équivalent à une intégrale : le résultat d'un calcul de Monte Carlo, est le résultat d'une intégrale.

La formulation intégrale d'un algorithme de Monte Carlo est particulièrement intéressante pour représenter de façon synthétique l'algorithme. Elle permet de travailler formellement d'un point de vue mathématique. L'algorithme peut être amélioré et utilisé pour calculer différentes grandeurs. En particulier, pour le calcul de sensibilités, on cherche à se ramener à une même formulation intégrale. Suivant le paramètre auquel on veut la sensibilité, le calcul peut être du plus simple au plus compliqué. Les sensibilités aux paramètres géométriques sont difficiles à aborder avec cette méthode. Lorsque cela fonctionne, on a la même intégrale, donc le même algorithme permet de

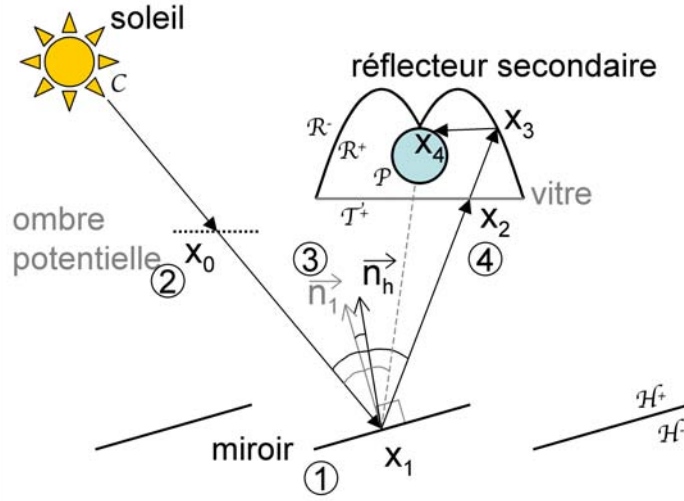


FIGURE 5.5 – Schéma de principe de l'algorithme de Monte Carlo

calculer la grandeur et sa dérivée. Cela représente une économie substantielle de temps de calcul. Dans un processus d'optimisation, le calcul de sensibilités est particulièrement intéressant.

Pour chaque grandeur que l'on veut calculer, on aura une formulation intégrale similaire. D'une grandeur à l'autre, seul le poids de Monte Carlo  $\hat{w}$  est modifié. Les intégrations restent les mêmes, donc l'algorithme est le même : la même simulation, qui va faire appel à la même série de générations aléatoires, peut être utilisée.

La formulation intégrale suivante correspond à la puissance solaire absorbée sur le tube récepteur, notée  $\Phi$  ( $W/m^2$ ). Elle est ici présentée de façon récursive :

$$\begin{aligned}
 \Phi = & \int_{\mathcal{H}^+} p_{\mathbf{X}_1}(\mathbf{x}_1) d\mathbf{x}_1 \cdot \int_{\mathcal{C}} p_{\Omega_S}(\omega_S) d\omega_S \cdot \left\{ \begin{aligned} & H(\mathbf{x}_0 \in \mathcal{S}) \cdot \hat{w}_{out} \\ & + H(\mathbf{x}_0 \notin \mathcal{S}) \end{aligned} \right. \dots \\
 & \times \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,1}}^{\mathcal{H}^+}(\omega_0)} p_{\mathbf{N}'_{h,1}}(\mathbf{n}'_{h,1} | \omega_0; \beta_{\mathcal{H}^+}) d\mathbf{n}'_{h,1} \dots \\
 & \times \left\{ \begin{aligned} & H(\mathbf{x}_2 \in \mathcal{T}^+) \cdot \left\{ \begin{aligned} & H(R \leq \alpha^{\mathcal{T}^+}) \hat{w}_{in,2} \\ & + H(R > \alpha^{\mathcal{T}^+}) \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,2}}^{\mathcal{T}^+}(\omega_1)} p_{\mathbf{N}'_{h,2}}(\mathbf{n}'_{h,2} | \omega_1; \beta_{\mathcal{T}^+}) d\mathbf{n}'_{h,2} \cdot \Phi_2 \end{aligned} \right. \\ & + H(\mathbf{x}_2 \in \mathcal{G}) \cdot \left\{ \begin{aligned} & H(R \leq \rho^{\mathcal{G}}) \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,2}}^{\mathcal{G}_\rho}(\omega_1)} p_{\mathbf{N}'_{h,2}}(\mathbf{n}'_{h,2} | \omega_1; \beta_{\mathcal{G}_\rho}) d\mathbf{n}'_{h,2} \cdot \Phi_2 \\ & + H(R > \rho^{\mathcal{G}}) \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,2}}^{\mathcal{G}_\tau}(\omega_1)} p_{\mathbf{N}'_{h,2}}(\mathbf{n}'_{h,2} | \omega_1; \beta_{\mathcal{G}_\tau}) d\mathbf{n}'_{h,2} \cdot \Phi_2 \end{aligned} \right. \\ & + H(\mathbf{x}_2 \in \mathcal{R}^+) \cdot \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,2}}^{\mathcal{R}^+}(\omega_1)} p_{\mathbf{N}'_{h,2}}(\mathbf{n}'_{h,2} | \omega_1; \beta_{\mathcal{R}^+}) d\mathbf{n}'_{h,2} \cdot \Phi_2 \\ & + H(\mathbf{x}_2 \in \mathcal{H}^+) \cdot \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,2}}^{\mathcal{H}^+}(\omega_1)} p_{\mathbf{N}'_{h,2}}(\mathbf{n}'_{h,2} | \omega_1; \beta_{\mathcal{H}^+}) d\mathbf{n}'_{h,2} \cdot \Phi_2 \end{aligned} \right.
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

avec :

$$\Phi_j = \begin{cases} H(\mathbf{x}_{j+1} \in \mathcal{T}^+) \cdot \left\{ + \frac{H(R \leq \alpha^{\mathcal{T}^+})}{H(R > \alpha^{\mathcal{T}^+})} \hat{w}_{in,j+1} \right. \\ \left. + H(\mathbf{x}_{j+1} \in \mathcal{G}) \cdot \left\{ + \frac{H(R \leq \rho^{\mathcal{G}})}{H(R > \rho^{\mathcal{G}})} \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{G}_\rho}(\omega_j)} p_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{G}_\rho}(\mathbf{n}'_{h,j+1} | \omega_j; \beta^{\mathcal{G}_\rho}) d\mathbf{n}'_{h,j+1} \cdot \Phi_{j+1} \right. \right. \\ \left. + H(\mathbf{x}_{j+1} \in \mathcal{R}^+) \cdot \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{R}^+}(\omega_j)} p_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{R}^+}(\mathbf{n}'_{h,j+1} | \omega_j; \beta^{\mathcal{R}^+}) d\mathbf{n}'_{h,j+1} \cdot \Phi_{j+1} \right. \\ \left. + H(\mathbf{x}_{j+1} \in \mathcal{H}^+) \cdot \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{H}^+}(\omega_j)} p_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{H}^+}(\mathbf{n}'_{h,j+1} | \omega_j; \beta^{\mathcal{H}^+}) d\mathbf{n}'_{h,j+1} \cdot \Phi_{j+1} \right. \\ \left. + H(\mathbf{x}_{j+1} \in \mathcal{R}^-) \cdot \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{R}^-}(\omega_j)} p_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{R}^-}(\mathbf{n}'_{h,j+1} | \omega_j; \beta^{\mathcal{R}^-}) d\mathbf{n}'_{h,j+1} \cdot \Phi_{j+1} \right. \\ \left. + H(\mathbf{x}_{j+1} \in \mathcal{H}^-) \cdot \int_{\mathcal{D}_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{H}^-}(\omega_j)} p_{\mathbf{N}'_{h,j+1}}^{\mathcal{H}^-}(\mathbf{n}'_{h,j+1} | \omega_j; \beta^{\mathcal{H}^-}) d\mathbf{n}'_{h,j+1} \cdot \Phi_{j+1} \right\} \end{cases} \quad (5.4)$$

Le poids de Monte Carlo prend en compte les pertes par absorption sur les surfaces réfléchissantes et lors de la transmission à travers la vitre.

$$\hat{w}_{out} = 0$$

$$\hat{w}_{in,j} = \frac{DNI(\omega_S) \cdot (\omega_S \cdot \mathbf{n}_{h,1}) \cdot \prod_{q=1}^{j-1} \rho_q}{p_{\mathbf{X}_1}(\mathbf{x}_1) \cdot p_{\Omega_S}(\omega_S)} \quad (5.5)$$

- $\mathcal{C}$  cône solaire en angle solide, vu depuis un miroir primaire (point  $\mathbf{x}_1$ )
- $\mathcal{H}$  surface totale de l'ensemble des miroirs primaires, union des faces réfléchissantes  $\mathcal{H}^+$  (aire  $S_{\mathcal{H}^+}$ ) et des faces arrières  $\mathcal{H}^-$
- $\mathcal{R}$  réflecteur secondaire, union de la face réfléchissante  $\mathcal{R}^+$  et de la face arrière  $\mathcal{R}^-$
- $\mathcal{G}$  vitre, qui se comporte de manière identique des deux côtés :  $\mathcal{G}_\rho$  fait référence à ses propriétés réfléchissantes,  $\mathcal{G}_\tau$  à ses propriétés de transmission
- $\mathcal{T}^+$  tube absorbeur, parcouru par le fluide caloporteur à l'intérieur (sans incidence directe sur le bilan radiatif brut)
- $\mathcal{S}$  ensemble des éléments susceptibles de créer un ombrage des miroirs :  $\mathcal{S} = \mathcal{H} \cup \mathcal{R} \cup \mathcal{G} \cup \mathcal{T}^+$
- $\mathbf{x}_j$  point d'intersection numéro  $j$ ,  $\mathbf{x}_1$  est le premier point d'intersection sur un miroir. Si  $\mathbf{x}_1$  n'est pas éclairé par le soleil, alors  $\mathbf{x}_0$  existe. Cela signifie qu'un rayon en provenance du soleil touchera une autre surface en  $\mathbf{x}_0$  avant d'atteindre  $\mathbf{x}_1$ . Ce point  $\mathbf{x}_1$  est donc ombré et l'algorithme s'arrête.
- $p_{\mathbf{X}_1}(\mathbf{x}_1) = \frac{1}{S_{\mathcal{H}^+}}$  fonction densité de probabilité (pdf) de la position  $\mathbf{x}_1$  de l'impact sur un miroir.
- $\omega_S$  vecteur en direction du disque du soleil
- $p_{\Omega_S}(\omega_S) = \frac{1}{2\pi(1 - \cos \theta_S)}$  fonction densité de probabilité de la direction du soleil. Le modèle pill-box est utilisé pour représenter le soleil : toutes les directions du disque solaire sont équiprobables.
- $\omega_i$  direction du rayon réfléchi, après  $i$  interactions (réflexion, transmission) de ce rayon. En particulier, la direction incidente en provenance du soleil est :  $\omega_0 = -\omega_S$
- $\mathbf{n}'_{h,j}$  direction effective de la normale à la surface, au point d'intersection  $\mathbf{x}_j$ . Elle est calculée, à partir de la normale théorique  $\mathbf{n}_{h,j}$  définie par la géométrie. Le tirage de la normale effective est aléatoire, selon une densité de probabilité.

- $p_{\mathbf{N}'_{h,j}}(\mathbf{n}'_{h,j}|\omega_{j-1}; \beta_{\mathcal{H}^+})$  fonction densité de probabilité de la normale effective à la surface  $\mathbf{n}'_{h,j}$  au point d'intersection  $\mathbf{x}_j$ . L'erreur de pointage (voir section 5.2.3) dépend de l'angle d'incidence, d'où la dépendance à  $\omega_{j-1}$ . La fonction comporte le paramètre  $\beta_{\mathcal{H}^+}$  de la distribution de Blinn, relative aux points des miroirs primaires  $\mathcal{H}^+$ . On définit de même les paramètres de Blinn pour le réflecteur secondaire  $\beta_{\mathcal{R}^+}$  et pour la vitre  $\beta_{\mathcal{G}^+}$ .
- $\rho_q$  réflectivité de la surface où a lieu l'interaction numéro  $q$ . La surface peut être un miroir, réflecteur secondaire, vitre ou absorbeur. Pour la transmission à travers la vitre, le coefficient d'atténuation correspondant est calculé sur la proportion de rayons non réfléchis :  $\rho_q = \frac{\tau_{glass}}{1-\rho_{glass}}$ ,  $\tau_{glass}$  transmittivité et  $\rho_{glass}$  réflectivité du verre.
- $DNI$  intensité du rayonnement solaire direct (DNI, Direct Normal Insolation) ( $W/m^2$ )

L'algorithme s'arrête si un rayon est :

- ombré
- bloqué par une surface : héliostats  $\mathcal{H}^-$
- perdu par débordement : le rayon n'intersecte aucune surface, ou passe à côté de l'ouverture du récepteur et vient frapper l'arrière du réflecteur secondaire  $\mathcal{R}^-$ .
- absorbé sur le tube absorbeur  $\mathcal{T}^+$ .

Pour simuler un concentrateur dans un lieu spécifique, on peut ajouter facilement les masques dans le paysage. L'impact serait quantifiable à travers les effets d'ombrage et éventuellement de blocage.

**Remarque :** La dépendance spectrale peut être prise en compte, pour mieux rendre les variations de propriétés optiques en fonction de la longueur d'onde. Il suffit alors de rajouter une intégration :  $\int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} p_{\lambda}(\lambda) d\lambda$ . Alors l'intensité solaire  $I$  dépend de  $\lambda$ ...

## 5.4 Résultats d'une simulation

Les grandeurs calculées par l'algorithme de Monte Carlo permettent :

- d'évaluer les performances globales du concentrateur, grâce à :
  - la puissance totale absorbée sur le tube  $\Phi$ ,
  - la puissance perdue par ombrage, blocage ou débordement,
- de comprendre le chemin suivi par les rayons, grâce à :
  - la puissance collectée par l'intermédiaire du réflecteur secondaire (après au moins une réflexion sur celui-ci),
  - la puissance collectée après un certain nombre de réflexions : 1, 2, 3, 4, 5 ou plus...
- de visualiser la distribution du flux absorbé sur le tube récepteur :
  - quelques milliers de variables caractérisent la carte de flux radiatif collecté sur l'élément absorbeur : pour obtenir une précision satisfaisante, on discrétise la surface du tube en 36 segments angulaires et 50 segments dans la longueur. La carte de flux a ainsi 1 800 points. C'est un bon compromis entre précision de la carte et temps de calcul nécessaire à la simulation.
- d'obtenir les informations nécessaires au modèle thermique :
  - la distribution du flux absorbé sur le réflecteur secondaire  $\Phi_{sr}$  ; la discrétisation n'est nécessaire que dans la longueur, afin d'observer les effets de bords, aux extrémités de la tache focale ; 50 segments sont suffisants.
  - la distribution du flux absorbé sur la vitre  $\Phi_g$ , avec la même discrétisation.

## Chapitre 6

# Etude d'optimisation de la géométrie : résultats et analyse

Les sections de ce chapitre présentent différentes études réalisées à partir du modèle présenté dans le chapitre précédent.

### 6.1 Description du prototype modélisé

Les paramètres utilisés dans l'analyse qui suit sont ceux correspondant au prototype construit à l'Ecole des Mines d'Albi, France.

La présente étude s'attache à optimiser la conception de ce prototype, par la simulation. Le prototype de concentrateur est destiné à être couplé à un cycle thermodynamique. Le point crucial de la conception est donc le récepteur, qui relie la partie optique à la partie thermodynamique du procédé. Le fluide étudié est l'air. Le récepteur collecte donc l'énergie thermique solaire en chauffant de l'air. Un avantage de l'air est son utilisation directe comme fluide de travail. Ainsi, on économise un échangeur entre le fluide caloporteur et le fluide de travail. L'air est idéal en zone climatique aride. En effet, on peut fonctionner en cycle thermodynamique ouvert, ce qui élimine le besoin d'un échangeur pour le refroidissement. L'atmosphère sert alors de puits de chaleur. La difficulté réside dans la conception d'un échangeur capable de chauffer efficacement l'air. Les caractéristiques de l'air comme fluide caloporteur ne sont effectivement pas exceptionnelles : faibles capacité thermique et conductivité thermique. Une équipe de recherche à l'ETH Zürich travaille sur un concept similaire de récepteur à air pour un concentrateur linéaire [29]. La géométrie du récepteur est d'autant plus importante au vu des contraintes sur le fluide caloporteur. Il s'agit en particulier de trouver un compromis entre les pertes de charge de l'échangeur et son coefficient global d'échange. Les conceptions de l'optique et du cycle thermodynamique avec son échangeur thermique sont donc liées. La surface d'ouverture de l'échangeur récepteur et la température de l'absorbeur sont les paramètres frontières.

Dans notre cas, le concentrateur alimentera un moteur Ericsson en air chaud sous pression. Une puissance maximale de  $1.5 \text{ kW}_{el}$  est attendue. Le système est représenté dans son ensemble sur la figure 6.1.

Le concentrateur de Fresnel sera à terme composé de trois modules identiques. Cette étude s'intéresse à la simulation d'un seul module. L'optique de Fresnel comprend 21 miroirs de 0,1 m de large sur 1,5 m de longueur. La table A.1 page 198 récapitule les valeurs des paramètres de la géométrie. Chaque miroir est monté sur un axe de rotation dans sa longueur. Les miroirs sont

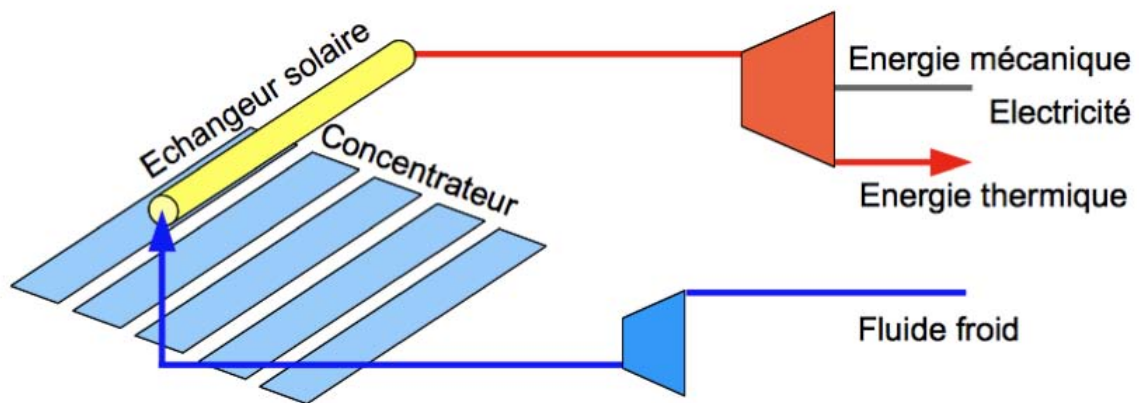


FIGURE 6.1 – Vue d'ensemble du procédé solaire

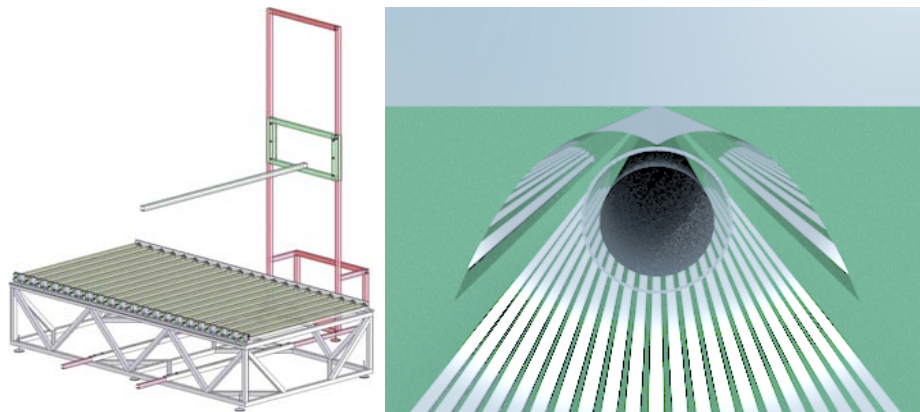


FIGURE 6.2 – Vue schématique en CAO d'un module du prototype (à gauche) et visualisation EDStar du récepteur et champ de miroirs (à droite)

disposés en parallèle, à 0,145 m de distance entre deux axes. Les miroirs sont plans. Leur faible largeur ne permet pas de les courber mécaniquement. D'un autre côté, la taille de la tache focale est gérable sans concentration des miroirs, grâce à leur faible largeur. La réflectivité des miroirs est d'environ 90%. Le taux de couverture du sol par les miroirs est de 70%, ce qui mène à un champ de miroirs de 3 m de large. Le récepteur est fixé initialement à 1,5 m de hauteur au dessus du champ de miroirs. La surface absorbante du récepteur est sélective, avec : 90% d'absorptivité et 15% d'émissivité. La figure 6.2 représente une vue schématique du prototype.

Ce premier module est représenté sur la figure 6.2. Comme le montrent les photos de la figure 6.3, le prototype est construit et en phase de tests. Une fois complété, le prototype entier offrira  $9 \text{ m}^2$  de surface de miroirs. Le collecteur de Fresnel devrait pouvoir fournir jusqu'à 4 kWth d'énergie thermique.



FIGURE 6.3 – Prototype construit à Albi : vue générale (à gauche) et détail du récepteur (à droite)

## 6.2 Résultats généraux

### 6.2.1 Profil de production au cours de la journée

Au cours de la journée, la puissance collectée et le rendement évoluent. La figure 6.4 montre l'allure des courbes pour une journée d'équinoxe. Le rendement optique du concentrateur est le rapport entre la puissance radiative absorbée sur le récepteur  $\Phi$  et la puissance solaire disponible ( $W/m^2$ ) sur la surface des miroirs primaires :

$$\eta_{optique} = \frac{\Phi}{S_m \cdot DNI}$$

avec  $S_m = n_m \cdot l_m \cdot w_m$  la surface des miroirs primaires,  $DNI$  la puissance solaire directe normale.

On constate que la puissance collectée reste constante pendant près de 5 heures en milieu de journée. En effet, bien que l'ensoleillement direct soit plus puissant à midi qu'à 10h, le rendement du concentrateur y est légèrement plus faible. Cela est dû à l'inclinaison plus grande du soleil à midi qu'à 10h, par rapport au plan normal à l'axe focal (plan vertical Est-Ouest). Les rayons réfléchis sont alors plus rasants. Ils doivent parcourir une distance plus grande pour atteindre la hauteur du récepteur. Le soleil n'étant pas ponctuel, la tache focale est alors élargie. A midi, l'inclinaison plus importante du soleil par rapport au plan vertical Est-Ouest explique donc le nivellement de la puissance.

D'autres grandeurs globales sont calculées par l'algorithme :

- la puissance totale collectée sur le tube récepteur
- la puissance perdue par blocage sur les miroirs,
- la puissance perdue par ombrage des miroirs,
- et la puissance perdue par débordement.

La figure 6.5 montre la puissance collectée et la répartition des pertes sur la journée de l'équinoxe.

### 6.2.2 Temps de calcul

Le calcul des grandeurs globales, comme la puissance absorbée sur le tube, est très rapide : 10 000 rayons suffisent à obtenir un écart type inférieur à 1% sur les variables calculées. La durée

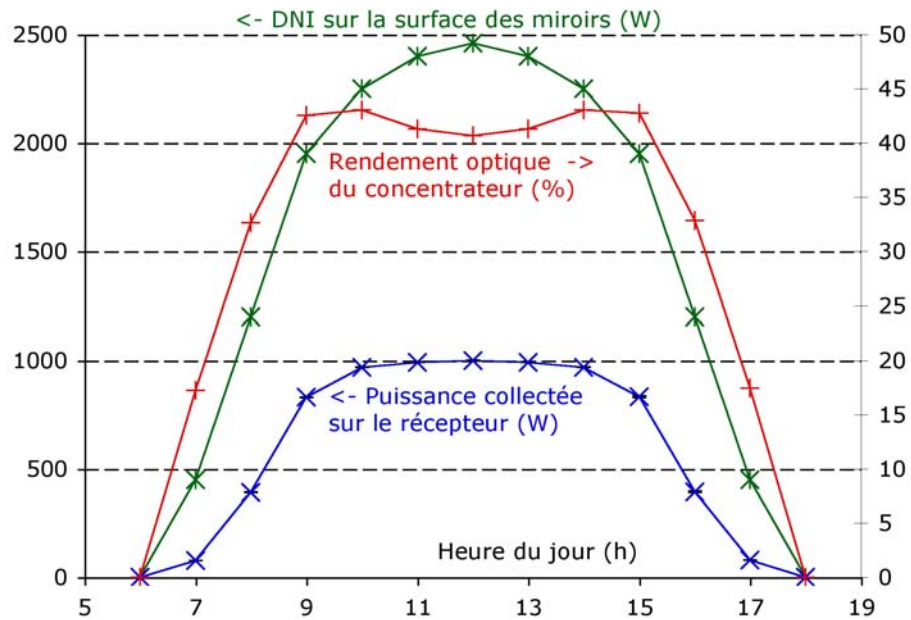


FIGURE 6.4 – Profil de production et rendement du concentrateur au cours de la journée

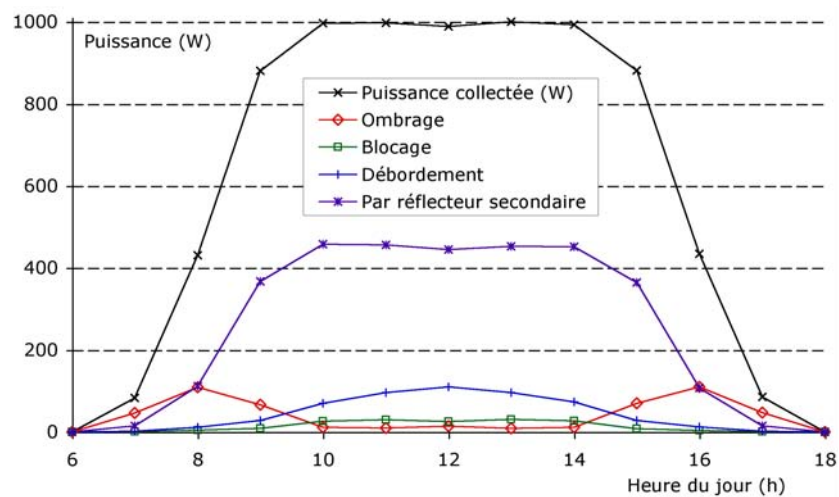


FIGURE 6.5 – Puissance collectée et répartition des pertes au cours de la journée



d'une simulation est de l'ordre de la minute.

Pour obtenir une carte de flux précise, on a besoin de beaucoup plus de tirages. En effet la carte de flux est généralement composée de plus d'un millier d'éléments de surface. Pour réduire l'incertitude sur chacun de ces éléments, il faut alors lancer au moins un million (1 000 000) de rayons. La durée d'une simulation est alors de près de 1 à 4 heures.

On n'a pas cherché à optimiser les temps de calcul dans ce travail et des améliorations importantes sont certainement possibles.

## 6.3 Optimisation de la géométrie du récepteur

**Note :** Cette analyse a fait l'objet d'une présentation sous forme de poster à SolarPACES 2010, Perpignan.

L'élément absorbeur du récepteur, ici nommé récepteur, est un élément clé du système : il convertit le rayonnement solaire en énergie thermique et la collecte pour alimenter le cycle thermodynamique. La présente étude se concentre sur les paramètres les plus significatifs de l'optique du récepteur. ED-Star permet de réaliser facilement des études paramétriques. L'influence sur les performances du système est analysée.

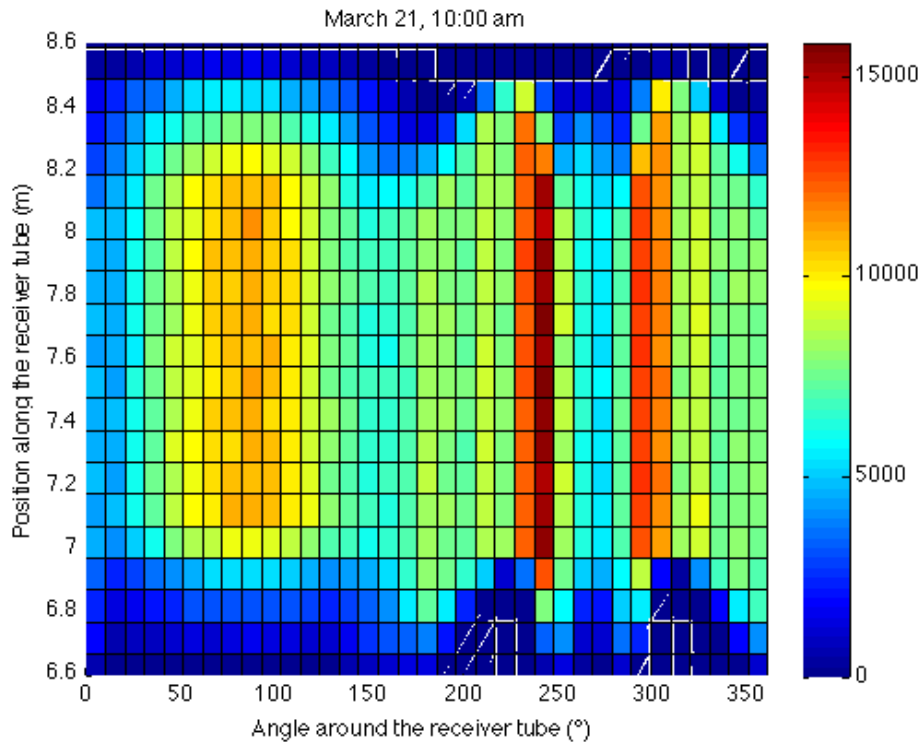
La géométrie du récepteur de notre prototype suit certaines contraintes. Il est construit sur un tube sous vide avec un réflecteur secondaire disposé au dessus. Le tube est composé de deux couches de verre séparée par une lame de vide. Une très bonne isolation thermique est ainsi assurée. La surface intérieure du tube a un revêtement sélectif absorbant. Son diamètre est de 0,038 m. Le réflecteur secondaire est de type CPC, Concentrateur Parabolique Composé. Il est ainsi formé de deux portions de concentrateur cylindro-parabolique (section parabolique), de manière à réfléchir sur le dessus du tube, les rayons qui passent à côté. Le CPC a une largeur par défaut de 0,1 m. Il est placé au dessus du tube à une distance fixée, qui est le fruit de l'optimisation par le concepteur du réflecteur CPC pour ce tube. En l'occurrence, le double tube de verre du récepteur est en contact avec le CPC sur son arête supérieure.

Pour trouver la largeur optimale, nous avons étudié l'impact d'un élargissement du simple CPC. Sa forme parabolique n'est donc pas modifiée. Les deux portions de parabole qui composent le CPC sont prolongées ou réduites pour atteindre la largeur du réflecteur secondaire voulue.

### 6.3.1 Carte de flux

La carte de flux collectée sur le récepteur est particulièrement intéressante. Elle nous renseigne sur la distribution du flux solaire sur le tube récepteur. Il est ainsi possible de détecter d'éventuelles inhomogénéités, qu'une conception différente pourrait éviter. La figure 6.6 présente la carte de flux sur notre récepteur, à 10h le jour de l'équinoxe de printemps. La simulation a été réalisée avec un million de tirages de rayons. Cette précision est suffisante pour faire apparaître l'homogénéité dans la longueur du récepteur. Comme la longueur du champ solaire est faible, le récepteur doit être décalé pour intercepter le rayonnement réfléchi. Dans cette situation, le décalage est de 1,5 m (dans le repère choisi, le champ de miroirs est situé entre 8,5 et 10 m). La totalité du rayonnement est interceptée dans la portion de 2 m de récepteur ainsi positionné. Un flux important, dépassant les  $10 \text{ kW/m}^2$ , est collecté sur une longueur de 1,5 m (entre les abscisses 6,9 m et 8,4 m).

La référence angulaire ( $0^\circ$ ) est fixée au côté Ouest du diamètre horizontal du tube. De  $0^\circ$  à  $180^\circ$ , le dessous du tube est balayé ;  $180^\circ$  à  $360^\circ$  correspond au dessus du tube. La répartition du flux solaire concentré sur le tube est intéressante. On distingue plusieurs zones avec une concentration plus importante :



*Position along the receiver tube* : position le long du tube récepteur (m)  
*Angle around the receiver tube* : angle autour du tube récepteur (°)

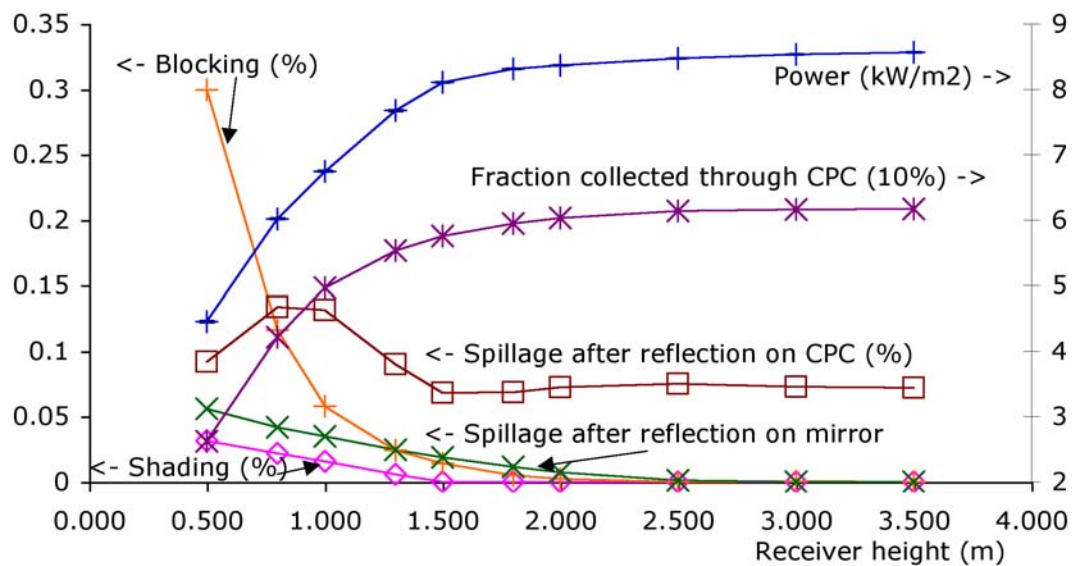
FIGURE 6.6 – Carte de flux (puissance en  $W/m^2$ ) sur le récepteur, le 21 Mars à 10h du matin

- la partie basse du tube, directement éclairée par le rayonnement réfléchi sur les miroirs. La puissance reçue s'élève à  $10 - 12 kW/m^2$  entre  $60^\circ$  et  $120^\circ$ .
- deux zones sur la partie supérieure du tube, séparée par une ligne beaucoup moins éclairée. En effet, sur la crête à  $270^\circ$ , le rayonnement ne dépasse pas  $6 kW/m^2$ . On distingue une différence entre les deux "points chauds" : celui à l'est ( $230^\circ$ - $260^\circ$ ) reçoit plus de rayonnement que celui à l'ouest ( $280^\circ$ - $310^\circ$ ). Cela peut s'expliquer par la position matinale du soleil. L'effet cosinus est plus faible sur la partie ouest du champ de miroirs, où une plus grande quantité de rayonnement est donc collectée. Ce rayonnement va plus largement arriver sur la partie est du CPC et éclairer la partie est du tube. Cela est vrai pour la géométrie du CPC élargie à 0,14 m (voir images sur la figure 6.9). Par symétrie, l'effet opposé est observé l'après-midi.

### 6.3.2 Hauteur du récepteur

La définition de la hauteur optimale du récepteur est liée au choix de la largeur du champ de miroirs et du nombre de miroirs. Le champ de miroirs est donné, tel que défini dans la section 6.1 : 21 miroirs de 0,1 m de large, avec une largeur totale de 3 m. Comme la longueur du champ est faible, le récepteur peut glisser le long de son axe. Le récepteur est ainsi toujours positionné sur l'image focale. Le décalage peut atteindre plusieurs mètres, en particulier en hiver, lorsque le soleil est bas sur l'horizon.

A l'équinoxe, nous représentons la puissance collectée sur le récepteur en fonction de la hauteur du récepteur. Les résultats sont présentés sur la figure 6.7. La simulation dure environ 30 secondes



Receiver height : hauteur du récepteur (m)

Power : puissance collectée sur le récepteur ( $kW/m^2$ )

Blocking : fraction perdue par blocage (%)

Shading : fraction perdue par ombrage (%)

Fraction collected through CPC : fraction collectée par l'intermédiaire du réflecteur secondaire (10%)

Spillage after reflection on CPC : fraction perdue par débordement, après réflexion sur le réflecteur secondaire (%)

Spillage after reflection on mirror : fraction perdue par débordement, après réflexion sur un miroir primaire (%)

FIGURE 6.7 – Performances du récepteur en fonction de la hauteur du récepteur (21 Mars, 12h00)

pour 100 000 rayons tirés. L'erreur sur la valeur calculée de la puissance ne dépasse pas 0,2%. Des variables complémentaires sont également suivies sur la figure 6.7. Elles permettent de mieux comprendre ce qui se passe sur le récepteur. Par exemple, nous connaissons la fraction de rayons collectés après réflexion sur le CPC. Pour une hauteur du récepteur supérieure à 2 m, 60% du rayonnement solaire est collecté par l'intermédiaire du CPC.

Lorsque la hauteur du CPC passe sous la barre des 2 m, la puissance collectée sur le collecteur diminue. Il y a plusieurs raisons à cela :

- les miroirs se font de l'ombre : le rayonnement solaire ne peut pas atteindre certaines parties des miroirs, car le miroir voisin est trop incliné. De même le récepteur peut également causer de l'ombre sur les miroirs. Comme le champ de miroirs n'est pas très long et que le soleil n'est pas très haut, on n'observe ici aucune ombre due au récepteur. L'ombrage cause néanmoins 1,6% de pertes à 1 m de hauteur du récepteur.
- les miroirs bloquent certains rayons réfléchis par leur voisin. Ce rayonnement ne peut donc pas atteindre le récepteur. Le phénomène de blocage peut être complètement éliminé pour un récepteur suffisamment haut. En effet, la lumière réfléchie emprunte systématiquement le même chemin entre les miroirs primaires et l'ensemble CPC-récepteur. A 1 m de hauteur, on observe 5,8% de pertes par blocage.
- il y a du débordement : certains rayons sont réfléchis, mais manquent la cible et sont perdus :
  - une partie des rayons réfléchis sur les miroirs primaires n'est pas interceptée par le CPC. Ce type de débordement diminue avec la hauteur du récepteur. L'angle de vue devient meilleur avec la hauteur, ce qui augmente la surface d'ouverture apparente du récepteur, en particulier pour les miroirs les plus éloignés. A 1 m de hauteur, 3,5% de l'énergie solaire

est perdue par cet effet.

- une partie des rayons est réfléchi sur les miroirs primaires, puis sur le CPC, mais manque le tube. Ce débordement devient plus important lorsque la hauteur diminue. Mais pour de faibles hauteurs, la part du rayonnement passant par le CPC diminue car la fraction de blocage devient très importante. Ainsi la proportion de rayons perdus après réflexion sur le CPC devient faible pour un récepteur très bas. A 1 m de hauteur, ce type de débordement est proche de son maximum à plus de 13%.

Dans l'ensemble, on constate que les pertes deviennent significatives lorsque le récepteur est en dessous de 1,5 m. A partir de 1,8 m, les performances sont quasiment maximales. Une hauteur supérieure augmentera le coût et la complexité du récepteur, sans augmenter significativement la puissance extraite : en doublant la hauteur de 1,8 à 3,6 m, on ne gagne que 3,5% de puissance. Choisir une hauteur de récepteur proche de 1,8 m semble être un bon compromis.

### 6.3.3 Longueur du récepteur

Nous avons tout intérêt à capter le rayonnement réfléchi par tous les miroirs. Or la lumière réfléchi par les miroirs centraux parcourt moins de distance que celle venant des miroirs situés aux extrémités. Le décalage de la tache focale dans la longueur sera donc plus grand pour les miroirs des extrémités.

C'est pourquoi le récepteur devrait être plus long que le champ de miroirs. Une bonne manière d'étudier la taille de la tache focale est de s'intéresser à la carte de flux sur le tube. La puissance collectée sur une certaine longueur peut être calculée. La figure 6.8 montre la fraction de puissance collectée par rapport à la puissance maximale disponible avec un récepteur suffisamment long. Les performances sont comparées à différentes dates de l'année : solstice, équinoxe. L'étalement de la tache focale dépend aussi de l'heure : il est maximal à midi. En effet, le soleil a alors son inclinaison maximale par rapport au plan normal à l'axe du récepteur. Il est possible de vérifier cet effet sur la figure 6.8 en comparant les courbes à 10h et 12h, le 21 Mars. Nous constatons bien une plus grande compacité de la tache focale à 10h.

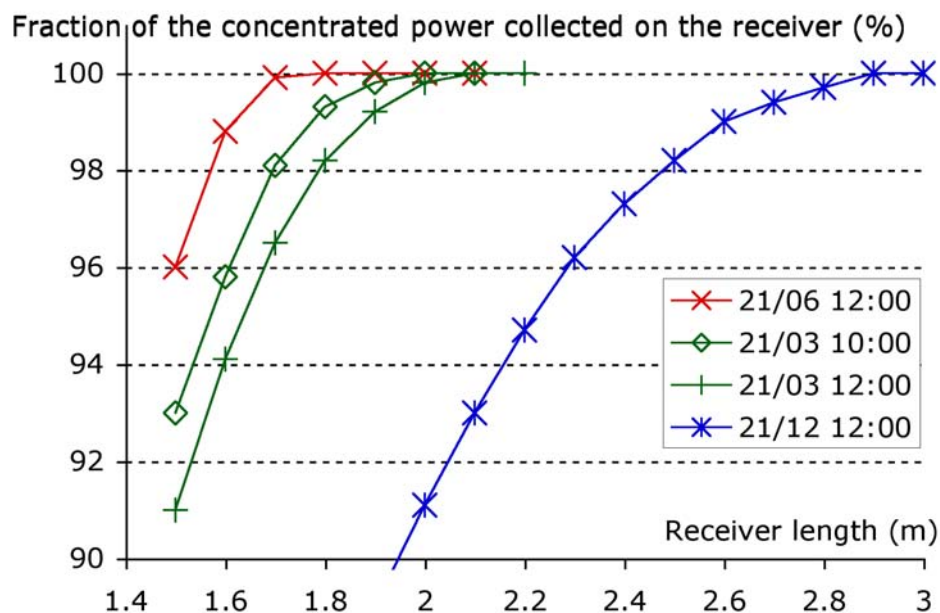
Avec un récepteur de 2 mètres de long, placé de façon optimale le long de l'axe, toute l'énergie peut être collectée pendant la moitié estivale de l'année. Si nous réduisons la longueur du récepteur à 1,5 m, la position optimale du récepteur ne pourra collecter que 93% de l'énergie à midi le jour de l'équinoxe, 96% le jour du solstice d'été. L'image focale est beaucoup plus étalée en hiver. Nous aurions besoin d'un récepteur de 3 mètres de long pour capter l'ensemble de la tache focale.

Plus le récepteur est long, plus les pertes thermiques sont importantes. Il est donc tentant de réduire sa longueur. Si nous réduisons la longueur à 1,8 m, plus de 99% de l'énergie est interceptée entre les équinoxes, en allant vers l'été. Dans notre cas, les pertes thermiques sont très réduites par l'isolation par le vide. Il n'est donc pas très profitable de réduire la longueur du récepteur.

Le champ de miroirs de notre prototype mesure 1,5 m de long. Un tube récepteur de 2 m est choisi. Il permettra de collecter la totalité de l'énergie dans la plupart des cas. Sur la moitié estivale de l'année, 100% de l'énergie sera collectée. Même dans la pire des configurations, 91% de l'énergie sera captée.

Cette question de l'étalement de la tache focale est moins critique pour un système plus long. Avec un récepteur de 10 m ou 100 m, l'étalement optique aura un impact très réduit sur les performances. Mais ces considérations ont leur intérêt dans la perspective de petits concentrateurs, installés sur des toits, pour de la cogénération dans le bâtiment.

Attention à ne pas confondre cet effet d'étalement de la tache focale, avec le décalage de l'image focale le long de l'axe du récepteur. Ce dernier phénomène a également une influence



*Fraction of the concentrated power collected on the receiver* : Fraction de la puissance solaire concentrée, collectée sur le récepteur (tube absorbeur)  
*Receiver length* : Longueur du récepteur (m)

FIGURE 6.8 – Puissance collectée en fonction de la longueur du récepteur pour des miroirs d'1,5 m de long, à différentes dates et heures

significative au cours de la journée et de l'année.

### 6.3.4 Largeur du récepteur

La largeur du récepteur doit coïncider avec la tache focale créée par le champ de miroirs. Le système dont nous disposons pour le prototype mesure 0,1 m de large. C'est manifestement trop étroit par rapport à la largeur des miroirs qui est également de 0,1 m. La forme du soleil et les erreurs de suivi nécessitent de prendre une certaine marge. Il s'agit d'éviter les pertes par débordement, de part et d'autre du CPC. Nous devons cependant conserver une largeur de récepteur raisonnable, pour ne pas faire trop d'ombre au champ de miroirs. Afin de chercher un compromis, nous prolongeons le CPC sur les côtés, pour augmenter son envergure. La figure 6.9 montre une visualisation du récepteur pour différentes largeurs : l'originale de 0,1 m, une élargie à 0,12 m et une à 0,14 m.

La largeur optimale pour le récepteur dépend de l'heure de la journée et de la date de l'année. La figure 6.10 montre pour des jours de référence (équinoxes et solstices) la puissance collectée sur le récepteur. Il s'agit de la puissance relative à la puissance maximale disponible, à ce moment de l'année, avec un récepteur suffisamment large. Nous voyons ainsi que les meilleures performances sont obtenues pour un récepteur de largeur totale comprise entre 11 et 13 cm. Quel que soit le jour de l'année, à midi, la puissance maximale sera atteinte dans tout cet intervalle.

Au cours de la journée, nous pouvons identifier des tendances concernant les performances du CPC. Comme le système optique est symétrique, de même que la course du soleil, le comportement du CPC est symétrique le matin et l'après-midi. Nous pouvons dire que pour des CPC étroits, l'efficacité est nettement plus réduite aux alentours de midi qu'en début et fin de journée. Pour des

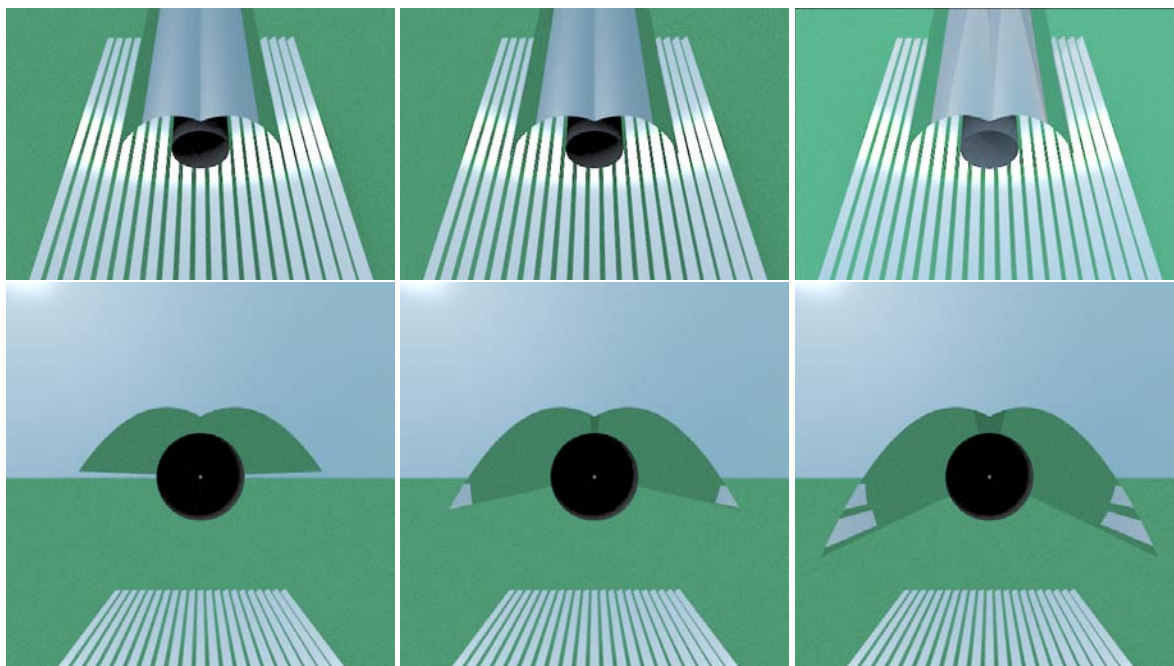


FIGURE 6.9 – Vue en coupe du récepteur, avec différentes formes du réflecteur secondaire : largeur 10 cm (à gauche), 12 cm (au milieu) et 14 cm (à droite)

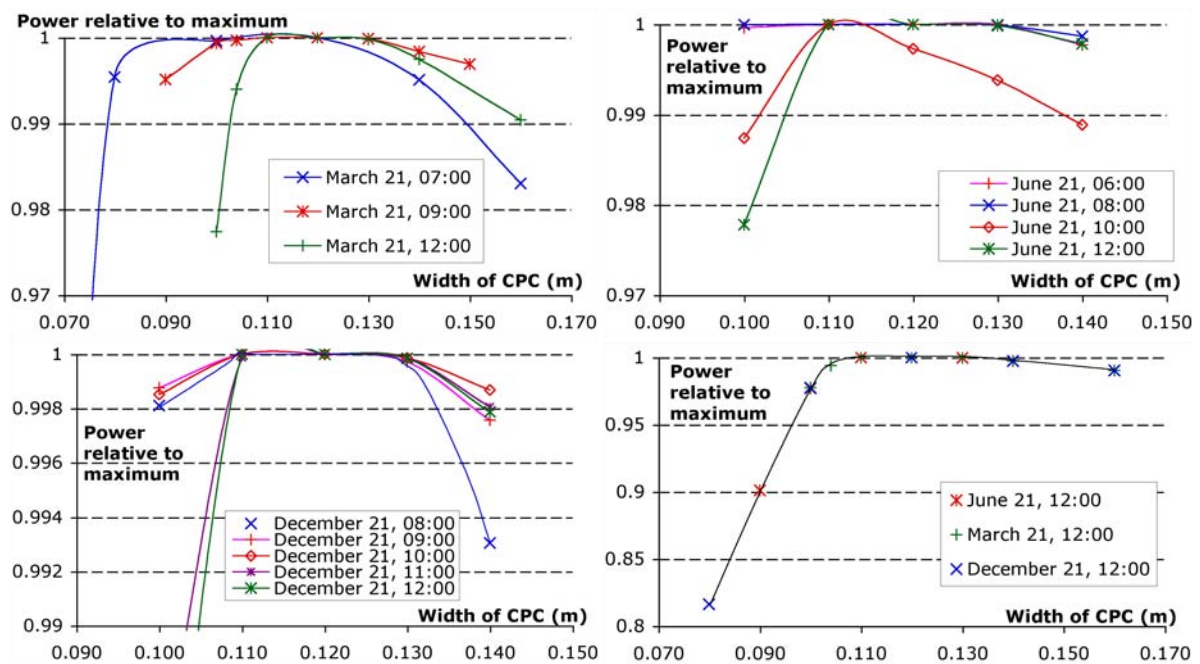
CPC plus larges, la tendance n'est pas aussi claire. Il semblerait que l'efficacité souffre davantage en début et fin de journée. Un maximum d'efficacité est constaté vers 9-10h du matin. Malgré une légère diminution, les performances sont quasiment maintenues jusque midi. Ce comportement n'est cependant pas observé en Juin : l'efficacité est la plus basse à 10h, alors qu'il s'agit d'habitude de la meilleure heure de la journée. Nous observons des pertes sur le CPC : de la lumière est renvoyée vers les miroirs primaires. Cela pourrait expliquer les pertes de puissance constatées.

Pour synthétiser les diagrammes de la figure 6.10, nous pouvons retenir que la fourchette 11-12 cm permet de collecter 99,5% de l'énergie sur toute l'année. En prenant en compte les erreurs de suivi, les imperfections des miroirs et la taille apparente du soleil, on s'attend à une image focale réelle un peu plus large que d'après ces calculs. Pour prendre une marge, il vaut donc mieux choisir 12 cm.

### 6.3.5 Conclusion de cette étude

L'outil de simulation développé permet donc de conduire des études paramétriques. Ici, le récepteur est étudié. Toute la flexibilité d'ED-Star s'illustre bien à travers cette étude spécifique. En plus du calcul de la puissance, de l'analyse fine des pertes optiques et de la visualisation de la carte de flux, ED-Star permet de générer des vues réalistes du système concentrateur.

La conception du récepteur est analysée par simulation numérique des transferts radiatifs. La carte de flux met en évidence les inhomogénéités de la distribution du flux sur le pourtour et le long du tube. Les points chauds doivent être réduits pour réduire le risque d'endommagement du matériau sélectif. L'étude aboutit au choix d'un récepteur à un tube avec un CPC, placé à 1,8 m de hauteur au dessus du champ de miroirs primaires. La longueur du récepteur est fixée à 2 m, pour un champ de miroirs de 1,5 m, pour tenir compte de l'étalement de la tache focale. Un récepteur



Power relative to maximum : Puissance relative au maximum (-)

Width of CPC : Largeur du réflecteur secondaire (m)

March 21 : le 21 Mars

June 21 : le 21 Juin

December 21 : le 21 Décembre

Figure 6.10: Puissance collectée sur le récepteur en fonction de la largeur du réflecteur secondaire, pour différentes dates et heures

de 12 cm devrait suffire pour éliminer les débordements tout en maintenant l'ombrage des miroirs au plus bas.

Le prototype en construction à l'école des Mines d'Albi pourra être amélioré à la lumière de cette étude. Le modèle du cycle thermodynamique en développement permettra également d'optimiser notre prototype. Cet outil de simulation pourra également servir à optimiser d'autres systèmes, comme par exemple le concentrateur de Fresnel construit par la CNIM.

## 6.4 Etude de la sensibilité à l'erreur de réflexion

**Note :** Cette étude de sensibilité est inspirée du travail publié dans l'article *Monte Carlo advances and concentrated solar applications*. Cet article présente les dernières avancées de l'équipe StarWest sur l'étude des sensibilités par la méthode de Monte Carlo. Le concentrateur de Fresnel est un des exemples, mis en avant pour illustrer les possibilités qu'offre l'outil EDStar développé par l'équipe.

### 6.4.1 Résultats

Au cours de la journée, la puissance collectée sur le récepteur évolue comme le montre la figure 6.11. On y lit aussi le rendement du concentrateur.

La sensibilité à l'erreur de pointage des différents éléments de l'optique est calculée. Les variables obtenues par la simulation sont les sensibilités de la puissance totale collectée sur l'absorbeur, aux paramètres de la distribution de Blinn relatifs à l'erreur de réflexion sur :

- les miroirs primaires
- le réflecteur secondaire
- la vitre.

Sur la figure 6.11, la sensibilité  $\frac{\partial \Phi}{\partial \beta}$  au paramètre  $\beta$  de Blinn est représentée. Dans ce cas, l'erreur considérée pour les miroirs primaires et pour le réflecteur secondaire s'élève à  $\epsilon_m = \epsilon_{sr} = 10 \text{ mrad}$ .

### 6.4.2 Pour une interprétation physique directe

Pour une interprétation physique directe, il conviendrait de traduire ces sensibilités par rapport à l'angle  $\epsilon$ , qui exprime l'erreur optique. La sensibilité  $\frac{\partial \Phi}{\partial \epsilon}$  s'exprime ainsi :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \epsilon} = \frac{\partial \Phi}{\partial \beta} \cdot \frac{\partial \beta}{\partial \epsilon}$$

$$\text{avec } \frac{\partial \beta}{\partial \epsilon} = \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial \beta} \right)^{-1} = \left[ \frac{\partial}{\partial \beta} \left( \sqrt{1 - \left( \frac{2 + \frac{1}{\beta}}{4 + \frac{1}{\beta}} \right) \left[ \frac{1 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \right)^{4 + \frac{1}{\beta}}}{1 - \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \right)^{2 + \frac{1}{\beta}}} \right]} \right) \right]^{-1}.$$

La sensibilité  $\frac{\partial \Phi}{\partial \epsilon}$  est alors en  $W/\text{mrad}$ .

On constate des problèmes de calcul de cette sensibilité pour des erreurs de pointage faibles. La gaussienne de distribution des directions réfléchies se rapproche d'un Dirac. Il devient alors impossible de calculer correctement les sensibilités à l'angle  $\epsilon$ . Ce problème semble inhérent à la méthode employée pour décrire les erreurs optiques. Un travail de fond sera nécessaire pour aborder cette question.



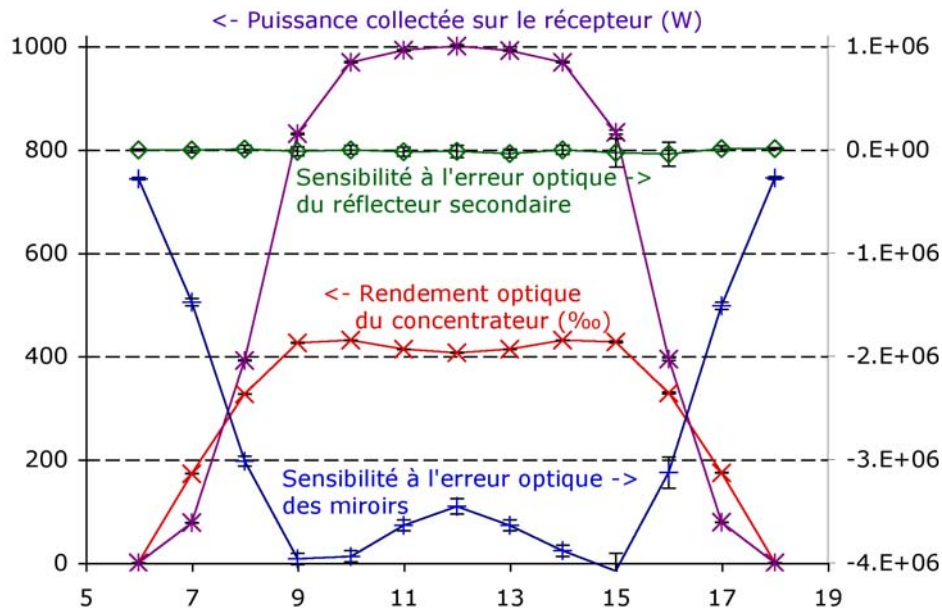


FIGURE 6.11 – Puissance collectée sur le récepteur au cours de la journée et sensibilité relative aux erreurs optiques (avec les barres d'erreur)

### 6.4.3 Précision des résultats

Les barres d'erreur représentent l'écart type de la grandeur calculée, de part et d'autre de la valeur. Elles sont faibles, même pour les sensibilités. Elles correspondent à des simulations avec 1 million (1 000 000) de rayons, sauf à 15h et 16h. Dans ces deux derniers cas, les résultats sont donnés pour une simulation à 100 000 rayons. Les barres d'erreur restent acceptables : elles sont multipliées par  $\sqrt{10}$ . Nous vérifions ainsi la performance du calcul direct de la sensibilité par notre algorithme de Monte Carlo en formulation intégrale.

En regardant de plus près (figure 6.12), on constate que les sensibilités à l'erreur de réflexion sur le réflecteur secondaire et sur la vitre sont du même ordre de grandeur que leurs barres d'erreur. Avec cette précision de calcul, il est impossible de déterminer la valeur des sensibilités à l'erreur optique du réflecteur secondaire et de la vitre. Ces sensibilités semblent très faibles, mais on ne peut pas conclure qu'elles sont rigoureusement nulles. On retrouve les barres d'erreur plus grandes à 15h et 16h.

### 6.4.4 Commentaires sur la sensibilité

On constate sans ambiguïté que le système optique est plus sensible à l'erreur de réflexion sur les miroirs primaires. La sensibilité  $\frac{\partial \Phi}{\partial \beta}$  de la puissance absorbée sur le récepteur à l'erreur optique correspond à la variation de puissance induite par une variation de l'erreur optique. On observe une sensibilité négative. En effet, une augmentation de l'erreur optique implique une diminution de la puissance collectée. De plus, elle semble environ proportionnelle à la puissance collectée sur le concentrateur, plutôt qu'à la puissance collectée sur le récepteur. Le minimum local du rendement à midi, coïncide avec un minimum local (en valeur absolue) de la sensibilité. Les variations sont cependant dans des proportions différentes : par exemple, entre 10h et 12h, le rendement diminue de 5%, alors que

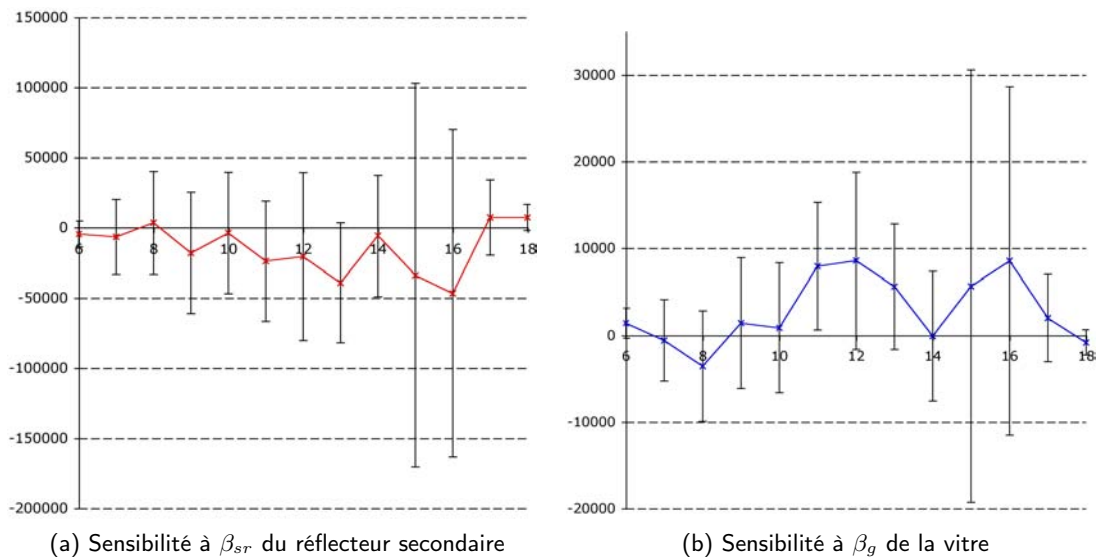


FIGURE 6.12 – Zoom sur la sensibilité de la puissance absorbée à l'erreur de réflexion exprimée par le paramètre  $\beta$  de la distribution de Blinn

la sensibilité perd 15% en valeur absolue.

Tirons un exemple du graphique 6.11. A 7h30, le rendement du concentrateur est de 20%. A 9h00, il vaut le double : 40%. Mais dans le même temps, la puissance solaire a environ doublé de  $300 \text{ W/m}^2$  à  $600 \text{ W/m}^2$ , d'après le profil d'ensoleillement direct donné par le tableau A.7 page 209. On observe bien que la puissance absorbée est quatre fois supérieure à 9h, par rapport à 7h30. La sensibilité passe de  $-2 \cdot 10^6$  à 7h30, à  $-4 \cdot 10^6$  à 9h00. On voit que la sensibilité n'est pas directement proportionnelle à la puissance collectée. Cela signifie qu'une certaine variation de l'erreur optique n'entraîne pas une augmentation des pertes proportionnelle à la puissance collectée. Autrement dit, si on augmente l'erreur optique de  $d\beta$ , une certaine proportion de rayons supplémentaires va être perdue. Cette proportion de rayons ne dépend pas que de la puissance absorbée. Le rendement de l'optique a manifestement aussi son influence. Une analyse plus poussée serait nécessaire pour bien comprendre le phénomène. On met bien en évidence l'intérêt de l'étude de sensibilité à un paramètre du modèle : en l'occurrence ici, l'influence d'une variation de l'erreur optique sur la puissance collectée n'a rien d'évident.

## 6.5 Influence de la précision de l'optique, avec une autre géométrie

**Note :** Cette étude est basée sur les travaux, qui ont fait l'objet d'une présentation orale à SolarPACES 2011, Granada.

Pour cette étude, nous considérons une autre géométrie, plus proche des standards commerciaux (Novatec Solar, CNIM...). La géométrie étudiée est inspirée de la comparaison des géométries existantes, comme présenté dans la partie 4.3. La figure 6.13 illustre la géométrie modélisée.

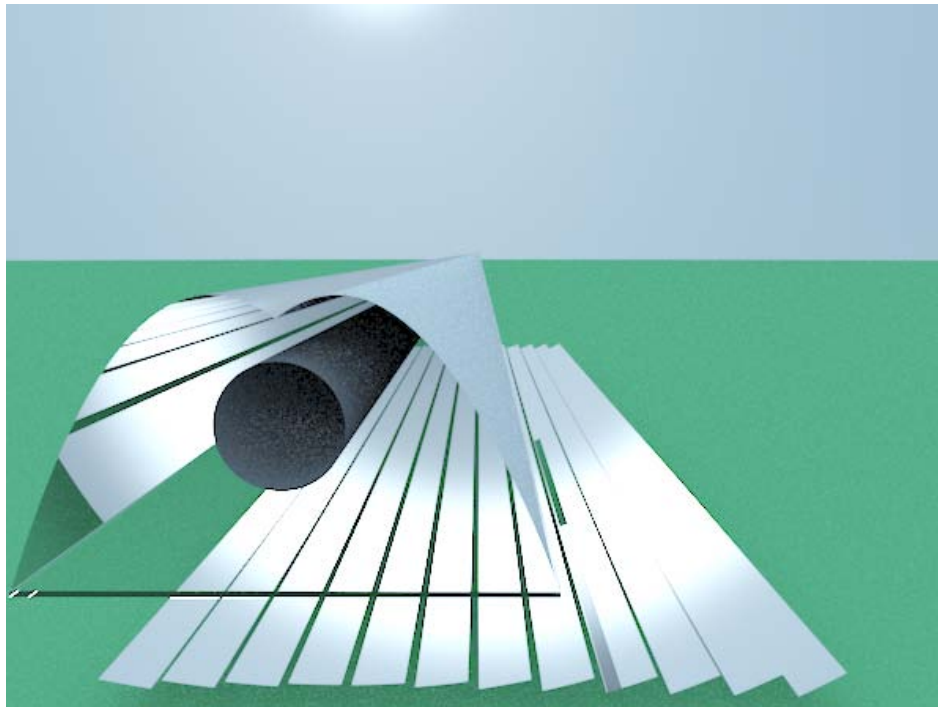


FIGURE 6.13 – Illustration de la géométrie modélisée, le 21 octobre à 11h

TABLE 6.1 – Ordre de grandeur des incertitudes optiques (mrad) pour un concentrateur LFR

Élément	Erreur de position	Erreur de courbure	Erreur de spécularité	Erreur optique globale : valeur de référence
Miroir primaire	2 mrad	2 mrad	0-10 mrad	<i>5 mrad</i>
Réflecteur secondaire	1 mrad	2 mrad	0-10 mrad	<i>3 mrad</i>
Vitre	1 mrad	1 mrad	0-10 mrad	<i>2 mrad</i>

### 6.5.1 Erreur optique de référence

Les éléments étudiés sont les miroirs primaires, le réflecteur secondaire et la vitre. Le tableau 6.1 résume les ordres de grandeur classiques des incertitudes de ces différents éléments.

L'erreur de positionnement des miroirs primaires est difficile à faire descendre en dessous de 2 mrad ( $0,114^\circ$ ) à cause du système de suivi. Le récepteur, lui, est fixe et peut être mis en position précisément. Le réflecteur secondaire et la vitre causent donc moins d'erreur de position.

L'erreur de courbure des éléments est du même ordre de grandeur pour les miroirs et le réflecteur secondaire. La vitre cause moins d'erreur de ce type.

L'erreur de spécularité se manifeste par une part de réflexion diffuse qui remplace la réflexion spéculaire parfaite. La part de réflexion diffuse peut être prise en compte comme un facteur de pertes, puisque le rayonnement diffus est impossible à concentrer. Mais, une faible altération de la spécularité, par une fine couche de poussière par exemple, peut être modélisée par une distribution gaussienne. L'effet d'une fine couche de poussière est considéré principalement sur les miroirs primaires.

Une erreur de 0,1 mrad est infime. Cette valeur correspond au cas idéal dans la simulation. Pour

TABLE 6.2 – Propriétés optiques des matériaux

	Absorptivité (%)	Réfectivité (%)	Transmittivité (%)
Miroirs (LFR)	10	90	0
Réflecteur secondaire (CPC)	10	90	0
Vitre (incidence normale)	1	9	90
Tube récepteur	90	10	0

les miroirs primaires, 1 mrad serait une très bonne optique. 2 à 5 mrad sont des valeurs de bons systèmes optiques. 10 à 20 mrad correspondent à des systèmes bas coûts ou des bons systèmes mal réglés.

### 6.5.2 Paramètres de la nouvelle géométrie

Comme le montre la figure 6.13, la géométrie modélisée est ici composée d'un champ de 12 miroirs primaires, espacés de 1,2 m et orientés sur l'axe Nord-Sud. Chaque miroir mesure 1 m de large, avec une longueur de 10 m. Ils ont une courbure cylindrique ajustée en fonction de leur distance au récepteur. La réflectivité des miroirs et celle du réflecteur secondaire sont fixées à 0,9. Le réflecteur secondaire a une ouverture de 0,3 m de large, de forme CPC simple. Le tube récepteur, de diamètre 0,07 m, est placé à 8 m de hauteur, au dessus du champ de miroirs. Son absorptivité est 0,9. La vitre qui ferme la cavité a une transmittivité de 0,9 et une réflectivité de 0,09 pour une incidence normale. On se place à une latitude de 43,93° correspondant à Albi. Le tableau 6.2 récapitule les propriétés optiques des matériaux.

### 6.5.3 Analyse des résultats

#### 6.5.3.1 Influence générale de l'erreur optique

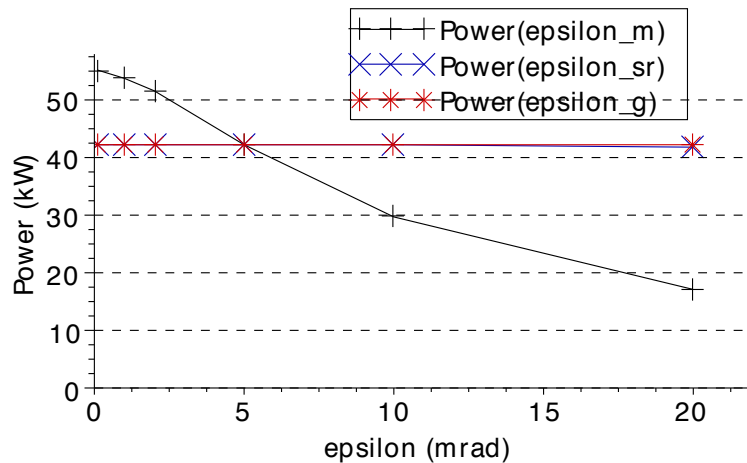
La figure 6.14 donne la puissance collectée sur le tube récepteur à midi solaire le 21 Mars. Le point référence choisi est le cas où toutes les erreurs optiques sont égales à 5 mrad. Nous faisons varier indépendamment les erreurs optiques des différents éléments. Les trois courbes correspondent à la variation des paramètres :

- $\epsilon_m$  : erreur optique des miroirs primaires
- $\epsilon_{sr}$  : erreur optique des miroirs secondaires
- $\epsilon_g$  : erreur optique de la vitre.

Dans cette configuration, les performances optiques du concentrateur ne sont pas significativement affectées par une erreur inférieure à 2 mrad sur les miroirs primaires. La puissance collectée chute de 6,5% par rapport à un comportement optique parfait. La situation parfaite n'étant pas possible, cette perte est donc relativement faible.

Ce que la figure 6.14 montre bien est que les effets du réflecteur secondaire et de la vitre sont négligeables de plusieurs ordres de grandeur. La perte reste inférieure à 1% même avec une précision optique dégradée à 20 mrad. Cela s'explique par les chemins optiques plus courts au sein du récepteur, par rapport à la distance que parcourent les rayons réfléchis sur les miroirs primaires pour atteindre le récepteur. Plus le chemin optique est long, plus l'erreur angulaire produit une grande déviation.

Les résultats sont similaires à des heures et dates différentes. Dans la suite, nous ne nous intéressons donc qu'à l'erreur optique des miroirs primaires. Les erreurs optiques du réflecteur



*Power* : puissance (kW)

*epsilon* : paramètre  $\epsilon$  de l'erreur optique pour les différents éléments du concentrateur

Figure 6.14: Puissance collectée au cours de la journée (21/03) en fonction des erreurs optiques des éléments du concentrateur

secondaire et de la vitre sont fixées comme suit :

- précision du réflecteur secondaire :  $\epsilon_{sr} = 3 \text{ mrad}$
- précision de la vitre :  $\epsilon_g = 2 \text{ mrad}$ .

L'erreur sur les miroirs primaires est variée de  $\epsilon_m = 0.1 \text{ mrad}$  à  $\epsilon_m = 20 \text{ mrad}$ .

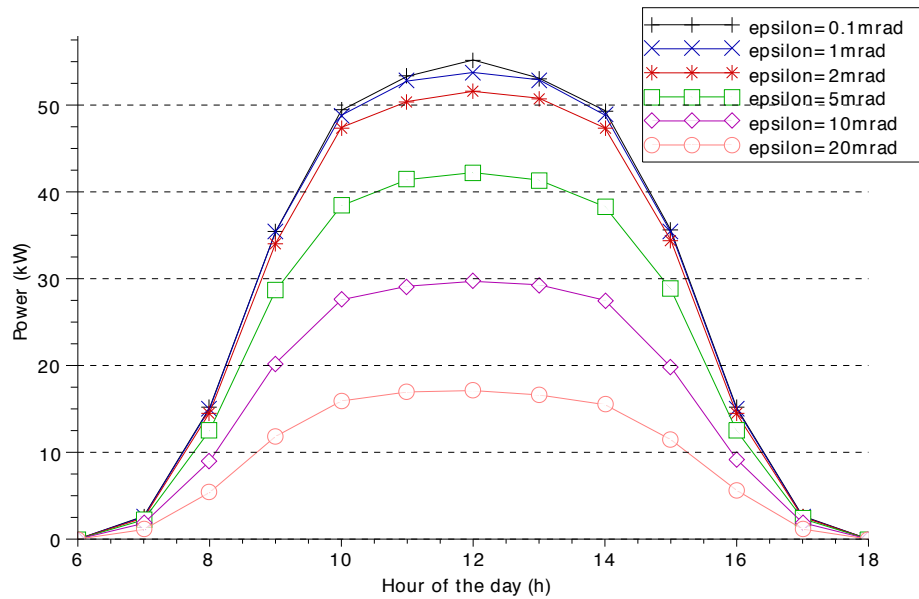
La figure 6.15 présente la puissance collectée sur le tube récepteur au cours du 21 Mars. Les différentes courbes correspondent à différentes valeurs de  $\epsilon_m$ . Sur l'ensemble de la journée, une erreur de 2 mrad sur les miroirs primaires diminue la puissance maximale de 4,5%. De la même manière, une erreur de 5 mrad entraîne une chute de puissance de 21%, à 10 mrad la chute est de 44%.

### 6.5.3.2 Analyse détaillée des résultats

Pour bien comprendre l'origine de cette perte de puissance nous pouvons nous appuyer sur la figure 6.16. Elle compare la puissance délivrée par un concentrateur aux miroirs primaires parfaits (6.16a) et normaux (6.16b). La puissance avec l'optique normale est 21% plus faible qu'avec l'optique parfaite, comme observé précédemment. Elle chute de 54 kW à 42 kW (-12 kW). Les pertes sont de trois types :

- pertes par ombrage : un miroir primaire est à l'ombre d'un autre élément et ne reçoit pas de rayonnement solaire. Cela se produit particulièrement quand le soleil est bas sur l'horizon.
- pertes par blocage : la lumière réfléchie sur les miroirs primaires est parfois bloquée sur son chemin vers le récepteur, par un miroir voisin. Cela se produit si les miroirs sont trop proches les uns des autres.
- pertes par débordement : la lumière réfléchie sur les miroirs primaires peut être perdue par débordement lorsque les rayons passent à côté du tube récepteur et sont perdus dans l'environnement. Le rayon peut passer à côté du réflecteur secondaire ou être perdu après une ou plusieurs réflexions sur le réflecteur secondaire.

Dans les deux cas présentés sur la figure 6.16, très peu de pertes sont dues au blocage. C'est un signe de conception correcte : les miroirs sont suffisamment éloignés les uns des autres pour la

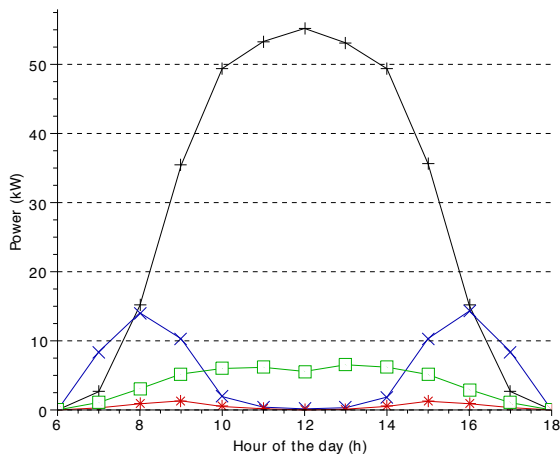


Power : puissance (kW)  
 Hour of the day : heure du jour (h)  
 epsilon : paramètre  $\epsilon$  de l'erreur optique des miroirs primaires

Figure 6.15: Puissance collectée au cours de la journée (21/03) pour différentes erreurs optiques des miroirs primaires

hauteur de récepteur choisie. Du blocage peut aussi se produire en cas de mauvaise conception du récepteur : ouverture trop petite, point focal trop haut... Les pertes par ombrage sont limitées au début du jour et à la fin. Elles ne dépendent pas de la précision optique. La proportion de pertes que représente l'ombrage est donc plus faible dans le cas normal. Le débordement est source de la plus grande partie des pertes. Même dans le cas parfait, on observe du débordement. Il est dû aux rayons perdus par réflexion sur la vitre. Dans le cas normal certains rayons passent carrément à côté de l'ouverture du réflecteur secondaire. Ainsi le débordement double, passant de 6,5 kW à 13 kW pour le milieu de journée. Avec 1,5 kW de pertes par blocage à midi, le total des pertes dues à la dégradation de l'optique s'élèvent à 8 kW. Or on constate que la perte de puissance observée est supérieure de 4 kW. La différence s'explique par l'augmentation du nombre de réflexions avant absorption sur le tube récepteur. En effet, les rayons visent moins souvent le tube directement et sont plus souvent rabattus sur le tube, grâce au réflecteur secondaire. Les pertes par absorption sur le réflecteur secondaire suffisent à expliquer le tiers des pertes additionnelles observées.

La figure 6.17 prouve cette tendance à l'augmentation du nombre de réflexions. Dans le cas parfait (6.17a), plus de 89% de la puissance est absorbée directement après deux interactions : 1 réflexion sur un miroir primaire et 1 transmission à travers la vitre. A midi solaire, la proportion atteint 97%. En moyenne sur la journée, 10% sont absorbés après 3 interactions, soit une réflexion sur le réflecteur secondaire. Moins de 1% est absorbé après 4 interactions ou plus, soit 2 réflexions ou plus sur le réflecteur secondaire. Dans le cas d'une erreur de 5 mrad (6.17b), seulement 52% de la puissance est absorbée directement (après 2 interactions). Cette fois, le pic à midi est proche de la moyenne sur la journée. 43% est absorbé après 1 réflexion sur le réflecteur secondaire. Les 5% restant sont collectés après 2 réflexions ou plus sur le réflecteur secondaire.



(a) Miroirs primaires parfaits ( $\epsilon_{mirrors} = 0.1$  mrad)

Power : puissance (kW)

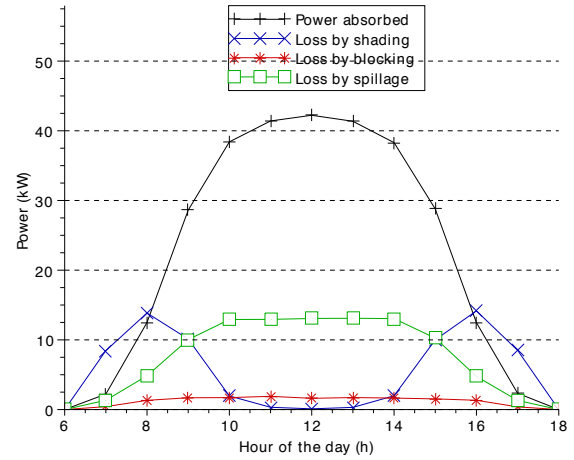
Hour of the day : heure du jour (h)

Power absorbed : Puissance absorbée

Loss by shading : Puissance perdue par ombrage

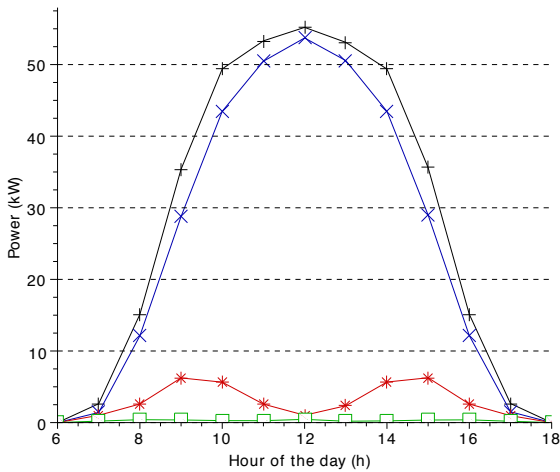
Loss by blocking : Puissance perdue par blocage

Loss by spillage : Puissance perdue par débordement



(b) Miroirs primaires normaux ( $\epsilon_{mirrors} = 5$  mrad)

FIGURE 6.16 – Puissance collectée et répartition des pertes au cours de la journée (21/03)



(a) Miroirs primaires parfaits ( $\epsilon_{mirrors} = 0.1$  mrad)

Power : puissance (kW)

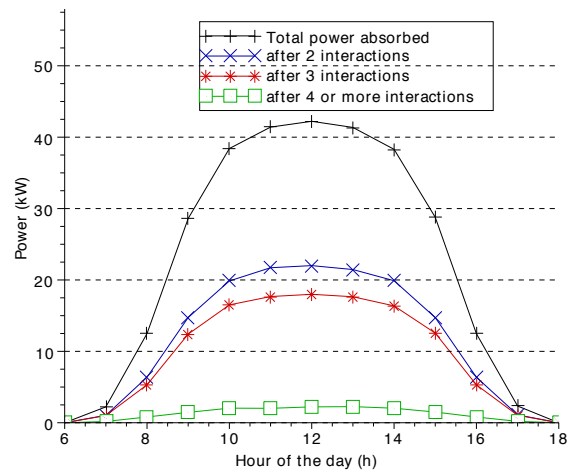
Hour of the day : heure du jour (h)

Total power absorbed : Puissance totale absorbée

after 2 interactions : Puissance absorbée après 2 interactions

after 3 interactions : Puissance absorbée après 3 interactions

after 4 or more interactions : Puissance absorbée après 4 interactions ou plus



(b) Miroirs primaires normaux ( $\epsilon_{mirrors} = 5$  mrad)

FIGURE 6.17 – Puissance collectée totale et décomposition suivant le nombre de réflexions avant absorption (21/03)

### 6.5.3.3 Carte de densité de flux radiatif sur le tube récepteur

La figure 6.18 rassemble un échantillon intéressant de cartes de flux. Ces cartes représentent en fait la distribution de la densité de flux radiatif ( $W/m^2$ ) sur le tube récepteur. La longueur du tube est sur l'axe vertical, positif vers le Sud. L'origine est fixée au bord Nord du champ de miroirs primaires. Le champ de miroirs s'étend donc de 0 à +10 m. L'axe horizontal correspond à l'angle autour du tuyau :

- 0° est en haut, 180° en bas,
- 90° est à l'Est, 270° à l'Ouest.

**Influence de la date** Les cartes de flux 6.18a, 6.18b et 6.18c permettent de comparer le comportement optique idéal ( $\epsilon_{mirrors} = 1\text{ mrad}$ ) à différentes saisons : l'équinoxe sur la figure 6.18c, le solstice d'été sur la 6.18a et le solstice d'hiver sur la 6.18b. L'effet de la saison est visible dans la forme et la position de la tache focale. Le soleil est au point le plus haut au solstice d'été. A cette date, le décalage de la tache focale est seulement de 2 mètres par rapport au champ de miroirs. De plus la tache est peu dispersée dans la longueur : presque toute la lumière pourrait être collectée sur un tube de 10 mètres de long, qui est la longueur des miroirs. Au solstice d'hiver, la tache focale est décalée de plus de 12 mètres vers le Nord. Le flux est étalé sur plus de 14 mètres de longueur. A l'équinoxe, la situation est intermédiaire, avec 6 mètres de décalage et un léger étalement sur 12 mètres. La puissance maximale varie considérablement de  $100\text{ kW}/m^2$  en été à  $35\text{ kW}/m^2$  en hiver, en passant par  $79\text{ kW}/m^2$  aux équinoxes.

Le décalage dans la longueur est également visible sur les côtés de la tache focale : la lumière qui provient des miroirs les plus éloignés est plutôt collectée sur les côtés du tube. Or on observe que la tache est davantage décalée sur les côtés. Ce phénomène est aussi visible sur la figure 6.18d, sur le côté Est (gauche) de la carte de flux.

Le réflecteur secondaire est peu utilisé. En effet, la plupart de la lumière est collectée directement sur la partie inférieure du tube : au centre de la carte de flux. Cela est prévisible dans ce cas d'une optique parfaite ( $\epsilon_{mirrors} = 1\text{ mrad}$ ). Cependant, l'étalement de la tache dû à la forme du soleil justifie l'utilisation d'un second réflecteur même dans cette configuration de faible erreur optique.

**Influence de l'heure** Les cartes de flux 6.18c, 6.18d et 6.18f sont obtenues le jour de l'équinoxe à différentes heures : 10h sur la 6.18c, 12h sur la 6.18d et 16h sur la 6.18f. La carte de flux à midi solaire est donnée pour une précision optique de 2 mrad, alors que les deux autres le sont pour 1 mrad. Mis à part l'effet dû à la différence d'erreur optique, l'heure modifie quelque peu la forme des taches focales. A midi, la distribution du flux est symétrique entre l'Est et l'Ouest. Le matin, davantage de flux est collecté sur le côté Ouest. En effet, les miroirs situés à l'Ouest du champ de miroirs ont un effet cosinus plus faible que ceux situés à l'Est : l'angle entre le soleil et la normale à la surface est plus faible pour les miroirs Ouest. D'où le flux supérieur observé à l'Ouest. L'après-midi, le phénomène inverse se produit : plus de rayonnement est collecté à l'Est. A 16h, la puissance reçue est nettement réduite par rapport au milieu de journée : la puissance maximale est de  $21\text{ kW}/m^2$ , au lieu de  $79\text{ kW}/m^2$  à midi. A 10h, la puissance maximale s'élève à  $63\text{ kW}/m^2$ , même avec  $\epsilon_{mirrors} = 2\text{ mrad}$ .

**Influence de la précision optique** Pour observer l'influence de la précision optique, les cartes de flux pertinentes sont 6.18c, 6.18e et 6.18f. Elles représentent le flux collecté le jour de l'équinoxe à 10h, sauf pour la 6.18f qui est à midi. L'erreur optique des miroirs primaires est différente pour chaque cas : 1 mrad sur la 6.18c, 5 mrad sur la 6.18e et 2 mrad sur la 6.18f.



La distribution du flux radiatif est très différente. Avec 1 mrad, le réflecteur secondaire est déjà utilisé mais, comme on l'a vu, la plupart du flux est collecté sur la partie basse du tube. A 5 mrad, le réflecteur secondaire est très largement utilisé. L'augmentation du débordement mentionné dans la section 6.5.3.2 prouve qu'un récepteur plus large serait nécessaire. Cependant, la carte de flux est plus homogène. Cela est un avantage pour la qualité de l'échange thermique et la durée de vie des matériaux, en particulier le revêtement sélectif.

Une précision optique plus faible améliore donc l'homogénéité de la carte de flux. Une autre manière de s'en rendre compte est de comparer la puissance maximale et la puissance totale. La puissance maximale est seulement de  $29 \text{ kW/m}^2$  pour 5 mrad, contre  $79 \text{ kW/m}^2$  pour 1 mrad. La puissance maximale perd donc 63%, alors que le flux total ne baisse que de 21% (voir section 6.5.3.2).

Bien que la figure 6.18f corresponde à une heure différente, on voit clairement une situation de précision optique intermédiaire. Le réflecteur secondaire est plus utilisé que dans le cas parfait, mais la majorité du flux reste collecté sur le bas du tube. Pour cette géométrie, une erreur optique de 2 mrad semble un bon compromis entre la puissance collectée et l'homogénéité de la carte de flux.

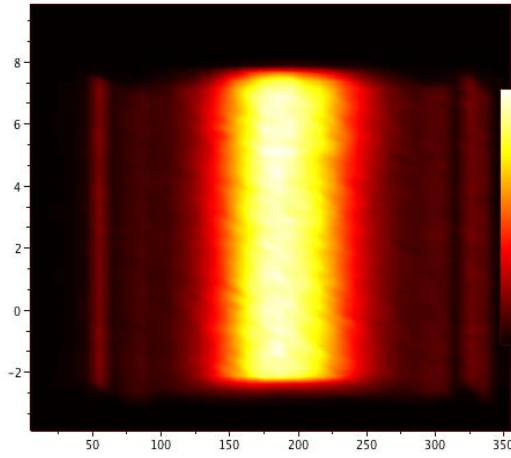
Un travail plus avancé sur la conception du récepteur consisterait à améliorer l'homogénéité de la carte de flux tout en gardant un haut niveau de densité de flux. Connaissant le niveau de précision optique réel du système, la taille et la forme du récepteur peuvent être optimisées pour limiter le coût de l'ensemble, tout en cherchant le meilleur rendement optique. On voit ici l'intérêt de visualiser les cartes de flux comme guide pour la conception d'un concentrateur de Fresnel.

#### 6.5.4 Conclusion de l'étude

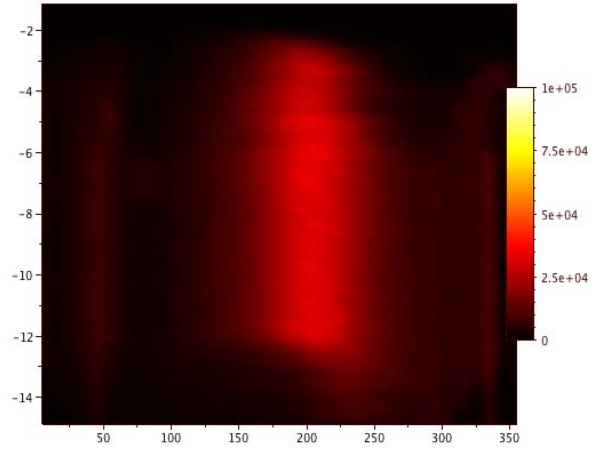
Avec une géométrie proche des systèmes concentrateurs LFR industriels, on a étudié l'influence des erreurs optiques sur les performances optiques du concentrateur. L'influence des erreurs optiques du réflecteur secondaire et de la vitre est négligeable devant celle des miroirs primaires. Dans la géométrie étudiée, les pertes restent faibles pour une erreur allant jusqu'à 2 mrad. A 5 mrad, les pertes de puissance s'élèvent à 21% à cause d'un débordement fortement amplifié. Les pertes par blocage sont négligeables ce qui prouve qu'il n'y a pas de grosse erreur dans la conception. L'ombrage se produit en début de matinée et en fin d'après-midi. Il ne dépend pas de l'erreur optique. Avec une erreur optique plus grande, le réflecteur secondaire est plus utilisé. Une partie des pertes de puissance est alors due au plus grand nombre de réflexions sur le réflecteur secondaire, qui augmente la part absorbée sur celui-ci. Cela représente environ un tiers des pertes dues à la dégradation de la précision optique.

L'analyse des cartes de flux est nécessaire pour valider la conception d'un concentrateur. L'heure et la date ont une influence sur la forme de la tache focale. Avec une optique parfaite, les cartes de flux obtenues ne sont pas homogènes. La puissance est principalement absorbée sur la partie inférieure du tube. Avec une optique moins précise, le réflecteur secondaire est plus utilisé, ce qui homogénéise le flux sur tout le pourtour du tube absorbeur. Les pertes additionnelles dues à une optique moins précise sont ici surtout dues au débordement accru. A 5 mrad, la carte de flux est bien homogène.

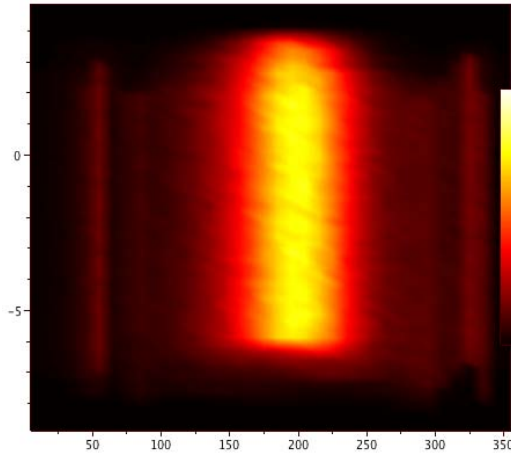
Cette étude jette les bases d'un processus d'optimisation d'une géométrie de concentrateur à Réflecteur Linéaire de Fresnel.



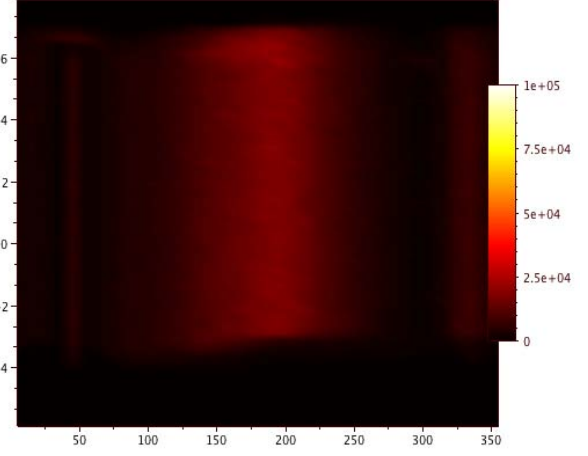
(a) Solstice d'été (21/06) à 10h,  $\epsilon_{mirrors} = 1 \text{ mrad}$



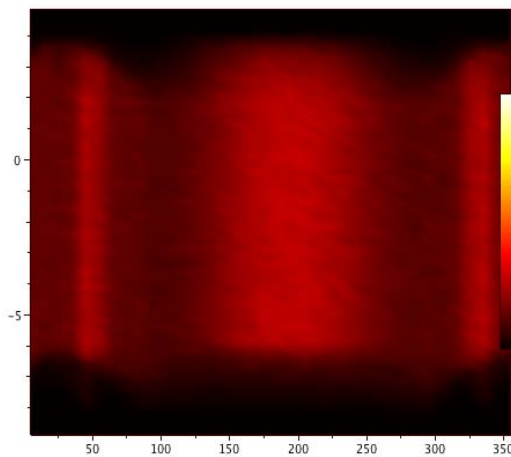
(b) Solstice d'hiver (21/12) à 10h,  $\epsilon_{mirrors} = 1 \text{ mrad}$



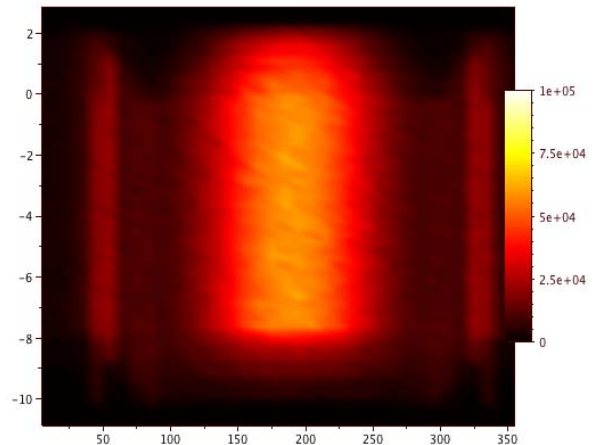
(c) Equinoxe de printemps (21/03) à 10h,  $\epsilon_{mirrors} = 1 \text{ mrad}$



(d) Equinoxe de printemps (21/03) à 16h,  $\epsilon_{mirrors} = 1 \text{ mrad}$



(e) Equinoxe de printemps (21/03) à 10h,  $\epsilon_{mirrors} = 5 \text{ mrad}$



(f) Equinoxe de printemps (21/03) à 12h,  $\epsilon_{mirrors} = 2 \text{ mrad}$

FIGURE 6.18 – Carte de densité de flux radiatif collecté à différentes dates, heures et erreurs optiques  $\epsilon_{mirrors}$

# Conclusion

## Bilan de l'étude

Le modèle optique actuel est opérationnel et rend compte des phénomènes physiques de manière satisfaisante. Sa mise en oeuvre dans l'outil de développement EDStar confère une flexibilité intéressante dans les variables que l'on peut calculer.

Nous avons montré les possibilités d'analyse du comportement optique du concentrateur. L'analyse des résultats obtenus par une simulation avec notre modèle se base sur plusieurs éléments. Il y a les grandeurs globales calculées : puissance absorbée sur le tube, puissances perdues classées suivant leur type, nombre de réflexions... On peut aussi calculer les sensibilités aux grandeurs calculées, avec le même algorithme. Une même simulation évalue alors la grandeur et sa sensibilité à un paramètre, quasiment sans temps de calcul supplémentaire. Il s'agit d'une perspective intéressante pour les démarches d'optimisation. La mise en oeuvre demande cependant encore du travail (voir perspectives). Un autre élément fondamental de l'analyse est la carte de flux. Elle permet de visualiser la distribution du flux sur le tube absorbeur. On peut ainsi détecter des inhomogénéités et ajuster la conception du concentrateur pour les réduire.

Une partie de l'étude porte sur la géométrie du prototype construit sur le site de l'Ecole des Mines d'Albi, où a lieu ce travail. Les principales dimensions du concentrateur sont ainsi déterminées. Une autre partie étudie une géométrie plus proche des grands systèmes commerciaux actuels. On montre l'importance principale de la précision optique des miroirs primaires. En effet, les erreurs peuvent être rattrapées par le réflecteur secondaire, mais dans une certaine limite. De plus le réflecteur secondaire n'étant pas parfait, il contribue aussi à réduire le rendement optique du concentrateur (absorption). On a pu aussi observer l'évolution sensible de la tache focale en fonction de l'heure du jour et du jour de l'année.

## Perspectives

Le modèle optique est assez abouti, mais il y a de belles perspectives d'amélioration.

Un modèle plus précis du soleil pourrait être utilisé. Cela permettrait d'étudier les performances des concentrateurs suivant les caractéristiques d'ensoleillement. Le climat au lieu d'implantation a en effet une influence sur l'intensité et la taille du disque solaire (rayonnement circumsolaire) : impact des aérosols, masse d'air suivant la latitude...

On peut envisager la prise en compte des pertes radiatives infrarouges par un algorithme de Monte Carlo. Cela permettrait d'évaluer plus précisément ces pertes. Un couplage plus fort sera alors nécessaire avec le modèle thermique : les températures aux surfaces sont nécessaires pour calculer les émissions infrarouges.

Du point de vue radiatif, on peut aussi améliorer le modèle en prenant en compte la dépendance

spectrale des propriétés optiques des matériaux. Cela est particulièrement pertinent lorsque les pertes infrarouges sont prises en compte dans ce modèle, puisque les émissions dépendent des températures.

Des travaux de l'équipe StarWest ont montré l'intérêt d'une méthode de Monte Carlo dans l'évaluation d'une grandeur et de sa sensibilité à un paramètre. Comme expliqué dans la conclusion qui précède ce paragraphe, il est en effet possible de calculer la dérivée de la grandeur par le même algorithme, donc sans que le temps de calcul n'augmente significativement. Cela est intéressant dans un travail d'optimisation suivant plusieurs paramètres en simultané. Il faut cependant creuser la question, car certains paramètres ne permettent pas d'utiliser cette méthode simplement. En particulier les sensibilités géométriques posent problème. Cette question mérite donc un travail de fond.

Un développement intéressant serait le calcul des performances optiques du concentrateur intégrées sur l'année. Toujours avec un algorithme de Monte Carlo, il est possible de choisir aléatoirement une position du soleil dans le ciel, avec sa probabilité de présence correspondante. Cela permettrait de calculer, en une seule simulation, la performance optique annuelle moyenne du concentrateur. En définitive, ce qui est intéressant du point de vue économique, est la production électrique annuelle. Or la production électrique n'est pas linéaire avec l'énergie thermique extraite du concentrateur. La méthode de Monte Carlo est donc difficilement utilisable, car adaptée à des fonctions linéaires. Cependant, les derniers développements de l'équipe StarWest semblent indiquer qu'il est possible de contourner ce problème de non-linéarité et utiliser une méthode de Monte-Carlo. Le calcul de la moyenne annuelle du rendement optique serait donc un premier pas vers l'estimation du rendement global du procédé solaire, avec la conversion en électricité. L'intérêt à terme serait de calculer directement la sensibilité à un certain paramètre, de la production annuelle d'énergie utile du procédé.

Troisième partie

Modélisation du récepteur  
thermique

## Chapitre 7

# Modèle thermique du système étudié

### 7.1 Présentation du modèle thermique

#### 7.1.1 Articulation avec les autres parties du modèle

Le modèle thermique fait le lien entre :

- le modèle optique présenté dans la partie II, qui utilise l'environnement de développement EDStar
- et le modèle thermodynamique abordé dans la partie IV, avec le progiciel Thermoptim.

Le modèle optique fournit une carte des flux radiatifs nets, absorbés par les éléments du récepteur : tube absorbeur, réflecteur secondaire et vitre.

Le modèle thermodynamique a besoin de la température du fluide en sortie de la chaudière solaire. En retour, il fournit la température du fluide en entrée de la chaudière solaire.

Ainsi le modèle thermique du récepteur reçoit :

- une carte de flux radiatif absorbé sur le tube récepteur,
- ainsi que la distribution du flux radiatif absorbé sur :
  - le réflecteur secondaire
  - et la vitre,
- une température d'entrée du fluide.

Et il fournit :

- une température de sortie du fluide,
- la répartition des pertes thermiques du récepteur.

Le modèle résout le bilan énergétique du récepteur et fait un calcul d'échangeur thermique pour le chauffage du fluide. Il permet d'étudier le comportement de la cavité du récepteur en décomposant les flux thermiques. On peut alors évaluer le rendement thermique du système.

#### 7.1.2 Outil de calcul : Scilab

Dans le cadre d'une étude de dimensionnement préliminaire, un modèle algébrique permet d'évaluer rapidement les performances d'un système. Nous utilisons l'outil de calcul Scilab, logiciel libre et gratuit de calcul numérique, qui est une bonne alternative à MatLab. Nous avons souhaiter utiliser ce logiciel en combinaison avec EDStar, afin que l'ensemble de l'outil de simulation, soit utilisable avec des logiciels libres. Scilab est présenté par ses développeurs, en ces termes :

Scilab est un logiciel libre et gratuit de calcul numérique qui fournit un puissant environnement de développement pour les applications scientifiques et l'ingénierie.

Scilab réunit besoins industriels et avancées scientifiques et est utilisé dans de nombreux domaines : Aérospatiale, Automobile, Énergie, Défense, Finance, Chimie, Biologie, Médecine, ...

Scilab contient des centaines de fonctions mathématiques, des fonctions graphiques 2D et 3D et un environnement de programmation. De nombreuses fonctionnalités sont incluses : contrôle, simulation, optimisation, traitement du signal... et Xcos, outil de modélisation et de simulation des systèmes hybrides et dynamiques.

Scilab est un logiciel libre et gratuit distribué sous licence CeCILL (compatible avec GPL). Il est fourni avec son code source, une aide et des manuels d'utilisation en anglais. Outil de coopération scientifique sans contraintes, la disponibilité du code source représente également un grand intérêt pour la recherche ou dans le cadre d'applications stratégiques. Le mode de distribution du logiciel Scilab est particulièrement bien adapté au monde de l'éducation, les élèves pouvant l'obtenir gratuitement.

La communauté scientifique internationale, à la fois académiques et industriels, a adopté Scilab. De nombreux modules externes peuvent par ailleurs être téléchargés.

Pour plus d'informations, visiter : <http://www.scilab.org/>.

## 7.2 Description du récepteur thermique

### 7.2.1 Éléments du récepteur

Le modèle thermique proposé dans cette partie est basé sur une géométrie classique des récepteurs pour réflecteur linéaire de Fresnel. La configuration considérée est un absorbeur tubulaire, surmonté d'un réflecteur secondaire, formant une cavité fermée par une vitre en partie inférieure. On distingue donc, comme le montre le schéma 7.1, les trois éléments :

- le tube cylindrique, dans lequel circule le fluide caloporteur. Sa paroi externe est absorbante. On choisit un matériau sélectif : très absorbant pour le rayonnement solaire et peu émissif dans l'infrarouge, afin de limiter les pertes thermiques.
- le réflecteur secondaire, placé au dessus du tube. Il réfléchit sur le tube, le rayonnement solaire qui entre dans la cavité. Il augmente ainsi le facteur de concentration de l'optique. L'autre avantage est de mieux répartir la puissance incidente sur le pourtour du tube. La carte de flux incident sur le tube est ainsi plus homogène. Sa face arrière est isolée thermiquement, pour limiter les pertes par convection vers le haut.
- la vitre, qui ferme la cavité au dessous. Elle laisse passer le rayonnement solaire, mais bloque le rayonnement infrarouge. Les pertes thermiques sont ainsi réduites. Elle a aussi une fonction pratique, en évitant l'encrassement de l'intérieur de la cavité. Le nettoyage peu se limiter à dépoussiérer la vitre.

On note :

$c$	la cavité, espace fermé par le réflecteur secondaire et la vitre.
$f$	le fluide caloporteur, qui circule dans le tube.
$pi$	la paroi interne du tube absorbeur, pour paroi (ou pipe) 'in', intérieur au tube.
$po$	la paroi externe du tube absorbeur, pour paroi (ou pipe) 'out', extérieur au tube, mais intérieur de la cavité.

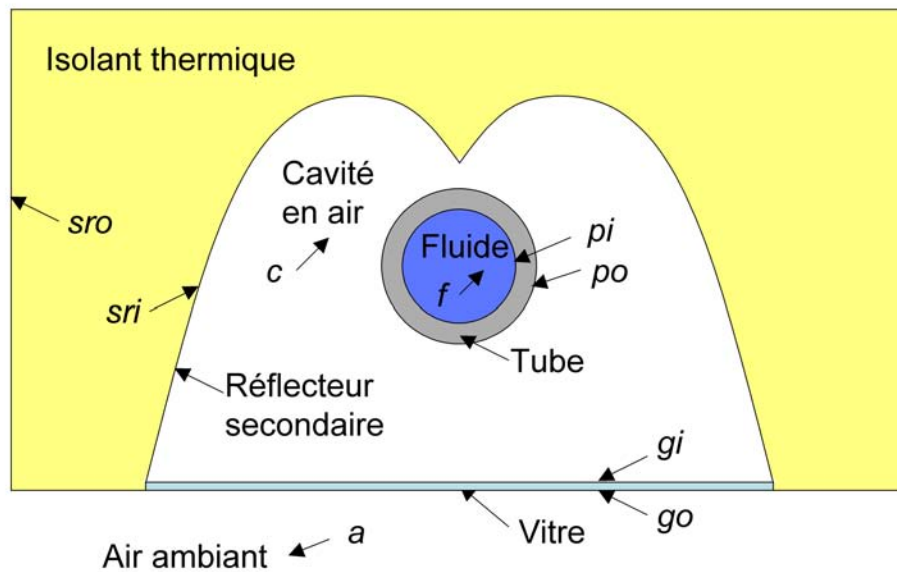


FIGURE 7.1 – Schéma de la section du récepteur modélisé

- sri* la paroi intérieure du réflecteur secondaire, pour “secondary reflector” côté “in”, intérieur à la cavité.
- gi* la paroi intérieure de la vitre, pour “glass” côté “in”, intérieur à la cavité.
- sro* la paroi extérieure du réflecteur secondaire, pour “secondary reflector” côté “out”. Il s’agit de la paroi externe du récepteur, de l’autre côté de l’isolant ; la paroi en contact avec l’air ambiant. On pourra aussi parler de la partie opaque de la surface externe du récepteur, par opposition à la vitre.
- go* la paroi extérieure de la vitre, pour “glass” côté “out”. Il s’agit de la paroi de la vitre en contact avec l’air ambiant.
- a* l’air ambiant, avec ses propriétés à l’infini.

## 7.2.2 Dimensions et caractéristiques par défaut

Pour déterminer plus précisément le modèle, nous devons fixer un certain nombre de paramètres. L’étude peut être adaptée à d’autres configurations en modifiant ces paramètres. Pour étudier des géométries différentes, le modèle devra être modifié, en suivant un raisonnement similaire à celui présenté ici. Par exemple, le modèle doit être remanié pour traiter un double tube de verre sous vide.

### 7.2.2.1 Géométrie

On reprend la géométrie modélisée avec EDStar, dans la partie II à la section 6.5.

Le récepteur a une ouverture de largeur 0,3 m. La forme du CPC est simple, composée de deux arcs de parabole, de focale 2,11 cm. Chaque parabole est décalée de 3,23 cm sur le côté, par rapport à l’axe du tube absorbeur. La longueur des deux arcs de parabole est ainsi 49 cm. La



TABLE 7.1 – Dimensions par défaut du récepteur

	Valeur (m)
Largeur de l'ouverture de la cavité	0,3
Hauteur de la cavité	0,164
Longueur de l'arc du réflecteur secondaire	0,49
Diamètre du tube absorbeur	0,07
Largeur extérieure du récepteur	0,4
Hauteur extérieure du récepteur	0,22

TABLE 7.2 – Ordre de grandeur des températures du récepteur

Températures attendues :	en K			en °C		
	min	moyenne	max	min	moyenne	max
fluide caloporteur (air)	500	700	900	230	430	630
surface absorbeur	600	800	1000	330	530	730
surface vitre	450	550	650	180	280	380
surface réflecteur secondaire	500	600	700	230	330	430
air ambiant	300	300	300	30	30	30

hauteur intérieure de la cavité est 0,164 m au point le plus haut. Le tube récepteur a 7 cm de diamètre.

Le récepteur est isolé avec une épaisseur de 5 cm derrière le réflecteur secondaire. De l'extérieur, sa largeur est donc 0,4 m et sa hauteur 0,22 m.

### 7.2.2.2 Températures

En concentration linéaire, la température la plus élevée en fonctionnement est actuellement de 500 °C avec de l'eau vapeur. La limite est imposée en partie par les conditions de pression (100 bar) dans le tube, mais surtout par la tenue en température des matériaux.

Pour l'application avec le moteur Ericsson, nous choisissons l'air comme fluide caloporteur. On peut ainsi l'utiliser directement comme fluide de travail. L'étude avec l'eau serait similaire : seules les propriétés d'échange dans le tube seraient modifiées. On aurait plusieurs régimes différents : eau liquide, évaporation (avec éventuellement différents modèles d'écoulement), eau vapeur (si on surchauffe la vapeur). Les résultats seraient notablement différents, mais le modèle identique.

Le tableau 7.2 récapitule les ordres de grandeur des températures attendues dans le récepteur. L'air ambiant est à environ 300 K.

En chauffant de l'air, la paroi externe du tube absorbeur peut être jusqu'à 100 °C plus chaude. Or pour des questions de tenue en température des matériaux, on ne veut pas dépasser 600 °C pour la paroi du tube. On peut donc envisager de chauffer l'air de 200 °C à 500 °C (~500 K à 800 K), la température de l'absorbeur évoluera entre 600 et 900 K, soit 750 K en moyenne.

En supposant que la vitre est à une température intermédiaire entre celle de l'absorbeur et de l'air ambiant, sa température moyenne est donc 500 K. Le réflecteur secondaire, situé au dessus et bien isolé, est probablement plus chaud : 600 K, mais ne devrait pas dépasser les limites de tenue en température.

## 7.2.3 Premières hypothèses

### 7.2.3.1 Echanges longitudinaux négligeables dans la cavité

L'évolution de la température le long de l'échangeur est continue avec des gradients assez faibles dans la longueur.

Evaluons rapidement le gradient de température du fluide sur un mètre de récepteur :

- le flux thermique  $\Phi_{th}$  transféré au fluide est le flux solaire réduit du rendement du concentrateur  $\eta_{concentrateur}$  :

$$\begin{aligned}\Phi_{th} &= S_m D N I \eta_{concentrateur} \\ &= 14 \text{ m}^2 \times 800 \text{ W/m}^2 \times 0.6 \\ &\approx 5800 \text{ W}\end{aligned}$$

pour un champ de miroir de 14 m de largeur cumulée de miroirs, soit 14 m<sup>2</sup> sur une section d'un mètre.

- l'écart de température avec de l'air comme fluide caloporteur s'élève alors à :

$$\begin{aligned}\Delta T_{air} &= \frac{\Phi_{th}}{\dot{m} C_{p_{air}}} \\ &= \frac{5800 \text{ W}}{0,1 \text{ kg/s} \times 1000 \text{ J/kg/K}} \\ &\approx 58 \text{ K}\end{aligned}$$

Dans une section du récepteur, tel que représenté sur la figure 7.1, pour chauffer le fluide à 700 K, le tube sera au moins aussi chaud. Si on suppose en première approximation que la vitre est à une température moyenne, entre le tube et l'air ambiant à 300 K, nous avons donc la vitre à environ 500 K. Le gradient de température est donc de l'ordre de 200 K sur moins de 20 cm, qui séparent le tube de la vitre. Cela revient à un gradient de 1000 K/m.

Dans la longueur du récepteur, nous avons calculé un gradient de 60 K/m, soit plus de 15 fois moins. Les gradients de température dans la longueur sont plus d'un ordre de grandeur en dessous des gradients dans la section du récepteur. Ainsi, dans la cavité du récepteur, on peut se ramener à l'étude des échanges thermiques dans la section, soit un problème en deux dimensions (2D).

Nous procédons à une résolution par tranches de longueur, de l'entrée du fluide à sa sortie. Nous obtenons ainsi un profil de l'évolution des températures le long de l'échangeur.

### 7.2.3.2 Homogénéité de la température autour du tube

Plusieurs facteurs tendent à homogénéiser la température du tube sur son pourtour :

- les transferts par rayonnement à l'intérieur du tube tendent à homogénéiser la température  $T_{1pi}$  de sa paroi interne. Avec l'air comme fluide caloporteur, ce rayonnement peut se transmettre. Avec de l'eau, le transfert par rayonnement de paroi à paroi est inexistant du fait des propriétés absorbantes de l'eau dans l'infrarouge. L'influence faible de ces transferts, à l'échelle du concentrateur, autorise à ne pas les prendre en compte dans le modèle.
- la présence du réflecteur secondaire répartit le flux radiatif solaire incident tout autour du tube, au lieu de seulement éclairer la moitié inférieure du tube.
- la forte convection à l'intérieur du tube homogénéise la température du fluide et contribue à réduire les écarts de température à la paroi du tube.

- la très bonne conduction dans l'épaisseur du tube réduit les écarts de température sur son pourtour.

Ainsi, ce modèle d'échange thermique considère que la température du tube ne dépend pas de l'angle autour du tube. La température ne varie qu'avec le rayon, pour représenter l'échange conductif à travers le tube. On distingue donc :

- une température côté fluide caloporteur, à l'intérieur,  $T_{1pi}$
- et une température côté cavité, à l'extérieur,  $T_{1po}$ .

### 7.2.3.3 Températures des surfaces et des fluides

**Surfaces de la cavité** Du fait des propriétés optiques différentes et de la configuration géométrique, on s'attend à avoir sur les surfaces trois niveaux de températures assez homogènes :

- Le tube absorbeur reçoit tout le rayonnement, il est donc le plus chaud.
- Le réflecteur secondaire est au dessus et est isolé par l'arrière, il aura tendance à s'échauffer, malgré ses propriétés optiques très réfléchissantes.
- La vitre en contact direct avec l'extérieur sera probablement plus froide, même si son absorptivité dans l'infrarouge tend à l'échauffer côté intérieur.

Les trois éléments ont des contraintes relativement uniformes sur leur surface, par rapport aux contraintes très différentes, d'un élément à l'autre. Ainsi les écarts de température sur les surfaces de chaque élément sont assez faibles. Cela a alors du sens de se baser sur la température moyenne de chaque surface pour calculer les flux convectifs. En d'autres termes, nous pouvons faire l'approximation de température uniforme sur chacune des surfaces. Le problème se ramène donc à trois températures dans la cavité :

- $T_{po}$  sur le tube absorbeur
- $T_{sri}$  sur le réflecteur secondaire
- $T_{gi}$  sur la vitre.

**Intérieur du tube absorbeur** De même que la température extérieure du tube absorbeur, la température de paroi interne est supposée uniforme :

- $T_{pi}$  sur la paroi interne du tube absorbeur.

La différence de température entre  $T_{po}$  et  $T_{pi}$  est attendue faible du fait du bon échange dans la paroi. Ce même argument justifie l'homogénéité de la température du tube. Considérer les deux températures permet de vérifier cette hypothèse lors de la simulation. L'écart de température est directement lié à la puissance qui traverse la paroi, soit la puissance transférée au fluide.

**Volume de la cavité** Nous définissons une température  $T_c$ , représentative de la température de coeur de l'air dans la cavité pour les échanges convectifs. Il s'agit d'une hypothèse assez forte, mais nous verrons dans la modélisation des échanges convectifs (section 7.3), que cette approche est pertinente dans notre cas. Les surfaces de la cavité échangent par convection avec l'air dans la cavité à :

- $T_c$  la température représentative de la température de coeur.

**Surfaces à l'extérieur du récepteur** A l'extérieur de la cavité, nous avons de manière similaire, deux niveaux de température. Nous considérons la température uniforme sur les deux surfaces en jeu :

- $T_{sro}$  sur la surface opaque, à l'arrière du réflecteur secondaire,

- $T_{go}$  sur la face extérieure de la vitre.

D'autres éléments dans la suite appuient la pertinence de considérer effectivement ces sept (7) températures.

## 7.2.4 Structure du modèle établi

Nous présentons dès maintenant la structure générale du modèle, pour faciliter la lecture avec une vision globale du modèle en tête. Les sections suivantes (7.3, 7.4, 7.5, 7.6) justifient le modèle auquel nous sommes arrivés.

### 7.2.4.1 Inconnues du système

Nous avons un système de sept équations à sept inconnues. Les sept inconnues, du bilan énergétique global du récepteur, sont les sept températures sur lesquelles le bilan est basé :

- paroi interne du tuyau  $T_{1pi}$
- paroi externe du tuyau  $T_{1po}$
- paroi interne du réflecteur secondaire  $T_{2sri}$
- paroi interne du verre  $T_{3gi}$
- coeur de la cavité  $T_c$
- paroi externe opaque du récepteur (arrière du réflecteur secondaire isolé)  $T_{2sro}$
- paroi externe du verre  $T_{3go}$ .

**Remarque :** Nous associons à chaque surface de la cavité un numéro, en particulier pour clarifier l'étude des échanges radiatifs :

1. la paroi du tube  $1p$
2. le réflecteur secondaire  $2sr$
3. la vitre  $3g$ .

### 7.2.4.2 Système d'équations

Nous établissons le bilan énergétique sur les six surfaces considérées et le volume de la cavité. L'équation fait le bilan de toutes les formes de transferts thermiques. Le flux solaire absorbé est compté positivement. Il est compensé par la somme des flux qui quittent la surface : flux convectif, conductif et radiatif. Le système d'équations s'écrit donc :

$$\left\{ \begin{array}{ll} - \Phi_{1p}^{cd} & + \Phi_{1pi}^{cv} = 0 \quad (\text{intérieur du tube}) \\ \Phi_{1p}^{cd} + \Phi_{1po}^{ir} + \Phi_{1po}^{cv} & = \Phi_{1po}^{sun} \quad (\text{extérieur du tube}) \\ \Phi_{2sr}^{cd} + \Phi_{2sri}^{ir} + \Phi_{2sri}^{cv} & = \Phi_{2sri}^{sun} \quad (\text{intérieur du réflecteur secondaire}) \\ \Phi_{3g}^{cd} + \Phi_{3gi}^{ir} + \Phi_{3gi}^{cv} & = \Phi_{3gi}^{sun} \quad (\text{intérieur de la vitre}) \\ - \Phi_{2sr}^{cd} + \Phi_{2sro}^{ir} + \Phi_{2sro}^{cv} & = \Phi_{2sro}^{sun} \quad (\text{extérieur du réflecteur secondaire}) \\ - \Phi_{3g}^{cd} + \Phi_{3go}^{ir} + \Phi_{3go}^{cv} & = \Phi_{3go}^{sun} \quad (\text{extérieur de la vitre}) \\ \Phi_{1po}^{cv} + \Phi_{2sri}^{cv} + \Phi_{3gi}^{cv} & = 0 \quad (\text{cavité}) \end{array} \right. \quad (7.1)$$

avec :

- $\Phi^{cd}$  puissance thermique transférée par conduction
- $\Phi^{ir}$  puissance thermique transférée par rayonnement infrarouge

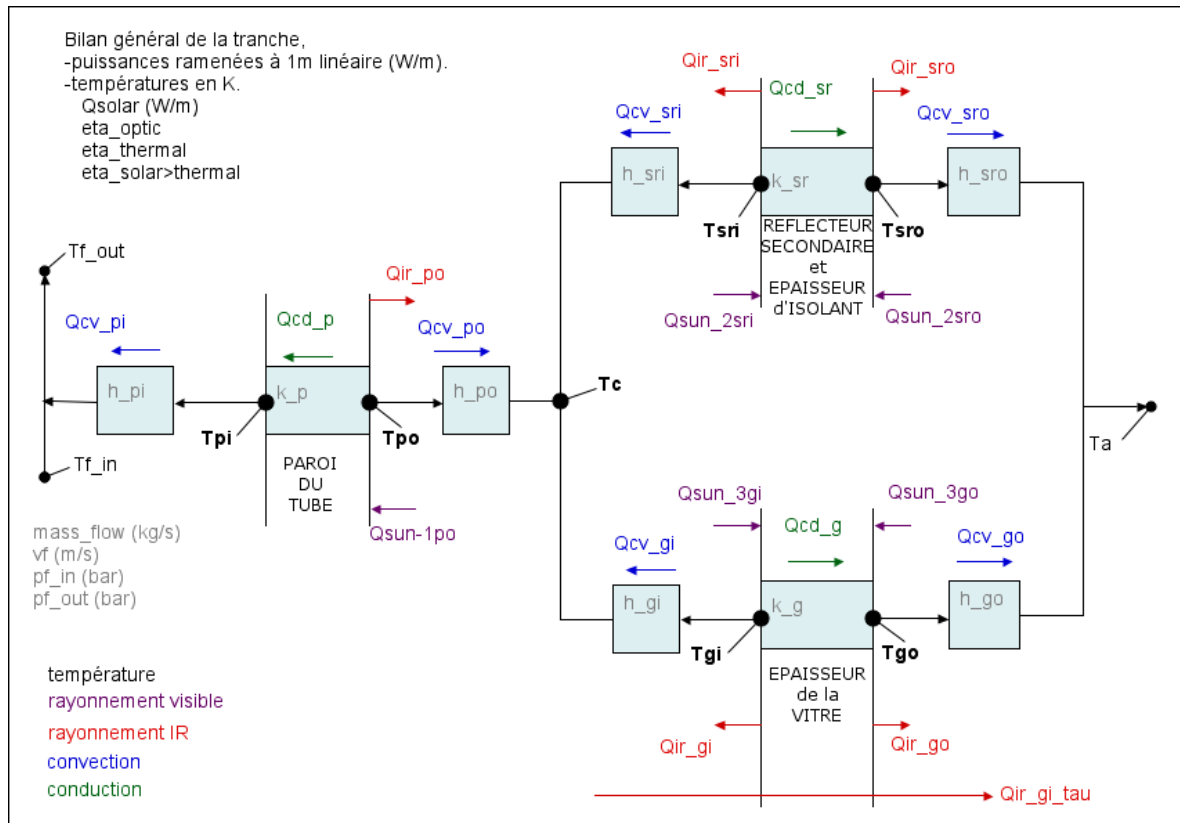


FIGURE 7.2 – Schéma des transferts thermiques intervenant dans le récepteur, avec les 7 températures principales considérées. Les flux thermiques calculés (notés Q sur le schéma) sont représentés ; les flèches indiquent le sens positif choisi par convention

$\Phi^{cv}$  puissance thermique transférée par convection

$\Phi^{sun}$  puissance thermique transférée par rayonnement solaire

#### 7.2.4.3 Schématisation du modèle considéré

La figure 7.2 schématise le modèle thermique. Nous visualisons ainsi les différents flux qui interviennent dans le bilan énergétique exprimé par le système d'équations 7.1.

On remarque un flux additionnel qui complète le bilan : le flux infrarouge sortant de la cavité par transmission à travers la vitre :  $\Phi_{3gi,\tau}^{ir}$

Les températures sont aussi représentées : de la température ambiante  $T_a$  à la température du fluide qui passe de  $T_{f,in}$  à  $T_{f,out}$ .

Le schéma récapitule également les coefficients d'échange convectif  $h$  et conductif  $k$  mis en jeu.

Pour le bilan général du système, on rappelle la puissance solaire disponible  $\Phi^{solar}$ , ainsi que les rendements des trois éléments du procédé solaire : optique  $\eta_{optic}$ , thermique  $\eta_{thermal}$  et thermodynamique  $\eta_{thermodynamic}$ .

### 7.2.5 Résolution

Le système d'équation est résolu dans son ensemble, prenant en compte tous les modes de transferts. La convection, la conduction et le rayonnement sont donc couplés.

La résolution est obtenue simplement grâce au solveur intégré à Scilab. Les températures inconnues sont initialisées à une valeur arbitraire (500 K). La méthode par dichotomie employée, bien que très simple, ne pose aucun problème de convergence.

## 7.3 Modélisation des échanges par convection

### 7.3.1 Propriétés des transferts convectifs dans la cavité

#### 7.3.1.1 Approche

On ne trouve pas dans la littérature d'étude détaillée des échanges convectifs dans une géométrie aussi particulière que notre cavité. Pour gagner en confiance dans notre modèle, il nous faut donc étudier des configurations proches.

Dans notre cavité, nous avons trois surfaces à des températures différentes, d'après l'hypothèse établie en section 7.2.3.3. Pour calculer les échanges entre ces trois surfaces, nous introduisons la température moyenne de coeur de la cavité. La pertinence d'une température moyenne de coeur n'est pas évidente dans notre géométrie de relative petite taille.

De nombreux cas traités dans la littérature sont en milieu infini. Il est difficile dans notre cas de se baser dessus, car la température moyenne de coeur n'est pas la température du fluide à l'infini. En effet les dimensions de la cavité sont trop petites pour faire cette hypothèse. Cependant les régimes d'écoulement que l'on a, d'après les nombres de Rayleigh calculés dans la suite ( $Ra_c \approx 10^4$  à  $10^5$ ), sont de type laminaire, proche des premières instabilités. On devrait donc observer un rouleau de convection bien établi dans la cavité. Définir une température moyenne de coeur dans de telles conditions a donc du sens. A partir de là, nous devrions pouvoir calculer des coefficients d'échange entre les surfaces et le coeur de la cavité.

Pour éviter de faire appel à une simulation numérique détaillée pour chaque configuration précise, nous souhaitons ici être capable d'évaluer rapidement les échanges thermiques pour un pré-dimensionnement du procédé solaire. Ce modèle permettra d'identifier un nombre limité de configurations pertinentes à analyser plus en détail, avec une simulation numérique. Pour notre modèle, il s'agit donc d'estimer la pertinence de définir des coefficients d'échanges convectifs globaux sur les surfaces considérées. Il faut pour cela vérifier que ces coefficients d'échange varient peu sur les surfaces considérées et suivant les conditions thermiques.

La géométrie à deux cylindres concentriques se rapproche de notre configuration. Elle nous permet d'évaluer l'ordre de grandeur des coefficients d'échange attendus. Elle a été largement étudiée pour des cylindres à température uniforme. Le coefficient d'échange global calculé, ou obtenu par l'expérience, est alors basé sur l'écart de température entre les deux cylindres.

Dans les sections qui suivent, nous évaluons d'abord le coefficient global que l'on aurait avec des cylindres concentriques dans des conditions proches des nôtres (dimensions, températures). Ensuite, nous introduisons une température moyenne de coeur, choisie d'après des résultats de la littérature. Nous étudions alors la répartition des coefficients d'échange entre les différentes surfaces de la cavité. Enfin nous vérifions la pertinence des coefficients calculés par une comparaison avec des configurations proches en milieu infini.

### 7.3.1.2 Ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif global

Pour avoir une idée de l'ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif global dans la cavité, on peut calculer le coefficient convectif entre deux cylindres concentriques à températures uniformes. On trouve en effet dans la littérature des corrélations pour la convection naturelle entre deux cylindres concentriques *longs*. Les études sont réalisées avec des cylindres isothermes : par exemple, le cylindre interne, au centre, est chaud ( $T_i$ ), le cylindre extérieur est froid ( $T_o < T_i$ ). La géométrie est caractérisée par les rayons des cylindres :  $r_o$  le rayon du cylindre externe et  $r_i$  le rayon du cylindre interne. On introduit la largeur de l'espace annulaire entre les cylindres :  $\Delta r = r_o - r_i$ . Les propriétés des échanges thermiques sont très liées à  $\Delta r/D_i$ , rapport de la distance entre les cylindres, par le diamètre interne  $D_i = 2 \cdot r_i$ .

Le flux linéique  $\Phi$  (en  $W/m$ ) échangé entre les cylindres s'écrit, d'après la corrélation de Raithby and Hollands [50, page 590] :

$$\Phi = \frac{2\pi k_{eff} (T_i - T_o)}{\ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right)} \quad (7.2)$$

avec  $k_{eff}$  la conductivité équivalente, qui s'écrit par rapport à la conductivité thermique  $k$  en conduction pure :

$$\frac{k_{eff}}{k} = 0,386 \cdot \left( \frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{1/4} Ra_c^{1/4}$$

Le nombre de Rayleigh est relatif à la dimension caractéristique  $L_c$  définie par :

$$L_c = \frac{2 \cdot \left( \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \right)^{4/3}}{\left( r_i^{-3/5} + r_o^{-3/5} \right)^{5/3}}$$

La cavité est remplie d'air à pression atmosphérique, dont les propriétés sont bien connues. Nous supposons l'air sec, ce qui est souvent le cas dans les climats adaptés aux technologies solaires à concentration.

Vérifions les conditions d'écoulement dans notre cas.

Le cylindre interne a un rayon  $r_i = 0,035 \text{ m}$ . Pour le cylindre externe, nous devons prendre un rayon équivalent. La vitre mesure  $w_g = w_{sr} = 0,3 \text{ m}$  de large. Le réflecteur secondaire a un périmètre  $p_{sr} = 0,49 \text{ m}$  dans la section du récepteur : c'est la longueur de l'arc de la parabole. Soit un périmètre total  $p_o = 0,79 \text{ m}$ . La surface d'une section de la cavité s'obtient facilement par différence entre la surface du rectangle et l'intégrale de l'aire sous la parabole. La hauteur de la cavité est calculée dans la simulation optique :  $0,164 \text{ m}$ . On arrive à  $S = 0,036 \text{ m}^2$ . Le rayon hydraulique équivalent s'obtient alors :  $r_o = 2 \cdot S/p_o = 0,091 \text{ m}$ . Par suite,  $\Delta r = 0,056 \text{ m}$  et  $\Delta r/D_i = 0,81$ .

Supposons la température du tube absorbeur  $T_i = T_{po} = 800 \text{ K}$  et la température du cylindre externe  $T_o = 600 \text{ K}$ , intermédiaire entre la température de la vitre et celle du réflecteur secondaire. Nous utilisons les propriétés de l'air à  $\frac{T_i + T_o}{2} = 700 \text{ K}$ .

Alors, nous avons :

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} = \frac{1075 \times 3,33 \cdot 10^{-5}}{0,0524} = 0,684$$

$$Gr_c = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_i - T_o) L_c^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \times 0,00143 \times (800 - 600) \times 0,313^3}{(6,61 \cdot 10^{-5})^2} = 1,96 \cdot 10^4$$

$$Ra_c = Pr \cdot Gr_c = 1,34 \cdot 10^4$$

La corrélation de Raithby et Hollands est valable pour  $0,7 \lesssim Pr \lesssim 6000$  et  $Ra_c \lesssim 10^7$ . Bien qu'à la marge inférieure du Prandtl, nous sommes parfaitement dans le domaine de validité de la corrélation en regard du nombre de Rayleigh.

La conductivité équivalente vaut alors :

$$\frac{k_{eff}}{k} = 3,39 \quad (7.3)$$

A titre indicatif, le flux linéique perdu par convection par le tuyau central est donc de l'ordre de :

$$\Phi = 230 \text{ W/m}$$

### 7.3.1.3 Répartition du flux convectif entre la vitre et le réflecteur secondaire

Dans notre cas, nous avons besoin de connaître comment se répartissent les coefficients d'échange entre le dessus et le dessous du tube extérieur. Pour calculer la répartition du flux convectif échangé vers la vitre et vers le réflecteur secondaire, nous introduisons une température moyenne de coeur. Les travaux expérimentaux et les simulations numériques de Kuehn et Goldstein [13] donnent de bonnes indications en ce sens. Les profils de températures dans l'espace annulaire sont donnés pour différents Rayleigh. Les coefficients locaux de conduction équivalente vont nous permettre d'évaluer les coefficients d'échange dont nous avons besoin.

La configuration géométrique étudiée par Kuehn et Goldstein est plus petite que la nôtre :  $r_i = 0,0178 \text{ m}$ . En revanche, nous avons le même ratio  $\Delta r / D_i = 0,8$ . Or les résultats ne dépendent que de ce ratio. Ils sont donc exploitables directement. En particulier, les profils de températures auront la même allure (position du centre de rotation, stratification du coeur...).

Les conventions pour le calcul du nombre de Rayleigh sont différentes de la corrélation précédente. La longueur caractéristique est ici simplement la différence des rayons  $\Delta r$ . Le nombre de Rayleigh devient alors :

$$Ra_{\Delta r} = 7,71 \cdot 10^4$$

Avec un Rayleigh de  $7,43 \cdot 10^4$ , K&G ont mesuré un coefficient de conduction équivalente  $k_{eq} = k_{eff}/k = 3,37$ . En extrapolant linéairement avec le point de mesure suivant ( $Ra_{\Delta r} = 8,86 \cdot 10^4$ ,  $k_{eq} = 3,46$ ), on arrive à  $k_{eq} = 3,39$ . Ce résultat est parfaitement cohérent avec celui donné par la corrélation précédente. D'après les simulations numériques réalisées dans des conditions proches,  $Ra_{\Delta r} = 7 \cdot 10^4$ , le coefficient de conduction équivalente moyen calculé est  $k_{eq} = 3,31$  sur le tube interne et  $k_{eq} = 3,23$  sur le tube externe. Les deux sources de coefficients d'échange convectif sont donc cohérentes.

**Visualisation des conductivités équivalentes en fonction du Rayleigh** Kuehn et Goldstein ont étudié l'évolution des coefficients de conduction équivalente en fonction du nombre de Rayleigh. La figure 7.3 montre que les coefficients de conduction équivalente évoluent linéairement entre un Rayleigh de  $10^4$  et  $10^5$ . Les différentes pentes restent faibles, ce qui justifie la possibilité de modéliser



la convection par des coefficients d'échange convectifs. Néanmoins, on voit l'approximation faite en considérant un coefficient moyen sur l'ensemble du tuyau interne, par exemple : le coefficient de conduction équivalente varie d'un facteur 10 entre le haut et le bas du tuyau.

**Définition d'une température moyenne de coeur :** Les coefficients d'échange entre les deux cylindres sont définis, par défaut, relativement à l'écart de température entre les deux surfaces.

Pour évaluer les coefficients d'échange sur les trois éléments de notre cavité, nous devons définir une température moyenne de coeur. On pourra ainsi considérer une moyenne des coefficients d'échange locaux, relatifs à l'écart de température entre la surface et cette température moyenne de coeur.

La figure 7.4 montre le décalage vers le haut du centre de rotation du fluide. La répartition des températures est visible sur la partie droite du diagramme. En bas de la cavité, la température est proche de la température basse  $T_o$ . Le coeur de la cavité est stratifié en température. Neuf (9) isothermes sont représentées. Dans la partie centrale de l'espace annulaire, la température passe de la première isotherme à la cinquième, en comptant depuis le bord froid  $T_o$ . Il semble alors pertinent de choisir la troisième isotherme comme température moyenne de coeur  $T_c$ . Nous pouvons ainsi écrire :

$$T_c = T_o + (T_i - T_o) \cdot \frac{3}{9}$$

**Pour le tube absorbeur : Expression du coefficient d'échange avec le cylindre interne** Le flux convectif linéique  $\Phi$  ( $W/m$ ) s'exprime normalement en fonction d'une conductivité équivalente  $k_{eff}$  ( $W/m/K$ ), relative à l'écart de température total entre les deux parois ( $T_i - T_o$ ), comme le montre l'équation 7.2.

On définit ici un coefficient d'échange  $h_i$  ( $W/m^2/K$ ) sur la paroi du cylindre interne, relatif à l'écart de température entre la paroi interne  $T_i$  et le coeur  $T_c$  :

$$\Phi = h_i \cdot 2\pi r_i \cdot (T_i - T_c) \quad (7.4)$$

$h_i$  est le coefficient d'échange moyen sur le pourtour du tube, de périmètre  $2\pi r_i$ .

Le coefficient  $\overline{k_{eqi}}$  donné par K&G pour cette configuration ( $Ra_{\Delta r} = 7 \cdot 10^4$ ,  $Pr = 0,7$ ,  $\Delta r/D_i = 0,8$ ) est la moyenne des coefficients locaux  $k_{eqi}$  sur le pourtour :  $\overline{k_{eqi}} = k_{eff}/k = 3,3$ . En combinant les deux équations 7.2 et 7.4, qui expriment le flux  $\Phi$ , on en déduit l'expression de  $h_i$  :

$$h_i = \frac{1}{2\pi r_i} \cdot \frac{\overline{k_{eqi}} \cdot k \cdot 2\pi}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot \frac{(T_i - T_o)}{(T_i - T_c)} \quad (7.5)$$

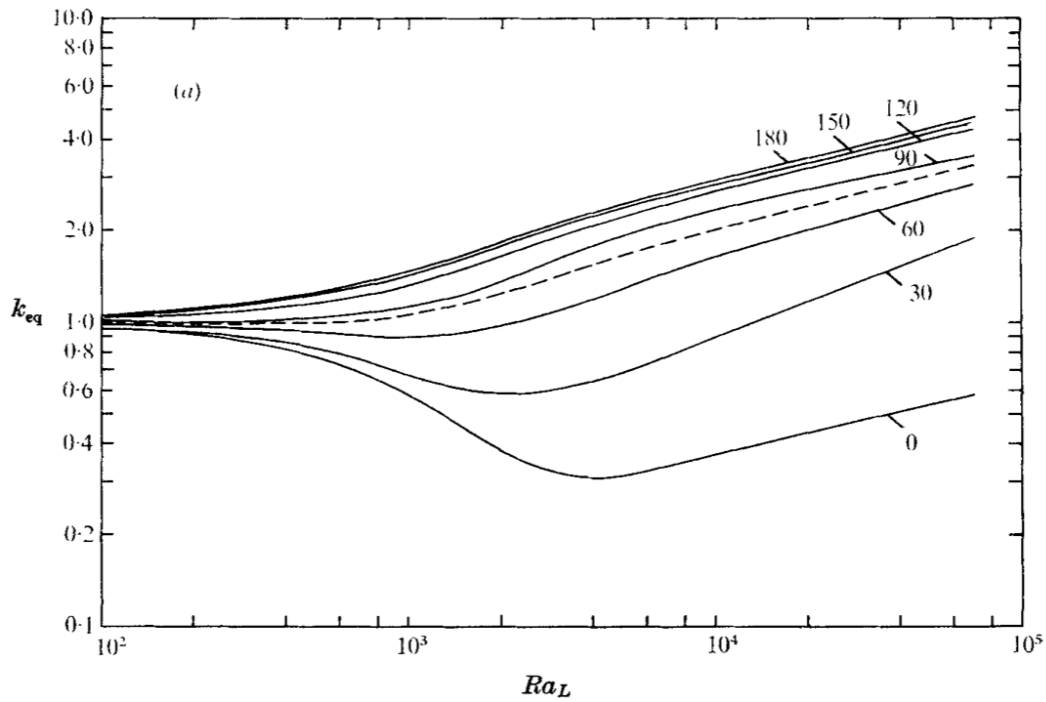
Pour se ramener au formalisme utilisé dans la suite, on note :

$$h_{1po} \approx h_i = 7,8 W/m^2/K$$

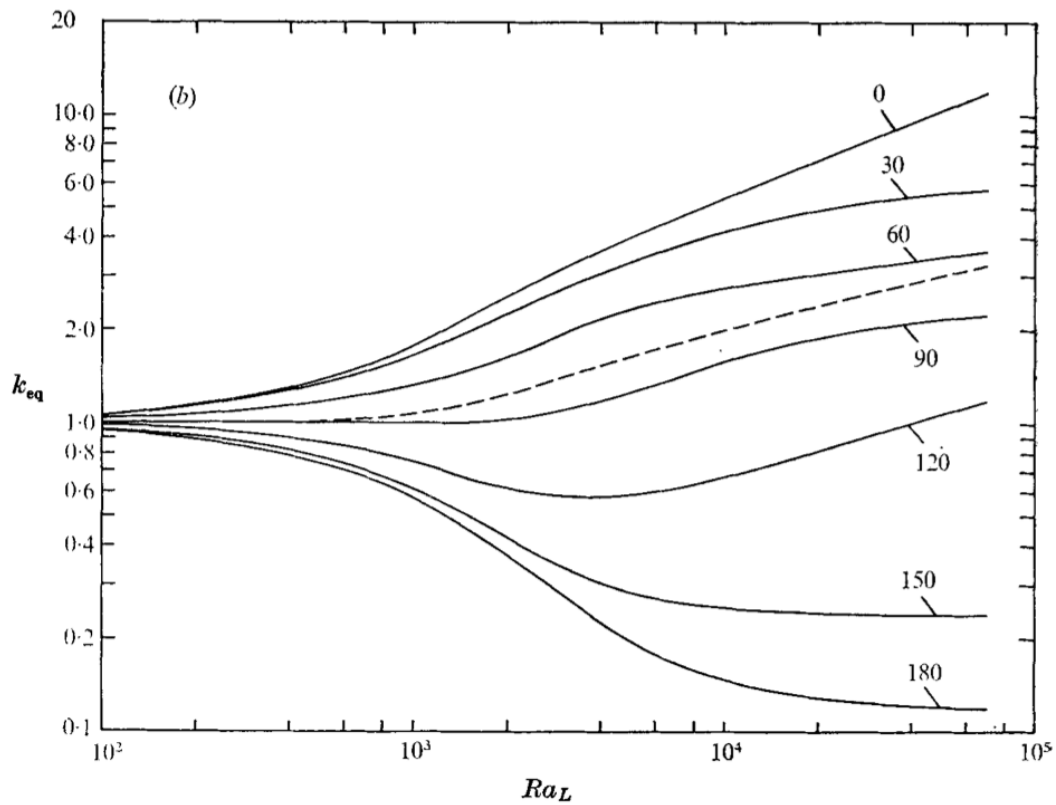
**Pour la vitre : Expression du coefficient d'échange avec la partie basse du cylindre externe**

Sur la paroi du cylindre externe, on définit le coefficient  $h_{ob}$  d'échange convectif avec la partie basse. Le coefficient d'échange  $h_{ob}$  est tel que le flux  $\Phi_{ob}$  échangé avec le coeur est :

$$\Phi_{ob} = h_{ob} \cdot w_g \cdot (T_c - T_o) \quad (7.6)$$



(a)  $k_{eq}$  local sur le cylindre intérieur



(b)  $k_{eq}$  local sur le cylindre extérieur

FIGURE 7.3 – Influence du nombre de Rayleigh sur les conductivités équivalentes locales : l'angle autour du cylindre va de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ ,  $0^\circ$  étant en haut ; la ligne pointillée (- -) donne la moyenne. Source : K&G [13]

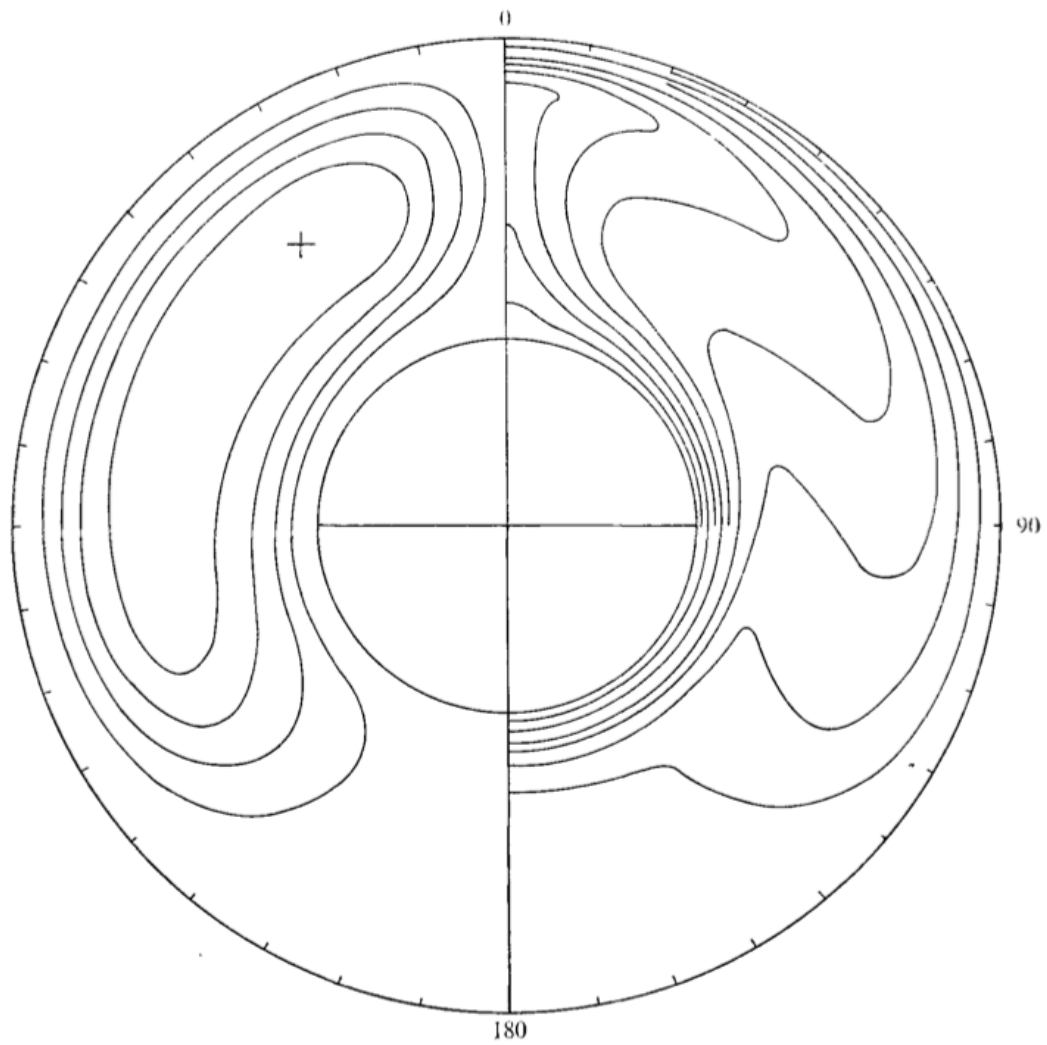


FIGURE 7.4 – Lignes de courant (à gauche) et isothermes (à droite) dans le domaine de couche limite laminaire stable, avec  $Ra_{\Delta r} = 5 \cdot 10^4$ ,  $Pr = 0,7$ ,  $\Delta r/Di = 0,8$ , source : Kuehn et Goldstein [13]

$h_{ob}$  est le coefficient d'échange moyen sur la partie basse du cylindre externe, qui correspond à la vitre, soit un périmètre égal à  $w_g$ . Du point de vue angulaire,  $w_g$  correspond à  $w_g/p_o = 0,3/0,79 = 38\%$  du tour entier, soit  $136^\circ$ . Le secteur angulaire est centré sur  $180^\circ$  (en bas) et couvre les angles supérieurs à  $112^\circ$ .

Le coefficient  $\overline{k_{eqob}}$  correspondant, d'après K&G pour cette configuration ( $Ra_{\Delta r} = 7 \cdot 10^4$ ,  $Pr = 0,7$ ,  $\Delta r/D_i = 0,8$ ), est la moyenne sur le secteur angulaire :

$$\begin{aligned}\overline{k_{eqob}} &= \frac{30^\circ \times k_{eqo}(180^\circ) + 2 \times 30^\circ \times k_{eqo}(150^\circ) + 2 \times (135 - 112)^\circ \times k_{eqo}(120^\circ)}{136^\circ} \\ &= \frac{30^\circ \times 0,12 + 60^\circ \times 0,21 + 46^\circ \times 1,19}{137^\circ} \\ &= 0,52\end{aligned}$$

De manière analogue à l'équation 7.5, nous calculons le coefficient  $h_{ob}$  :

$$h_{ob} = \frac{1}{w_g} \cdot \frac{\overline{k_{eqob}} k \cdot 2\pi}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot \frac{(T_i - T_o)}{(T_c - T_o)} \quad (7.7)$$

Pour se ramener au formalisme utilisé dans la suite, on note :

$$h_{3gi} \approx h_{ob} = 1,8 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

**Pour le réflecteur secondaire : Expression du coefficient d'échange avec la partie haute du cylindre externe** De manière similaire au calcul précédent, on définit le coefficient  $h_{ot}$  d'échange convectif avec la partie haute. Le flux  $\Phi_{ot}$  échangé avec le coeur est :

$$\Phi_{ot} = h_{ot} \cdot p_{sr} \cdot (T_c - T_o) \quad (7.8)$$

$h_{ot}$  est le coefficient d'échange moyen sur la partie haute du cylindre externe, qui correspond au réflecteur secondaire, soit un périmètre égal à  $p_{sr}$ . Du point de vue angulaire,  $p_{sr}$  correspond au reste du tour, soit  $224^\circ$ . Le secteur angulaire est centré sur  $0^\circ$  (en haut) et couvre la plage complémentaire 0-112°.

Le coefficient  $\overline{k_{eqot}}$  correspondant, d'après K&G pour cette configuration ( $Ra_{\Delta r} = 7 \cdot 10^4$ ,  $Pr = 0,7$ ,  $\Delta r/D_i = 0,8$ ), est la moyenne sur le secteur angulaire :

$$\begin{aligned}\overline{k_{eqob}} &= \frac{30^\circ \times k_{eqo}(0^\circ) + 2 \times 30^\circ \times k_{eqo}(30^\circ) + 2 \times 30^\circ \times k_{eqo}(60^\circ) + 2 \times (112 - 75)^\circ \times k_{eqo}(90^\circ)}{224^\circ} \\ &= \frac{30^\circ \times 12,91 + 60^\circ \times 5,77 + 60^\circ \times 3,65 + 74^\circ \times 2,43}{224^\circ} \\ &= 5,06\end{aligned}$$

De même qu'avec l'équation 7.7, nous calculons le coefficient  $h_{ot}$  :

$$h_{ot} = \frac{1}{p_{sr}} \cdot \frac{\overline{k_{eqot}} k \cdot 2\pi}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \cdot \frac{(T_i - T_o)}{(T_c - T_o)} \quad (7.9)$$

Pour se ramener au formalisme utilisé dans la suite, on note :

$$h_{2sri} \approx h_{ot} = 10,7 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

#### 7.3.1.4 Sensibilité des paramètres

**Coefficient global d'échange convectif** Les écarts de températures peuvent être encore plus grands que celui choisi dans cette analyse d'ordres de grandeur. On peut également imaginer des géométries plus grandes. Dans ces deux cas, le nombre de Rayleigh va augmenter vers des régions qui deviennent instables. Kuehn et Goldstein et d'autres auteurs précisent qu'à partir de  $Ra_{\Delta r} \approx 10^5$ , des phénomènes d'oscillations commencent à apparaître. Cependant, les coefficients d'échange ne sont pas fondamentalement modifiés. La première corrélation présentée reste valable pour des  $Ra_c$  nettement supérieurs (jusqu'à  $10^7$ ), alors que la dimension caractéristique  $L_c$  est inférieure à celle utilisée dans  $Ra_{\Delta r}$ . Cela indique que le régime turbulent est encore loin. Nous sommes bien en régime laminaire avec les comportements d'écoulement convectif correspondant.

Par exemple, en doublant l'écart de température ( $T_i = 1000\text{ K}$ ), nous avons  $Ra_c = 1,53 \cdot 10^4$  et  $k_{eff}/k = 3,51$ , soit 3,5% d'écart par rapport au cas de référence présenté en section 7.3.1.2.

**Coefficient d'échange par convection sur le tube absorbeur** Comparons le coefficient convectif  $h_{1po} = h_i$  calculé dans la section 7.3.1.3 avec le coefficient convectif autour d'un cylindre horizontal libre. Le Rayleigh est ici calculé par rapport au diamètre du cylindre. On se place dans les conditions de température précédentes du tube absorbeur :  $T_{1po} = 800\text{ K}$  et  $T_\infty = T_c = 667\text{ K}$ . Alors, le nombre de Rayleigh est  $Ra_D = 8,3 \cdot 10^4$ . Là encore, on est bien loin de la turbulence, qui commence vers  $Ra_D \gtrsim 10^9$ . D'après la corrélation de Curchill and Chu [50, p. 580], le nombre de Nusselt moyen  $\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k}$  sur le pourtour du tube s'exprime :

$$\overline{Nu}_D = \left( 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left( 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (7.10)$$

pour  $Ra_D \lesssim 10^{12}$ . Ici, nous avons :  $\overline{Nu}_D = 7,38$ , d'où le coefficient d'échange convectif moyen  $\bar{h}_{tube}$  autour du cylindre :

$$\bar{h}_{tube} = \frac{7,38 \times 0,0542}{0,07} = 5,7\text{ W/m}^2/\text{K}$$

à comparer avec  $h_{1po} = 7,8\text{ W/m}^2/\text{K}$ , soit un écart de seulement 27%. On peut en effet s'attendre à un échange renforcé pour le cylindre à l'intérieur de la cavité. La température de l'air considérée n'est pas à l'infini dans le cas des cylindres concentriques. Les couches limites sont forcément réduites, ce qui renforce l'échange. Un écart de 27% est donc rassurant sur la validité du modèle.

**Coefficient d'échange par convection sur la vitre** La vitre est une plaque plane horizontale, dont la température est inférieure à celle de l'air qui se trouve au dessus. On s'attend donc à un coefficient d'échange très faible. Prenons pour longueur caractéristique  $L = w_g/2$ , c'est-à-dire la limite de  $L$  quand la longueur  $l_r$  du récepteur tend vers plus l'infini :

$$\lim_{l_r \rightarrow \infty} (L) = \lim_{l_r \rightarrow \infty} \left( \frac{A_s}{p} \right) = \lim_{l_r \rightarrow \infty} \left( \frac{w_g \cdot l_r}{2 \cdot (w_g + l_r)} \right) = \frac{w_g}{2}$$

Avec  $T_{3gi} = 600\text{ K}$  et  $T_c = 667\text{ K}$ , on a  $Ra_L = 7,48 \cdot 10^5$ . Pour une surface libre froide, orientée vers le haut, on peut utiliser la corrélation suivante [50, p. 577] :

$$\overline{Nu}_L = 0,27 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (7.11)$$

valable pour  $10^5 \lesssim Ra_L \lesssim 10^{10}$ . Ici, cela donne :  $\overline{Nu}_L = 7,94$ , d'où le coefficient d'échange convectif moyen  $\bar{h}_{plaque}$  sur le dessus de la vitre :

$$\bar{h}_{plaque} = \frac{7,05 \times 0,0485}{0,15} = 2,6\text{ W/m}^2/\text{K}$$

à comparer avec  $h_{3gi} = 1,8\text{ W/m}^2/\text{K}$ , soit un écart de 43%. L'ordre de grandeur est conservé malgré la situation sensiblement différente : la vitre n'est pas une surface libre. Le flux convectif descendant que la plaque froide tend à générer ne peut sécouler vers le bas, sur les côtés. Cela est cohérent avec le coefficient plus bas que l'on a calculé pour la vitre à l'intérieur de la cavité.

**Coefficient d'échange par convection sur le réflecteur secondaire** Pour avoir une idée d'ordre de grandeur du coefficient de convection sur le réflecteur secondaire, regardons le comportement d'une plaque horizontale froide orientée vers le bas. Avec  $T_{plaque} = 600\text{ K}$ ,  $T_c = 666\text{ K}$  et  $L = p_{sr}/2 = 0,49/2 = 0,245\text{ m}$ , nous avons  $Ra_L = 3,26 \cdot 10^6$ . Avec la corrélation correspondante (pour  $10^4 \lesssim Ra_L \lesssim 10^7$ ) [50, p. 577] :

$$\overline{Nu}_L = 0,45 \cdot Ra_L^{1/4} = 22,9$$

D'où  $\bar{h}_{plaque} = 4,55\text{ W/m}^2/\text{K}$ . Le coefficient  $h_{2sri}$  calculé avec le modèle des cylindres concentrique vaut plus du double. On vérifie l'ordre de grandeur, mais on ne peut s'attendre à trouver des valeurs équivalentes. En effet, la présence du cylindre en dessous du réflecteur entraîne un mouvement de convection qui est plus puissant que celui généré par la seule différence de température entre l'air et le réflecteur secondaire.

**Dépendance des coefficients d'échange à la température** Les coefficients de convection sont proportionnels à l'écart de température à la puissance 1/3 ou 1/4, suivant les corrélations (via le nombre de Rayleigh). Or les écarts de température entre les parois et la température de cavité ne sont pas fixes. En effet, les coefficients calculés précédemment sont établis pour des températures élevées. Lorsque le fluide est froid, à l'entrée de l'échangeur, les écarts de température dans la cavité peuvent être réduits. Conserver les coefficients d'échange constants revient à surestimer les pertes par convection aux faibles températures. Par exemple, si l'écart de température est 2 fois plus petit que dans les calculs de référence (voir précédemment l'établissement des coefficients de convection), le coefficient d'échange sera diminué de 21% environ. A coefficient d'échange constant, on surestime légèrement les pertes convectives effectives. Or les pertes convectives ne sont pas dominantes, par rapport aux pertes radiatives. L'impact de cette approximation sur le bilan global est donc réduit.

Dans des configurations où les écarts de température viendraient à varier plus fortement, il faudra rester vigilant quant à la validité des coefficients d'échange convectif. Pour une étude plus avancée dans ces cas de figure, cet effet devra être pris en compte. Dans notre étude, nous négligeons a priori la dépendance des coefficients d'échange convectif à la température.

TABLE 7.3 – Coefficients convectifs dans la cavité utilisés dans le modèle

	Notation	Valeur ( $W/m^2/K$ )
Convection autour du tube absorbeur	$h_{1po}$	7,8
Convection sur la paroi interne du réflecteur secondaire	$h_{2sri}$	10,7
Convection sur la paroi interne de la vitre	$h_{3gi}$	1,8

### 7.3.1.5 Récapitulatif des coefficients convectifs dans la cavité

Tous ces éléments améliorent notre confiance en la validité des coefficients d'échange déterminés pour cette étude. Le tableau 7.3 récapitule les valeurs choisies pour la simulation de ce récepteur.

### 7.3.2 Propriétés des échanges convectifs autour du récepteur

A l'extérieur du récepteur, deux modes de transferts interviennent : convection et rayonnement. Nous prenons ici en compte les pertes par convection.

Le récepteur est soumis à la convection avec l'air ambiant, qui peut être naturelle ou forcée, s'il y a du vent.

#### 7.3.2.1 Evaluation des coefficients d'échange

**Coefficient de convection global autour du récepteur** En l'absence de vent, la convection autour du récepteur est naturelle. Nous considérons que la cavité est rectangulaire à l'extérieur. Pour se ramener à un cylindre, le diamètre équivalent est  $D_r = \frac{4 \cdot A_r}{p_r} = \frac{4 \times (0,4 \times 0,22)}{2 \times (0,4 + 0,22)} = 0,14 \text{ m}$ .

Prenons l'air atmosphérique à  $T_a = 300 \text{ K}$  et le récepteur à  $T_r = 400 \text{ K}$ , température supposée uniforme sur sa surface extérieure. On a alors  $Ra_{D_r} = 1,11 \cdot 10^8$ . La corrélation de Churchill et Chu, utilisée précédemment pour un cylindre horizontal (équation 7.10), donne  $Nu_{D_r} = 58,3$  et par suite :  $h_r = 5,4 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .

**Coefficient de convection entre la vitre et l'air ambiant** La vitre est une paroi chaude orientée vers le bas. On peut utiliser la même corrélation que pour une paroi froide orientée vers le bas : équation 7.11. La largeur caractéristique est  $L = w_g/2 = 0,15 \text{ m}$ . En supposant la vitre à  $T_{go} = 500 \text{ K}$  et l'air à  $T_a = 300 \text{ K}$ , on a  $Ra_L = 1,7 \cdot 10^7$ . La corrélation donne  $Nu_L = 17,3$ , soit  $h_{go} = 3,9 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .

**Coefficient de convection entre l'extérieur de l'isolant et l'air ambiant** Nous assimilons la paroi extérieur de l'isolant à la paroi externe du réflecteur secondaire, notée comme convenu  $sro$ . Nous distinguons la face supérieure et les côtés.

La face supérieure horizontale est chaude à  $T_{sro} = 400 \text{ K}$ , orientée vers le haut. La corrélation recommandée est :

$$\overline{Nu}_L = 0,15 \cdot Ra_L^{1/3}$$

Avec  $L = 0,4/2 = 0,2 \text{ m}$ , cela donne  $Ra_L = 3,7 \cdot 10^7$ . Par suite,  $\overline{Nu}_L = 50$  et  $h_{sro-haut} = 7,5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .

TABLE 7.4 – Coefficients convectifs hors de la cavité

	Notation	Valeur ( $W/m^2/K$ )
Convection sur la paroi externe du réflecteur secondaire	$h_{2sro}$	6,7
Convection sur la paroi externe de la vitre	$h_{3go}$	3,9

Les faces latérales sont des parois verticales, ou presque, à  $T_{sro} = 400\text{ K}$ . La corrélation de Churchill & Chu recommandée dans ce cas est [50, p. 571] :

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra_L^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad (7.12)$$

Avec pour hauteur  $L = 0,22\text{ m}$ ,  $Ra_L = 4,9 \cdot 10^7$  :  $Nu_L = 43,7$ , soit  $h_{sro-côté} = 6,0\text{ W/m}^2/K$ . En moyenne, le coefficient de convection  $h_{sro}$  sur la paroi externe du récepteur est :

$$h_{sro} = \frac{0,4 \times h_{sro-haut} + 2 \times 0,22 \times h_{sro-côté}}{0,4 + 2 \times 0,22} = 6,7\text{ W/m}^2/K$$

### 7.3.2.2 Critique des coefficients calculés

L'ordre de grandeur des coefficients calculés concorde avec le coefficient global. La moyenne pondérée par les surfaces entre  $h_{go}$  et  $h_{sro}$  est en effet :

$$\bar{h}_r = \frac{0,4 \times h_{go} + 0,84 \times h_{sro}}{0,4 + 0,84} = 5,8\text{ W/m}^2/K$$

en supposant que la vitre couvre l'ensemble de la paroi inférieure.

L'approximation des cylindres précédente donne  $h_r = 5,4\text{ W/m}^2/K$ . Le récepteur n'étant pas isotherme, sur sa surface extérieure, on peut s'attendre à une convection légèrement renforcée autour du récepteur. Le faible écart est rassurant sur la validité des coefficients calculés.

### 7.3.2.3 Récapitulatif des coefficients convectifs autour du récepteur

Le tableau 7.4 récapitule les valeurs choisies pour la simulation de ce récepteur.

## 7.3.3 Calcul des flux convectifs

### 7.3.3.1 Expression des flux convectifs dans la cavité

Le modèle pour la cavité du récepteur introduit la température moyenne du coeur de la cavité  $T_c$ . C'est ici qu'interviennent les coefficients d'échanges convectifs à la surface du tube, du réflecteur secondaire et de la vitre. Pour d'autres configurations de récepteur, il peut falloir modifier cette partie du modèle. Les flux convectifs au sein de la cavité sont donc :

$$\begin{cases} \Phi_{1po}^{cv} = h_{1po} S_{1po} (T_{1po} - T_c) \\ \Phi_{2sri}^{cv} = h_{2sri} S_{2sri} (T_{2sri} - T_c) \\ \Phi_{3gi}^{cv} = h_{3gi} S_{3gi} (T_{3gi} - T_c) \end{cases}$$

avec :



$h$	les coefficients de convection entre la surface d'un élément et le coeur de la cavité ( $W/m^2/K$ )
$S$	les surfaces des éléments ( $m^2$ )
$T$	les températures de surface ( $K$ )
$T_c$	la température moyenne de coeur de la cavité ( $K$ )

Les transferts par convection dans la cavité s'équilibrent :

$$\Phi_{1po}^{cv} + \Phi_{2sri}^{cv} + \Phi_{3gi}^{cv} = 0$$

La température moyenne de coeur  $T_c$  s'exprime donc facilement en fonction des températures des surfaces de la cavité :

$$T_c = \frac{h_{1po}S_{1po}T_{1po} + h_{2sri}S_{2sri}T_{2sri} + h_{3gi}S_{3gi}T_{3gi}}{h_{1po}S_{1po} + h_{2sri}S_{2sri} + h_{3gi}S_{3gi}}$$

### 7.3.3.2 Expression des flux convectifs hors de la cavité

On distingue le flux perdu par la surface vitrée  $3go$  et celui perdu par la surface opaque externe, appelée surface externe du réflecteur secondaire. Les pertes par convection s'expriment donc simplement :

$$\begin{cases} \Phi_{2sro}^{cv} &= h_{2sro}S_{2sro}(T_{2sro} - T_a) \\ \Phi_{3go}^{cv} &= h_{3go}S_{3go}(T_{3go} - T_a) \end{cases}$$

avec  $T_a$  la température ambiante de l'air environnant le récepteur.

## 7.4 Modèle des échanges radiatifs

### 7.4.1 Propriétés du système

#### 7.4.1.1 Séparation rayonnement solaire et infrarouge

Les propriétés optiques des matériaux utilisés dans le récepteur sont différentes dans la zone du spectre du rayonnement solaire et celle du rayonnement infrarouge. Le tube a un revêtement sélectif qui absorbe fortement le rayonnement solaire et émet peu dans l'infrarouge. La vitre est transparente au rayonnement solaire mais bloque l'infrarouge [15].

Nous pouvons attendre des températures de fonctionnement allant jusqu'à 800 K (de l'ordre de 530°C) pour le tube absorbeur. Au delà, il devient difficile d'obtenir des matériaux stables, avec une bonne durée de vie. L'émission du corps noir à 800 K se répartit à 95% sur la plage de longueur d'onde 2-20  $\mu m$ . Le rayonnement solaire, proche du corps noir à 5800 K, est principalement sur la plage 0,3-2  $\mu m$ , après son passage dans l'atmosphère (0,28-2,8  $\mu m$  hors atmosphère). Le matériau sélectif idéal, pour ces températures, devrait donc avoir une longueur d'onde de coupure égale à 2  $\mu m$ .

Dans la partie II sur la modélisation optique du concentrateur, nous avons déjà fait l'hypothèse de corps gris : les propriétés optiques des surfaces en jeu sont constantes, sur la plage de longueurs d'onde du rayonnement solaire. Nous avons ainsi calculé précisément le rayonnement solaire net absorbé. Ces puissances solaires calculées interviennent dans le modèle thermique comme des termes sources sur les éléments du récepteur : tube absorbeur, réflecteur secondaire et vitre.

Le rayonnement infrarouge émis par les surfaces du récepteur est considéré séparément du rayonnement solaire. Les échanges radiatifs infrarouges sont modélisés par la méthode des radiosités. Analysons les propriétés optiques des matériaux.

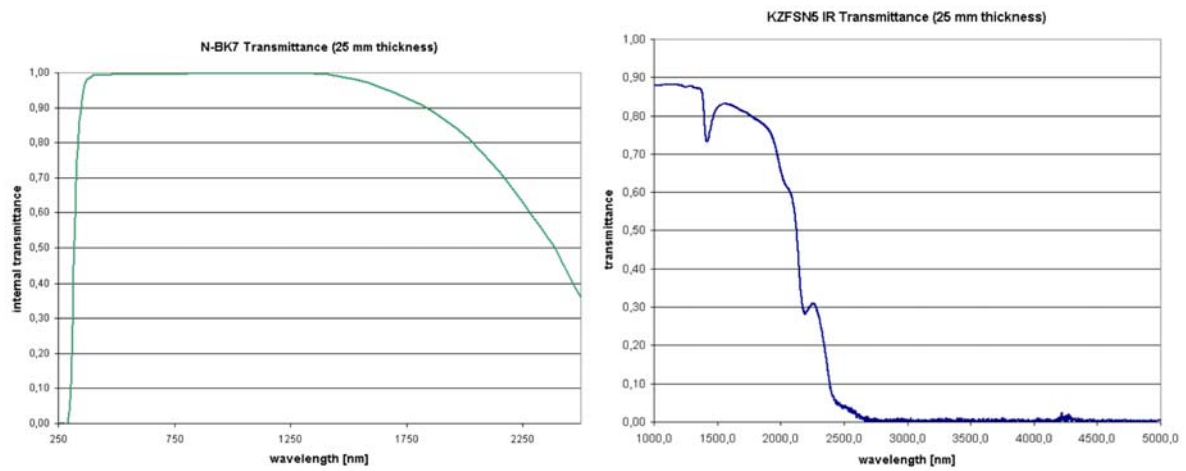
#### 7.4.1.2 Propriétés optiques des matériaux

**Propriétés du verre** Les propriétés optiques du verre peuvent varier significativement en fonction de sa composition, du traitement de surface... La figure 7.5 donne un exemple de transmittivité dans le domaine du rayonnement solaire et dans l'infrarouge. La transition est assez nette entre le domaine de très bonne transmission et le domaine d'opacité. Cependant, une part non négligeable du rayonnement du corps noir à 800 K est émise à des longueurs d'ondes inférieures à  $2,5\ \mu m$ . Nous considérons que le comportement du verre, dans l'infrarouge, se ramène à deux domaines spectraux. Sur chaque domaine, les propriétés optiques sont considérées constantes :

- *forte absorption dans l'infrarouge* : d'après le verre représenté sur la figure, la transmission est nulle pour les longueurs d'onde supérieures à  $2,5\ \mu m$ . Pour un vitrage classique, la longueur d'onde de coupure totale est à  $2,5\ \mu m$ . Un verre ordinaire est très absorbant à ces longueurs d'onde. La réflectivité est définie par les lois de Snell-Descartes, en fonction de l'angle d'incidence. Nous considérons une réflectivité moyenne de 5%. Certains verres sélectifs sont traités en surface pour réfléchir au lieu d'absorber dans l'infrarouge. La réflectivité spectrale ressemble alors à celle de la figure 7.6. Par défaut dans notre étude, nous considérons un verre non sélectif.
- *bonne transmission aux longueurs d'onde courtes* : nous nous intéressons à la bande spectrale 0- $2,5\ \mu m$ , qui représente 6,7% de l'émission du corps noir à 800 K. La transmittivité varie fortement dans ce domaine : de 95% à 35% et de 85% à 5% pour les verres représentés respectivement, à gauche et à droite de la figure 7.5. Alors que la transmittivité chute fortement avec la longueur d'onde, l'émission du corps noir évolue dans l'autre sens. La figure 7.7 illustre bien que les longueurs d'onde les plus émettrices sont les moins transmises. La part réellement transmise n'est que de 3,3% de l'émission totale à 800 K. Cela revient donc à un coefficient de transmission constant de 50% entre 0 et  $2,5\ \mu m$ . L'approximation reste bonne pour la gamme de température 600-1100K : la fraction transmise est ainsi évaluée à  $\pm 20\%$  près. Ce coefficient dépend du matériau choisi. Le but est de prendre en compte la perte radiative due à la transmission du court infrarouge. La réflectivité considérée est toujours de 5%. Le verre est donc gris et semi-transparent sur cette bande spectrale.

**Propriétés de l'absorbeur** Le revêtement absorbeur du tube est sélectif. Les surfaces sélectives sont développées pour une température donnée. Plus l'application est à température élevée, plus la longueur d'onde de coupure doit être courte et plus l'émissivité dans l'infrarouge doit être faible. La figure 7.8 montre la réflectivité spectrale d'un matériau sélectif : le chrome noir. On voit que le matériau est parfaitement absorbant dans la plage solaire. Il devient réfléchissant dans l'infrarouge, donc peu émissif. Pour une application à 800 K, on cherchera en général un matériau encore moins émissif, comme par exemple celui caractérisé sur la figure 7.9. Nous considérons une émissivité constante sur toute la plage de longueurs d'onde infrarouge.

Les tubes utilisés dans les centrales solaires cylindro-paraboliques sont pensés pour des températures allant jusqu'à 800 K. C'est le cas par exemple du tube Schott PTR70, qui fait figure de référence. Le diagramme 7.10 montre les résultats de mesures expérimentales réalisées par le NREL en 2009 [17]. On voit que l'émissivité moyenne équivalente est de l'ordre de 12% à 800 K. En fixant une valeur constante dans notre modèle, on surévalue les pertes radiatives pour les températures



*N-BK7 / KZFSN5IR Transmittance (25 mm thickness)* : Transmittivité du verre N-BK7 / KZFSN5IR (pour 25 mm d'épaisseur)

*internal transmittance* : transmittivité interne (hors pertes par réflexion sur les paroi d'entrée et de sortie du verre)

*transmittance* : transmittivité du verre

*wavelength* : longueur d'onde (nm)

FIGURE 7.5 – Exemple de transmittivité spectrale d'un verre ordinaire dans le domaine du rayonnement solaire (à gauche) et d'un autre verre dans le domaine de l'infrarouge (à droite). Source SCHOTT [14]

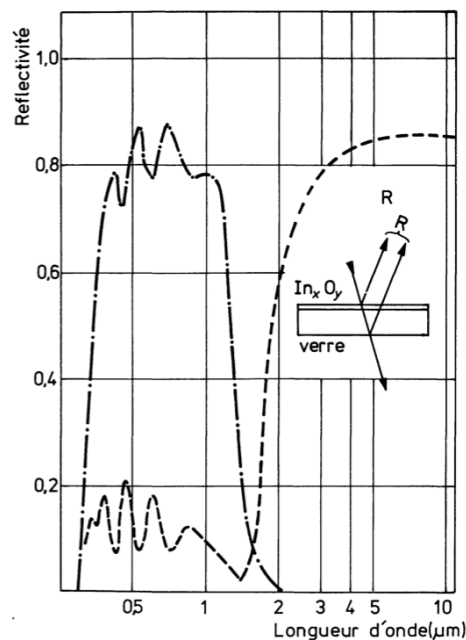


FIGURE 7.6 – Exemple de verre sélectif : très transparent pour le rayonnement solaire, très réfléchissant dans l'infrarouge [15]

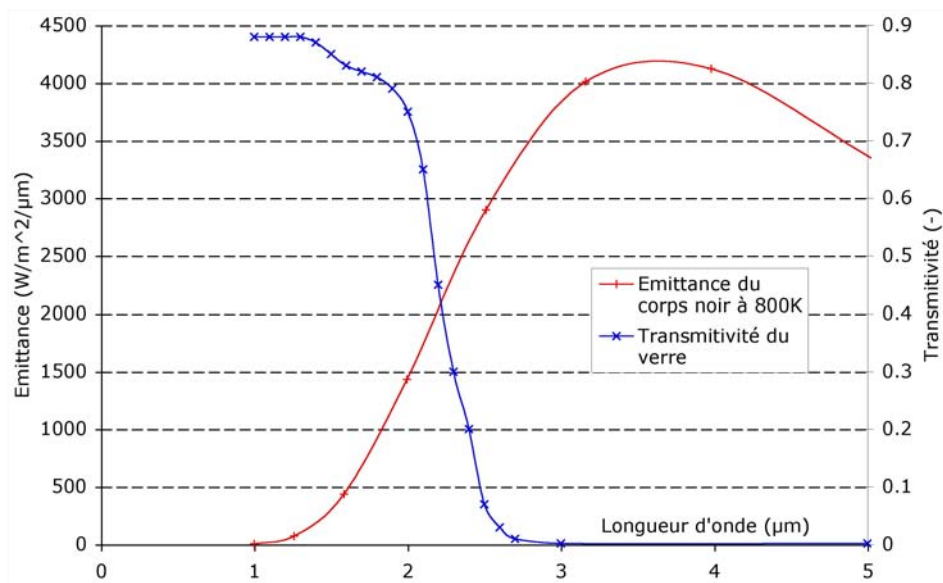


FIGURE 7.7 – Comparaison de la transmittivité du verre et de l'émission du corps noir à 800 K, en fonction de la longueur d'onde

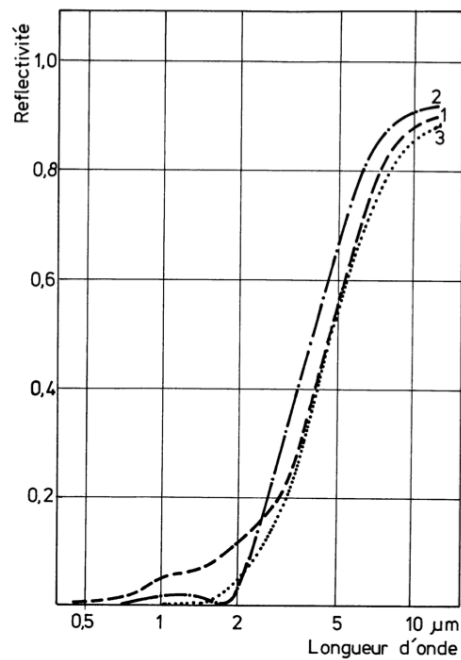
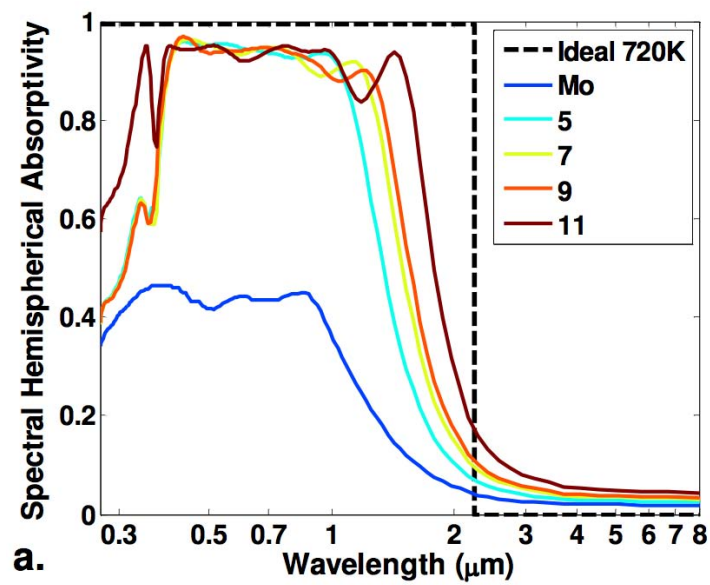


FIGURE 7.8 – Réflectivité d'échantillons de chrome noir, aux propriétés sélectives adaptées jusqu'à environ 500 K [15]



*Spectral Hemispherical Absorptivity* : Absorptivité Spectrale Hémisphérique

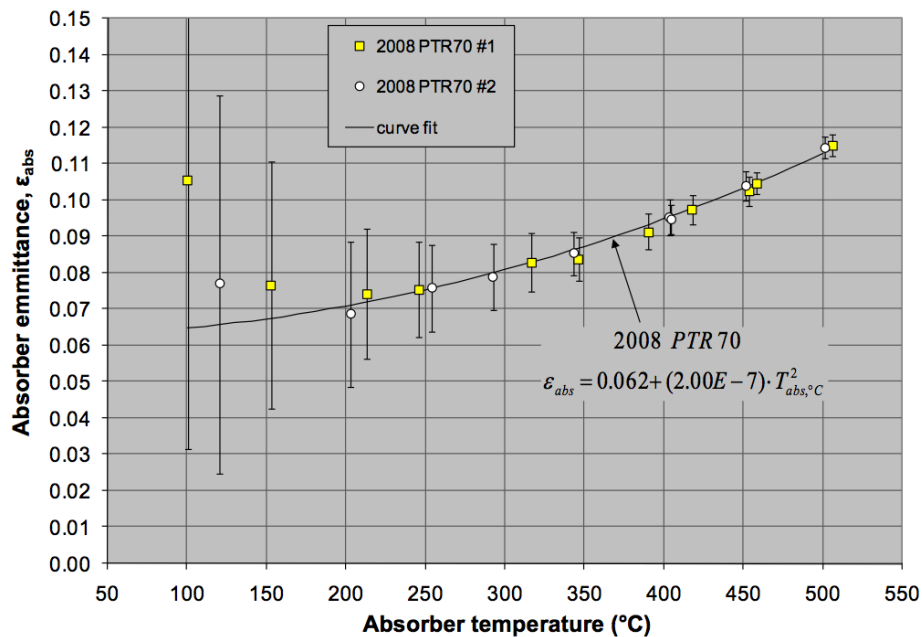
*Wavelength* : Longueur d'onde ( $\mu m$ )

*Ideal 720 K* : revêtements multi-couches par empilement aperiodique de metaux et dielectriques, optimisé pour 720 K (longueur d'onde de coupure 2,3  $\mu m$ )

*Mo* : revêtement composé de Molybdène

*5, 7, 9, 11* : revêtements multi-couches par empilement aperiodique de metaux et dielectriques (5, 7, 9 et 11 couches)

FIGURE 7.9 – Absorptivité de différents revêtements multi-couches (longueur d'onde de coupure 2,3  $\mu m$ ) [16]



Absorber emittance : émissivité de l'absorbeur,  $\epsilon_{abs}$   
 Absorber temperature : température de l'absorbeur (°C)  
 Curve fit : Lissage de la courbe

FIGURE 7.10 – Emissivité du revêtement absorbant du tube Schott PTR70, mesure expérimentale par NREL [17]

inférieures à 800 K. Si on parvient à monter au delà en température, il faudrait prendre une valeur d'émissivité plus élevée.

**Propriétés du réflecteur secondaire** Le réflecteur secondaire est souvent un film d'aluminium poli. Un revêtement peut être ajouté pour améliorer les propriétés optiques à haute température. Les propriétés optiques de l'aluminium sont presque constantes sur l'ensemble des longueurs d'ondes qui nous intéressent. La figure 7.11 montre que la réflectivité de l'aluminium est même supérieure dans l'infrarouge. On peut sans hésiter considérer une valeur unique pour le domaine infrarouge :  $\rho_{2sri} = 0,97$ . L'approximation de corps gris est très bonne.

**Propriétés des faces extérieures du récepteur** Du côté extérieur, la vitre a les mêmes propriétés qu'à l'intérieur.

En ce qui concerne le revêtement de surface extérieure du récepteur, on peut choisir un revêtement absorbant sélectif, peu émissif dans l'infrarouge. Pour limiter les coûts, on peut simplement choisir un revêtement gris, peu émissif, donc plutôt réfléchissant :  $\rho_{3sro} = 0,7$ .

#### 7.4.1.3 Modèle des propriétés radiatives dans l'infrarouge

**Modèle gris à deux bandes** L'absorbeur et le réflecteur secondaire sont donc considérés comme des corps gris. La vitre est modélisée par un comportement gris sur deux bandes spectrales.

Notre modèle des transferts radiatifs est donc un modèle gris à deux bandes, avec pour longueur d'onde de séparation  $\lambda_s = 2,5 \mu m$ . On note :

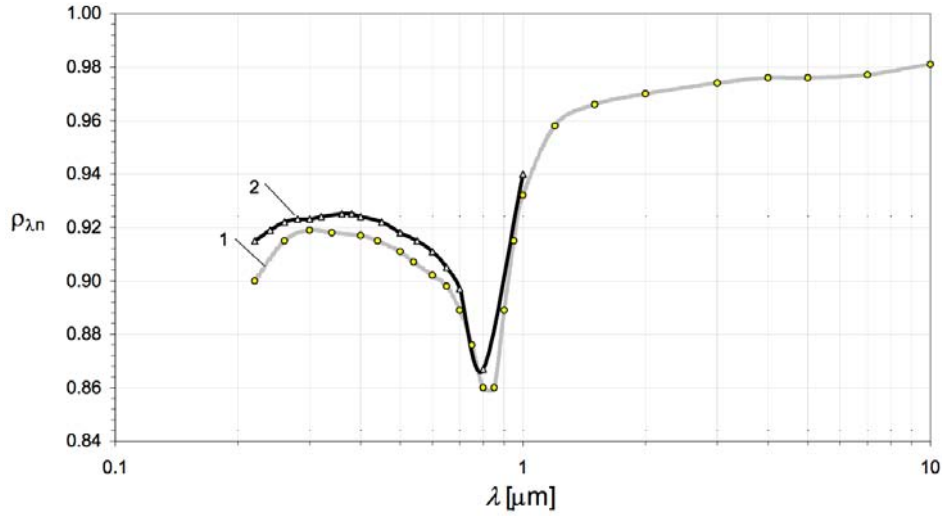


FIGURE 7.11 – Réflectivité de l'aluminium à 300 K : (1) valeurs de la littérature, (2) valeurs mesurées selon Bartl et Baranek [18]

- *ir1* la bande spectrale  $\lambda < \lambda_s = 2,5 \mu m$ ,
- *ir2* la bande spectrale  $\lambda > \lambda_s = 2,5 \mu m$ .

Les propriétés optiques des matériaux sont récapitulées dans le tableau 7.5.

**Fraction d'émittance du corps noir** Pour calculer à une température  $T$  donnée, la fraction d'émittance du corps noir émise sur une plage de longueur d'onde, on utilise la fonction  $F$ . Cette fonction  $F(\lambda \cdot T)$  définit la fraction du rayonnement émis à des longueurs d'ondes inférieures à  $\lambda$ , à une température donnée :

$$F(\lambda \cdot T) = \frac{\int_0^\lambda M_{\lambda'}^o d\lambda'}{\int_0^\infty M_{\lambda'}^o d\lambda'}$$

$M_{\lambda'}^o$  l'émittance spectrale du corps noir ( $W/m^2/\mu m$ ).

Nous définissons la fonction  $F^{ir1}(T)$  qui donne la fraction de l'émittance du corps noir émise dans la plage de longueur d'onde correspondant à la bande spectrale *ir1* :

$$F^{ir1}(T) = F(\lambda_s \cdot T) = F(2,5 \mu m \times T)$$

On peut approcher  $F^{ir1}$  convenablement avec un polynôme de second degré :

$$F^{ir1}(T) = \begin{cases} 0 & \text{si } T < 430 \text{ K} \\ 4,831 \cdot 10^{-7} \times (T - 430)^2 & \text{si } 430 \text{ K} \leq T < 1250 \text{ K} \end{cases} \quad (7.13)$$

qui donne des résultats à  $\pm 9\%$  près, pour toute température comprise entre 550 K et 1250 K. Aux températures inférieures à 550 K, la part radiative de cette bande est inférieure à 0,7%. Pour les températures inférieures à 430 K, on impose  $F^{ir1}(T) = 0$ .

Sur la bande *ir2*, on définit  $F^{ir2}(T)$  de manière similaire :

$$F^{ir2}(T) = 1 - F(\lambda_s \cdot T) = 1 - F^{ir1}(T)$$

Le tableau 7.6 donne les valeurs de la fonction  $F^{ir1}(T)$ , tracée sur la figure 7.12.

TABLE 7.5 – Propriétés radiatives par défaut du modèle gris à deux bandes pour la cavité du récepteur

Élément	Propriété radiative (-)	Notation	Rappel pour la bande rayonnement solaire	Bandes spectrales du modèle infrarouge	
				$\lambda < 2,5 \mu m$	$\lambda > 2,5 \mu m$
Tube absorbeur	Émissivité	$\epsilon_{1po}$	0,90	0,12	0,12
	Réfectivité	$\rho_{1po}$	0,10	0,88	0,88
Réflecteur secondaire face interne	Émissivité	$\epsilon_{2sri}$	0,10	0,03	0,03
	Réfectivité	$\rho_{2sri}$	0,90	0,97	0,97
Vitre face interne et externe	Émissivité	$\epsilon_{3gi} = \epsilon_{3go}$	0,05	0,45	0,95
	Réfectivité	$\rho_{3gi} = \rho_{3go}$	0,05	0,05	0,05
	Transmittivité	$\tau_{3gi} = \tau_{3go}$	0,90	0,50	0
Réflecteur secondaire face externe	Émissivité	$\epsilon_{2sro}$	0,30		0,30
	Réfectivité	$\rho_{2sro}$	0,70		0,70
Miroirs (rappel)	Emissivité	$\epsilon_m$	0,10		
	Réfectivité	$\rho_m$	0,90		

TABLE 7.6 – Fraction  $F^{ir1}$  de l'émittance du corps noir émise aux longueurs d'ondes inférieures à  $\lambda_s$ , en fonction de la température  $T$

T (K)	$F^{ir1}$ tabulé (%)	$F^{ir1}$ calculé par polynôme (%)	T (K)	$F^{ir1}$ tabulé (%)	$F^{ir1}$ calculé par polynôme (%)
300	0.00	0.82	800	6.68	6.61
350	0.01	0.31	850	8.74	8.52
400	0.03	0.04	900	11.04	10.67
450	0.12	0.02	950	13.52	13.06
500	0.31	0.24	1000	16.14	15.70
550	0.68	0.70	1050	18.87	18.57
600	1.29	1.40	1100	21.67	21.69
650	2.18	2.34	1150	24.50	25.04
700	3.37	3.52	1200	27.34	28.64
750	4.89	4.95	1250	30.15	32.48



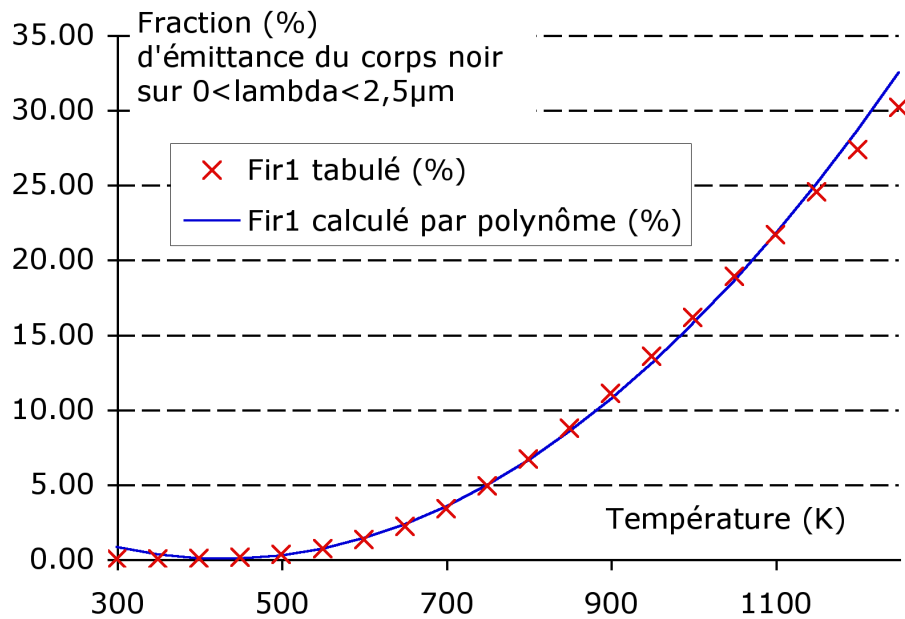


FIGURE 7.12 – Fraction  $F_{ir1}$  de l'émittance du corps noir émise aux longueurs d'ondes inférieures à  $\lambda_s = 2,5 \mu m$ , en fonction de la température  $T$  : comparaison des valeurs tabulées avec les valeurs calculées par notre polynôme

#### 7.4.1.4 Aspects géométriques : facteurs de forme dans la cavité

Les facteurs de forme dans la cavité sont calculés avec la méthode de Monte Carlo. La géométrie est déjà définie pour la simulation optique (partie II). Il suffit d'en extraire le récepteur. On calcule, par un algorithme de Monte Carlo simple, la proportion de rayons, lancés de manière homogène isotrope d'une surface  $i$ , qui atteignent une surface  $j$ . Cette proportion est le facteur de forme  $F_{ij}$  sous lequel la surface  $i$  voit la surface  $j$ . Dans la logique de la méthode de Monte Carlo, on calcule en fait la moyenne des poids  $w$  de chaque rayon parti de  $i$  :  $w = 1$  si le rayon arrive sur  $j$ ,  $w = 0$  sinon.

Pour la géométrie étudiée ici, les facteurs de forme sont :

- $F_{1p2sr} = 0.68$
- $F_{1p3g} = 0.32$
- $F_{3g2sr} = 0.74$

#### 7.4.2 Calcul des flux radiatifs

Les différentes contributions radiatives sont donc traitées de différentes manières :

- Les transferts radiatifs correspondant à un apport solaire sont calculés précisément dans la simulation optique, comme expliqué en partie II. Les puissances solaires nettes absorbées sur le tube, le réflecteur secondaire et la vitre sont ainsi connues. On évalue aussi (hors simulation optique) la puissance solaire nette absorbée sur la partie externe du récepteur.
- Le modèle thermique se concentre sur la prise en compte des transferts radiatifs infrarouges :
  - Le rayonnement infrarouge, émis par les surfaces internes des éléments de la cavité du récepteur, est évalué par la méthode des radiosités. Comme expliqué à la section 7.4.1.3, deux bandes spectrales sont considérées pour mieux prendre en compte les propriétés

optiques de la vitre.

- Le rayonnement infrarouge échangé avec l'environnement est également calculé.

#### 7.4.2.1 Flux radiatifs solaires absorbés

**Rayonnement solaire absorbé dans la cavité** L'outil de simulation optique donne les valeurs des puissances solaires apportées sur les différentes surfaces de la cavité : le tube, le réflecteur secondaire et la vitre ( $W/m^2$ ) :

$$\begin{cases} \Phi_{1po}^{sun} \\ \Phi_{2sri}^{sun} \\ \Phi_{3gi}^{sun} \end{cases}$$

L'absorption du rayonnement a lieu dans l'épaisseur de la vitre. Comme le bilan thermique sur la vitre considère sa surface interne  $gi$  et sa surface externe  $go$ , on répartit équitablement la puissance absorbée dans l'épaisseur du vitrage :

$$\Phi_{gi}^{sun} = \Phi_{go}^{sun} = \frac{1}{2} \cdot \Phi_g^{sun}$$

**Rayonnement solaire absorbé par la surface externe opaque du récepteur** Le rayonnement reçu par la paroi externe du récepteur (hors vitre) peut être évalué simplement : le récepteur est éclairé par le soleil (non concentré) et le ciel. Le rayonnement intercepté est l'ensoleillement solaire direct (DNI) multiplié par la surface projetée du récepteur :

$$\Phi_{sro}^{sun} = \alpha_{sro} \cdot DNI \cdot S_{sro}|_{\text{projetée selon la direction du soleil}}$$

avec  $\alpha_{sro}$  l'absorptivité du revêtement extérieur,

$DNI$  la puissance solaire normale directe incidente (Direct Normal Insolation),

$S_{sro}|_{\text{projetée selon la direction du soleil}} \approx D_r$  : en première approximation, la surface externe opaque (à l'arrière du réflecteur secondaire), projetée selon la direction du soleil, est environ égale au diamètre équivalent du récepteur, défini en section 7.3.2.1 : la puissance sera légèrement sous-évaluée à midi et un peu sur-évaluée en début et fin de journée.

#### 7.4.2.2 Expression des flux radiatifs infrarouges dans la cavité

Pour chaque bande spectrale  $ir1$  et  $ir2$  considérée, on a un jeu de flux radiatifs.

On définit ci-dessous le modèle pour la bande  $ir1$ . Les points à modifier pour la bande  $ir2$  sont indiqués.

Au sein de la cavité, trois surfaces entrent en jeu :

- la paroi externe du tube  $1po$
- la paroi interne du réflecteur secondaire  $2sri$
- et la paroi interne de la vitre  $3gi$ .

**Définition de la radiosité** La radiosité  $J_i^{ir1}$  est le flux partant de la surface  $i$ , dans la bande spectrale  $ir1$ .  $J_i^{ir1}$  est donc par définition la somme du flux émis par la surface, plus le flux incident réfléchi sur la surface :

$$J_i^{ir1} = \epsilon_i^{ir1} M_i^{ir1} + \rho_i^{ir1} E_i^{ir1} \quad (7.14)$$

avec :

$M_i^{ir1}$  l'émittance du corps noir à la température  $T_i$  dans la bande  $ir1$  :

$$M_i^{ir1} = F^{ir1}(T_i) \cdot \sigma T_i^4$$

$E_i^{ir1}$  l'éclairement incident sur la surface  $i$ .

**Radiosité dans le cas d'un matériau semi-transparent** Etendons la définition aux surfaces de matériau semi-transparent. Le flux "émis" par la surface comprend alors :

- le flux émis par le matériau :  $\epsilon_i^{ir1} M_i^{ir1}$
- le flux transmis dans le matériau, en provenance de l'autre face  $i'$  :  $\tau_i^{ir1} E_{i'}^{ir1}$

Dans notre cas, la surface interne de la vitre reçoit un rayonnement infrarouge  $\tau_{3go}^{ir1} E_{3go}^{ir1}$  transmis par la surface  $3go$ , provenant de l'environnement à  $T_{ar} \approx 300 K$ . La contribution de ce rayonnement est donc négligeable, car la vitre est bien opaque au rayonnement à basse température. Ainsi, nous avons la même définition de radiosité pour le flux partant de la vitre. Par rapport à l'application classique des radiosités, pour des surfaces opaques, la réflectivité ne peut pas s'écrire  $1 - \epsilon_{3gi}$ . Il faut simplement avoir en tête :  $\rho_{3gi} + \epsilon_{3gi} + \tau_{3gi} = 1$ .

**Flux radiatif net perdu par la surface** D'après l'équation 7.14, l'éclairement incident s'écrit en fonction de la radiosité :

$$E_i^{ir1} = \frac{1}{\rho_i^{ir1}} (J_i^{ir1} - \epsilon_i^{ir1} M_i^{ir1}) \quad (7.15)$$

Le flux radiatif net perdu par une surface est le flux émis par cette surface, moins le flux incident absorbé sur la surface :

$$\Phi_i^{ir1} = \epsilon_i^{ir1} S_i M_i^{ir1} - \alpha_i^{ir1} S_i E_i^{ir1} \quad (7.16)$$

rapellons que  $\epsilon_i^{ir1} = \alpha_i^{ir1}$ .

On peut alors exprimer les flux nets perdus par les surfaces, en fonction des émittances et des radiosités :

$$\begin{cases} \Phi_{1po}^{ir1} = \frac{\epsilon_{1po}^{ir1} S_{1po}}{\rho_{1po}^{ir1}} ((\rho_{1po}^{ir1} + \epsilon_{1po}^{ir1}) \cdot M_{1po}^{ir1} - J_{1po}^{ir1}) \\ \Phi_{2sri}^{ir1} = \frac{\epsilon_{2sri}^{ir1} S_{2sri}}{\rho_{2sri}^{ir1}} ((\rho_{2sri}^{ir1} + \epsilon_{2sri}^{ir1}) \cdot M_{2sri}^{ir1} - J_{2sri}^{ir1}) \\ \Phi_{3gi}^{ir1} = \frac{\epsilon_{3gi}^{ir1} S_{3gi}}{\rho_{3gi}^{ir1}} ((\rho_{3gi}^{ir1} + \epsilon_{3gi}^{ir1}) \cdot M_{3gi}^{ir1} - J_{3gi}^{ir1}) \end{cases} \quad (7.17)$$

avec :

- $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann
- $J$  les radiosités
- $F$  les fractions d'émittance du corps noir, voir section 7.4.1.3.

et les propriétés des surfaces :

- $T$  les températures ( $K$ ),
- $\epsilon$  les émissivités (-)
- $\rho$  les réflectivités (-)
- $S$  les aires ( $m^2$ ).

**Expression des radiosités en fonction des températures** L'éclairement incident sur une surface peut aussi s'écrire en fonction des flux partants des autres surfaces, pondérés par les facteurs de forme, soit :

$$E_i^{ir1} = \sum_j (F_{ij} \cdot J_j^{ir1})$$

avec  $F_{ij}$ , facteur de forme de la surface  $i$  à la surface  $j$ , définis .

L'équation 7.14, qui définit les radiosités, donne :

$$J_i^{ir1} - \rho_i^{ir1} \sum_j (F_{ij} \cdot J_j^{ir1}) = \epsilon_i^{ir1} M_i^{ir1}$$

Cela équivaut au système d'équations suivant :

$$\begin{cases} (1 - \rho_{1po}^{ir1} F_{1p1p}) \cdot J_{1po}^{ir1} - \rho_{1po}^{ir1} F_{1p2sr} \cdot J_{2sri}^{ir1} - \rho_{1po}^{ir1} F_{1p3g} \cdot J_{3gi}^{ir1} = \epsilon_{1po}^{ir1} \cdot M_{1po}^{ir1} \\ -\rho_{2sri}^{ir1} F_{2sr1p} \cdot J_{1po}^{ir1} (1 - \rho_{2sri}^{ir1} F_{2sr2sr}) \cdot J_{2sri}^{ir1} - \rho_{2sri}^{ir1} F_{2sr3g} \cdot J_{3gi}^{ir1} = \epsilon_{2sri}^{ir1} \cdot M_{2sri}^{ir1} \\ -\rho_{3gi}^{ir1} F_{3g1p} \cdot J_{1po}^{ir1} - \rho_{3gi}^{ir1} F_{3g2sr} \cdot J_{2sri}^{ir1} \left(1 - \rho_{3gi}^{ir1} F_{3g3g}\right) \cdot J_{3gi}^{ir1} = \epsilon_{3gi}^{ir1} \cdot M_{3gi}^{ir1} \end{cases} \quad (7.18)$$

On construit la matrice  $R^{ir1}$  avec les coefficients du système 7.18. La résolution de ce système mène à l'expression des radiosités en fonction des émittances, donc des températures des surfaces :

$$\begin{cases} J_{1po}^{ir1} = R_{11}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{1po}^{ir1} \cdot M_{1po}^{ir1} + R_{12}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{2sri}^{ir1} \cdot M_{2sri}^{ir1} + R_{13}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{3gi}^{ir1} \cdot M_{3gi}^{ir1} \\ J_{2sri}^{ir1} = R_{21}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{1po}^{ir1} \cdot M_{1po}^{ir1} + R_{22}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{2sri}^{ir1} \cdot M_{2sri}^{ir1} + R_{23}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{3gi}^{ir1} \cdot M_{3gi}^{ir1} \\ J_{3gi}^{ir1} = R_{31}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{1po}^{ir1} \cdot M_{1po}^{ir1} + R_{32}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{2sri}^{ir1} \cdot M_{2sri}^{ir1} + R_{33}^{ir1-1} \cdot \epsilon_{3gi}^{ir1} \cdot M_{3gi}^{ir1} \end{cases} \quad (7.19)$$

Il reste à remplacer les équations 7.19 dans les équations 7.17 des flux radiatifs nets. On a alors les flux radiatifs uniquement en fonction des températures et des propriétés optiques et géométriques du récepteur. On peut ensuite résoudre directement le bilan global.

#### 7.4.2.3 Expression des flux radiatifs infrarouges hors de la cavité

Le récepteur est une surface convexe, qui échange donc totalement avec l'environnement : le facteur de forme vaut  $F_{2sro,a} = F_{3go,a} = 1$ . L'environnement est considéré comme un corps noir ( $\epsilon_a = 1$ ) à la température équivalente de rayonnement  $T_{ar} \approx T_a = 300 \text{ K}$ . Le flux incident sur une surface  $i$  du récepteur, en provenance de l'environnement, est :

$$E_i = F_{i,a} \epsilon_a M_a = M_a$$

avec  $M_a = \sigma T_{ar}^4$  l'émittance de l'environnement.

Alors d'après sa définition (équation 7.16), le flux net perdu par une surface  $i$  vers l'environnement s'écrit :

$$\Phi_i = \epsilon_i S_i M_i - \alpha_i S_i M_a$$

Pour les températures proches de la température ambiante  $T_{ar}$ , l'émission des surfaces peut être négligée dans la bande spectrale court infrarouge  $ir1$  (1,3% à 600 K). C'est le cas pour toutes les surfaces à l'extérieur du récepteur, hormis la vitre. Les propriétés spectrales utiles sont donc celles de la bande  $ir2$ . Seule la vitre peut être à une température assez élevée. On détaille donc l'émission de la vitre sur les deux bandes spectrales.

La surface du récepteur est faible devant la surface de l'environnement. De plus l'environnement est considéré comme un corps noir.

Le flux perdu par le réflecteur secondaire  $\Phi_{2sro}^{ir}$  et par la surface extérieure de la vitre  $\Phi_{3go}^{ir}$ , sur tout l'infrarouge s'expriment alors :

$$\Phi_{2sro}^{ir} = \epsilon_{2sro}^{ir2} \cdot S_{2sro} \cdot (M_{2sro} - M_a)$$

$$\Phi_{3go}^{ir} = \epsilon_{3go}^{ir1} \cdot S_{3go} \cdot M_{3go}^{ir1} + \epsilon_{3go}^{ir2} \cdot S_{3go} \cdot M_{3go}^{ir2} - \epsilon_{3go}^{ir2} \cdot S_{3go} \cdot M_a$$

#### 7.4.2.4 Bilan des pertes radiatives du récepteur

Le flux radiatif total qui sort du récepteur comprend :

- les pertes par la surface externe, à l'arrière du réflecteur secondaire :  $\Phi_{2sro}^{ir}$
  - les pertes par la vitre qui ont deux composantes :
    - le flux perdu par la surface externe de la vitre :  $\Phi_{3go}^{ir}$
    - et le flux transmis de l'intérieur de la cavité :  $\Phi_{3gi,\tau}^{ir} = \tau_{3gi}^{ir1} \cdot E_{3gi}^{ir1} + \tau_{3gi}^{ir2} \cdot E_{3gi}^{ir2}$
- avec  $E_{3gi}^{ir1}$  et  $E_{3gi}^{ir2}$  l'éclairement de la face interne de la vitre, respectivement dans la bande  $ir1$  et  $ir2$ . On écrit  $E_{3gi}^{ir1}$  et  $E_{3gi}^{ir2}$  en fonction de la radiosité dans la cavité, comme l'explicite l'équation 7.15.

La partie des pertes transmise à travers la vitre n'intervient pas dans le bilan énergétique de la vitre proprement dite. En revanche, elle compte dans les pertes globales du récepteur.

On note alors  $\Phi^{ir}$  l'ensemble des pertes radiatives du récepteur :

$$\Phi^{ir} = \Phi_{2sro}^{ir} + \Phi_{3go}^{ir} + \Phi_{3gi,\tau}^{ir}$$

## 7.5 Modèle des échanges par conduction

### 7.5.1 Hypothèses

Les transferts thermiques par conduction au sein du récepteur, se font de l'intérieur de la cavité vers l'extérieur :

- à travers la paroi du tube, vers le fluide caloporteur ;
- à travers l'isolant, derrière le réflecteur secondaire, vers l'environnement
- et à travers la vitre, vers l'environnement.

La conduction dans les trois matériaux solides considérés permet de relier les températures des surfaces internes et externes des éléments.

La conduction est calculée pour une surface moyenne des matériaux entre intérieur et extérieur. Pour la vitre, cela ne pose pas de problème. L'approximation par rapport à la formule rigoureuse pour un cylindre est bonne : de l'ordre de 0,1% de différence. L'avantage est que le modèle peut servir pour d'autres formes de tube. L'approximation de la surface pour le réflecteur secondaire est également acceptable, étant donné le faible flux conductif qui parvient à traverser l'isolant.

**Note :** Les capacités calorifiques des différents éléments sont importantes dans la prise en compte des effets dynamiques du système (inertie). Pour un pré-dimensionnement statique ou quasi-statique, nous pouvons ne pas en tenir compte.

## 7.5.2 Expression des flux conductifs

Les flux conductifs dans les matériaux s'expriment donc simplement comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_{1p}^{cd} = \frac{1}{\frac{d_{1p}}{k_{1p}S_{1p}}} (T_{1po} - T_{1pi}) \\ \Phi_{2sr}^{cd} = \frac{1}{\frac{d_{2sr}}{k_{2sr}S_{2sr}}} (T_{2sri} - T_{2sro}) \\ \Phi_{3g}^{cd} = \frac{1}{\frac{d_{3g}}{k_{3g}S_{3g}}} (T_{3gi} - T_{3go}) \end{array} \right. \quad (7.20)$$

avec :

$d$	l'épaisseur des différents éléments ( $m$ )
$k$	la conductivité thermique des matériaux ( $W/m/K$ )
$S$	les surfaces ( $m^2$ )
$T$	les températures ( $K$ )

La température de paroi interne du tube  $T_{1pi}$  n'est pas connue directement. La section 7.6 calcule l'échange thermique entre le tube et le fluide. La première équation s'exprime finalement en fonction de la température du fluide.

## 7.6 Modélisation de l'échange thermique à l'intérieur du tube absorbant

### 7.6.1 Paramètres de ce modèle

L'échange thermique à l'intérieur du tube se fait essentiellement par convection forcée entre le fluide et la paroi. Nous sommes en présence d'un échangeur de chaleur. La température de la paroi varie faiblement dans le sens de la longueur. Elle dépend principalement de la puissance solaire collectée et de la température du fluide. Sur une tranche de longueur du récepteur, l'échangeur peut donc être considéré isotherme.

**Remarque :** on est en fait plutôt à flux constant. Mais l'approximation d'échangeur isotherme est correcte avec l'air, car la température de paroi varie peu.

Tout le raisonnement du modèle qui suit est sur une tranche de récepteur.

On utilise les notations suivantes :

$p$	indice relatif à la paroi du tube absorbant
$out$	sortie de l'échangeur thermique (la tranche)
$in$	entrée de l'échangeur thermique (la tranche)

#### 7.6.1.1 Géométrie

Les paramètres sont définis ci-dessous. Rappelons les grandeurs géométriques suivantes :

- diamètre externe du tuyau récepteur :  $D_{po}$
- épaisseur du tuyau récepteur :  $d_p$

- diamètre interne du tuyau récepteur :  $D_{pi} = D_{po} - 2 \cdot d_p$

En complément de la géométrie définie dans le modèle optique, nous définissons les variables suivantes :

- longueur d'une tranche d'échangeur considérée pour la résolution :  $L_u$
- surface externe de l'échangeur :  $S_{po} = \pi D_{po} L_u$
- surface interne de l'échangeur :  $S_{pi} = \pi \cdot D_{pi} \cdot L_u$
- périmètre intérieur du tuyau :  $p_{pi} = \frac{S_{pi}}{L_u}$
- section de passage du fluide :  $A_{pi} = \frac{1}{4} \cdot D_{pi} \cdot p_{pi} = \frac{1}{4} \pi D_{pi}^2$

### 7.6.1.2 Fluide

**Choix du fluide** Nous travaillons ici avec l'air comme fluide caloporteur.

Un autre fluide peut facilement être étudié dans le modèle. Il suffirait d'ajuster les propriétés des fluides. Avec l'eau en génération directe de vapeur, la difficulté est de déterminer le régime d'écoulement dans la zone diphasique de l'évaporation. Dans tous les cas, des coefficients d'échange différents mèneront à des performances différentes de l'échange thermique. Le dimensionnement du récepteur doit être optimisé spécifiquement en conséquence.

**Propriétés du fluide** On définit les propriétés du fluide sur chaque tranche d'échangeur.

L'air est considéré comme un gaz parfait, ce qui est valide dans le domaine de températures et pressions considéré.

Les propriétés du fluide sont évaluées à la température  $T_f = T_{f,in}$  et la pression  $p_f = p_{f,in}$ , à l'entrée de la tranche étudiée.  $T_{f,in}$  et  $p_{f,in}$  (en  $Pa$ ) sont connus par la résolution de la tranche précédente. On définit :

- masse volumique (en  $kg.m^{-3}$ ) :

$$\rho_f = \frac{p_f}{R_f \cdot T_f}$$

avec  $R_f = 287,05 J.kg^{-1}.K^{-1}$  la constante spécifique de l'air.

- capacité calorifique massique  $Cp_f$  (en  $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ), définie en fonction de la température  $T_f$  par un polynôme, valide de 275 à 1250 K à 0,05% près :

$$Cp_f(T_f) = 2,427 \cdot 10^{-10} \cdot T_f^4 - 9,714 \cdot 10^{-7} \cdot T_f^3 + 1,332 \cdot 10^{-3} \cdot T_f^2 - 5,299 \cdot 10^{-1} \cdot T_f + 1068$$

- rapport des capacités calorifiques massiques de l'air :  $\gamma_f = \frac{Cp_f}{Cv_f}$
- viscosité dynamique (en  $Pa.s$ ), calculée par la formule de Sutherland :

$$\mu_f(T_f) = \mu_R \left( \frac{T_f}{T_R} \right)^{3/2} \frac{(T_R + S_m)}{(T_f + S_m)}$$

avec :  $T_R = 300K$ ,  $\mu_R = 1.85 \times 10^{-5} Pa.s$ ,  $S_m = 110.4K$

- conductivité thermique (en  $W.m^{-1}.K^{-1}$ ), calculée par la formule de Sutherland :

$$\lambda_f(T_f) = \lambda_R \left( \frac{T_f}{T_R} \right)^{3/2} \frac{(T_R + S_l)}{(T_f + S_l)}$$

avec :  $T_R = 300K$ ,  $\lambda_R = 0.0262 W.m^{-1}.K^{-1}$ ,  $S_l = 194.4K$

- débit massique (en  $kg/s$ ) :  $\dot{m}_f$
- vitesse du fluide (en  $m/s$ ) :  $v_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot A_{pi}}$

### 7.6.1.3 Evaluation des pertes de charge

Le fluide caloporteur traverse l'échangeur et subit des pertes de charge. Il est important de les évaluer pour vérifier qu'elles restent acceptables.

Les pertes de charge (en Pa) s'écrivent :

$$\Delta p_f = 0,017 \cdot L_u \cdot \frac{1}{D_{1pi}} \cdot \rho_f \cdot \frac{1}{2} \cdot v_f^2$$

La pression  $p_{f,out}$  en sortie de la tranche est donc (en Pa) :

$$p_{f,out} = p_{f,in} - \Delta p_f$$

## 7.6.2 Modèle de l'échange convectif entre le fluide caloporteur et la paroi du tube

Les caractéristiques de l'échange entre le fluide caloporteur et la paroi du tube sont évaluées par un calcul d'échangeur isotherme.

### 7.6.2.1 Résolution de l'échangeur

Nous caractérisons tout d'abord l'écoulement du fluide :

- Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_f \cdot D_{1pi} \cdot v_f}{\mu_f}$$

- Nombre de Prandtl :

$$Pr = Cp_f \cdot \mu_f \cdot \lambda_f$$

- Nombre de Nusselt, avec la corrélation de Mc Adams :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

valide pour  $10^4 < Re < 12 \cdot 10^4$  et  $0.6 < Pr < 120$

Nous en déduisons le coefficient global d'échange  $h_{1pi}$  de la portion d'échangeur isotherme :

$$h_{1pi} = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_{1pi}}$$

Les caractéristiques de l'échangeur thermique sont alors :

- nombre d'unités de transfert  $NUT$  :

$$NUT = \frac{h_{1pi} \cdot S_{1pi}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f}$$

- et efficacité  $e_{iso}$  de l'échangeur :

$$e_{iso} = 1 - e^{-NUT}$$

Le calcul de la température du fluide  $T_{f,out}$  en sortie de la tranche s'écrit :

$$T_{f,out} = (1 - e_{iso}) \cdot T_{f,in} + e_{iso} \cdot T_{1pi} \quad (7.21)$$



### 7.6.2.2 Calcul du flux thermique transféré au fluide caloporteur

Le flux thermique  $\Phi_{1pi}^{cv}$  transféré au fluide est :

$$\Phi_{1pi}^{cv} = \dot{m}_f \cdot (h_{f,out} - h_{f,in}) = \dot{m}_f \cdot (Cp_{f,out} \cdot T_{f,out} - Cp_{f,in} \cdot T_{f,in}) \quad (7.22)$$

En remplaçant l'équation 7.21 dans l'équation 7.22, on obtient l'expression de  $\Phi_{1pi}^{cv}$ , uniquement en fonction de l'inconnue  $T_{1pi}$  et de la température du fluide entrant  $T_{f,in}$  (connue) :

$$\Phi_{1pi}^{cv} = \dot{m}_f \cdot (Cp_{f,out} \cdot ((1 - e_{iso}) \cdot T_{f,in} + e_{iso} \cdot T_{1pi}) - Cp_{f,in} \cdot T_{f,in}) \quad (7.23)$$

Le système d'équations global 7.1 peut alors être résolu.

## 7.7 Bilan de l'échange

### 7.7.1 Echange global

Sur l'ensemble de l'échangeur, les propriétés intéressantes sont :

- Température :
  - à l'entrée de l'échangeur  $T_{f,inlet}$ , donnée par la résolution du cycle thermodynamique
  - à la sortie de l'échangeur  $T_{f,outlet}$ , calculée par la résolution du présent modèle thermique
- Pression (en bar)
  - à l'entrée de l'échangeur  $p_{f,inlet}$ , imposée par le compresseur pour le premier élément
  - à la sortie de l'échangeur  $p_{f,outlet}$ , pression réduite par les pertes de charge

Le comportement thermique d'une tranche de récepteur peut être récapitulé sur un schéma, qui donne :

- les températures,
- les flux thermiques,
- les coefficients d'échange.

### 7.7.2 Rendements du système

Le rendement optique local est calculé à partir des résultats des simulations avec EDStar :

$$\eta_{optique,u} = \frac{\Phi_{1po}^{sun}}{\Phi^{solar}}$$

avec  $\Phi^{solar} = DNI \cdot S_{m,u}$  la puissance solaire disponible sur le champ de miroirs, en considérant la surface  $S_{m,u}$  des miroirs primaires sur la tranche.

Le rendement thermique local du système :

$$\eta_{thermique,u} = \frac{\Phi_{1pi}^{cv}}{\Phi_{1po}^{sun}}$$

Sur l'ensemble de l'échangeur solaire, on définit les rendements :

$$\eta_{optique} = \frac{\sum_u \Phi_{1po}^{sun}}{\Phi^{solar}}$$

$$\eta_{thermique} = \frac{\sum_u \Phi_{1p}^{cd}}{\sum_u \Phi_{1po}^{sun}}$$

Le rendement  $\eta_{sun \rightarrow thermique}$  du concentrateur LFR, dans sa conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, est donc :

$$\eta_{sun \rightarrow thermique} = \eta_{optique} \cdot \eta_{thermique}$$

## Chapitre 8

# Application du modèle

### 8.1 Paramètres du modèle thermique

#### 8.1.1 Résultats de la simulation optique

Nous étudions ici les performances du concentrateur basé sur la géométrie décrite en section 6.5 de la partie sur la modélisation optique. Dans cette première partie, nous nous plaçons le 21 Mars à 10h. Les résultats de la simulation optique pour une longueur de récepteur  $L_r = 10\text{ m}$  donnent les puissances indiquées dans le tableau 8.1. La puissance absorbée sur la vitre représente 3% de celle absorbée sur le tube. La puissance absorbée sur le réflecteur secondaire correspond à 2%. On fixe l'émissivité du tube à  $\epsilon_{1po} = 0,15$ , qui est un peu moins optimiste que la valeur par défaut (0,12). Les autres valeurs sont celles définies à la section 7.4 (tableau 7.5).

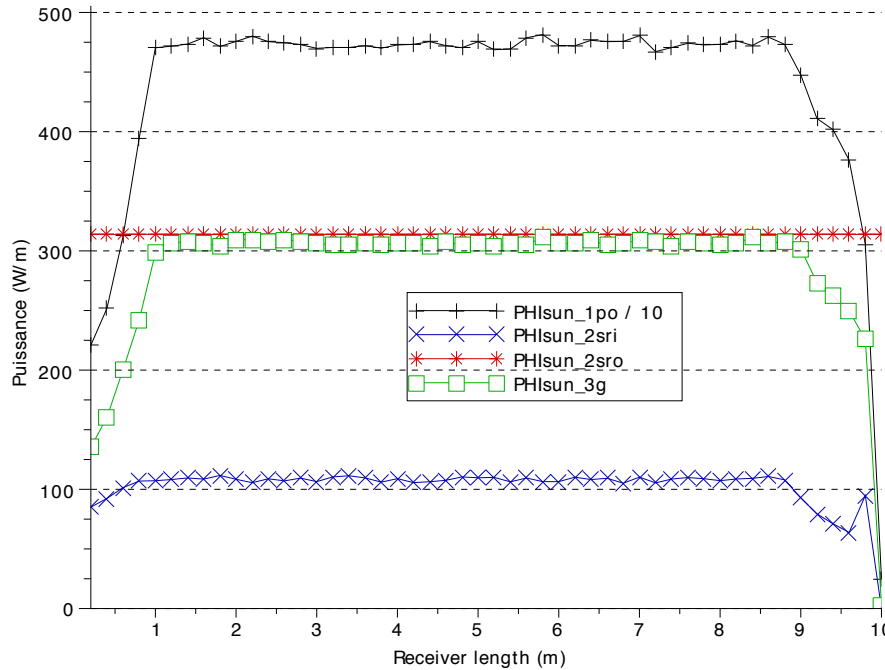
La distribution de puissance le long du récepteur est représentée sur la figure 8.1, avec une résolution de 50 tranches. Chaque tranche a donc une longueur  $L_u = 0,2\text{ m}$ . On observe une chute de la puissance collectée aux extrémités du récepteur, qui coïncide avec les extrémités du champ solaire. Les miroirs mesurent 10 m de longueur, mais il y a un étalement de la tache solaire le long de l'axe des miroirs. Cela explique les pertes aux extrémités.

#### 8.1.2 Conditions d'entrée du fluide caloporteur

Le fluide caloporteur est de l'air sec, à 3 bar, avec un débit de  $0,1\text{ kg/s}$ . Sa température d'entrée est fixée à 450 K.

TABLE 8.1 – Flux solaire collecté le 21/03 à 10h sur un récepteur de longueur  $L_r = 10\text{ m}$

Surface	Puissance solaire absorbée sur 10 m	Fraction relative au flux absorbé sur le tube (%)
tube absorbeur	$\Phi_{1po}^{sun} = 44190\text{ W}$	100
réflecteur secondaire	$\Phi_{2sri}^{sun} = 1025\text{ W}$	2,3
vitre (les deux côtés)	$\Phi_{3g}^{sun} = \Phi_{3gi}^{sun} + \Phi_{3go}^{sun} = 2863\text{ W}$	6,5
paroi opaque externe	$\Phi_{2sro}^{sun} = 628\text{ W}$	1,4



Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.1 – Distribution de la puissance solaire absorbée le long du récepteur (échelle 1/10 pour  $\Phi_{1po}^{sun}$ )

## 8.2 Comportement général du modèle thermique

### 8.2.1 Vérifications

#### 8.2.1.1 Influence du nombre de tranches dans la résolution

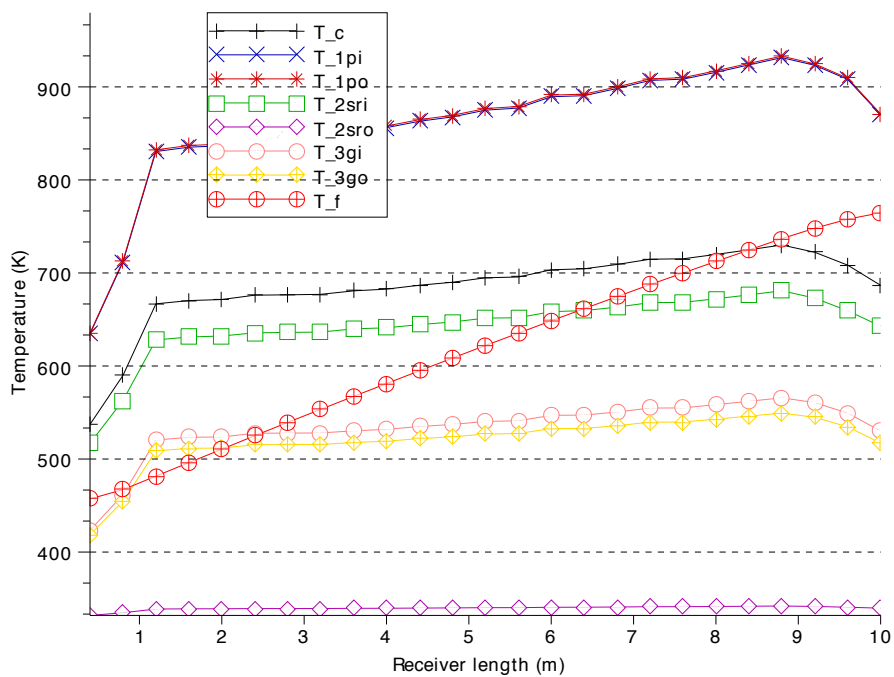
Nous vérifions que le nombre de tranches utilisées dans la résolution n'a pas d'influence sur les résultats. On peut comparer les profils de températures simulés avec 25 et 100 tranches sur la figure 8.2. La température en sortie est  $T_f = 761,7 K$  avec 100 tranches,  $T_f = 761,2 K$  avec 50 tranches et  $T_f = 764,7 K$  avec 25. La résolution avec 25 tranches surestime un peu la température, par rapport aux résolutions plus fines. Cependant l'influence du nombre de tranches est de moins de 0,1% entre 50 et 100 tranches. La validité de l'hypothèse 2D est donc vérifiée.

#### 8.2.1.2 Influence des coefficients de convection

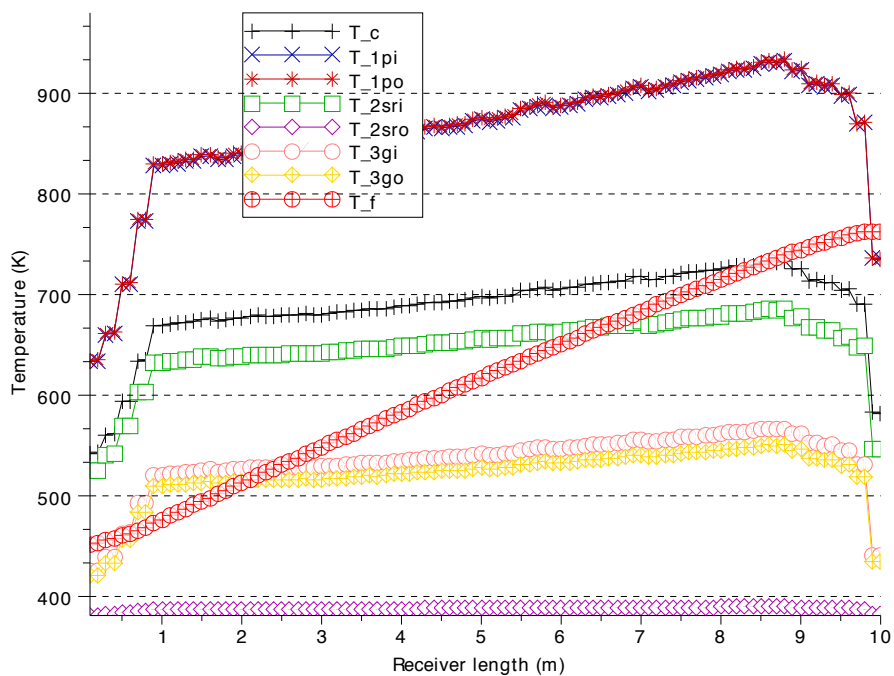
En augmentant de 50% les coefficients de convection dans la cavité, on observe une augmentation des flux de convection comme le montre la figure 8.3. Mais la température du fluide obtenue en sortie de l'échangeur ne perd que 6 K, en passant de  $T_f = 761,2 K$  à  $T_f = 755,3 K$ .

### 8.2.2 Analyse des échanges dans une section de récepteur

Nous nous plaçons au milieu du récepteur, soit à 5 m de l'entrée du fluide. La température du fluide est alors de 610 K. La figure 8.4 montre les valeurs des températures (K) et des flux



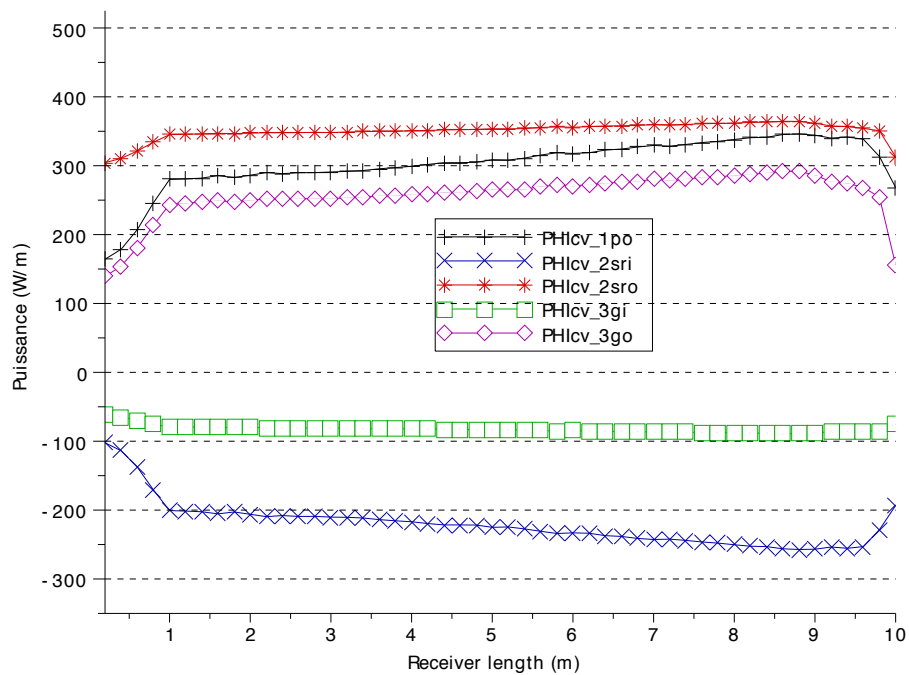
(a) avec 25 tranches



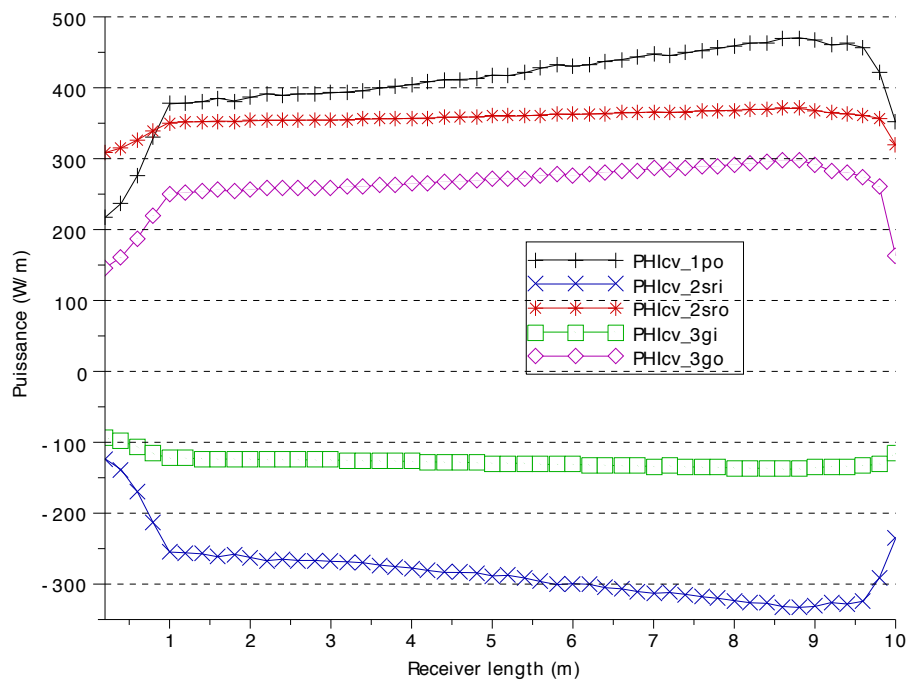
(b) avec 100 tranches

Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.2 – Profils de températures le long du récepteur



(a) coefficients de convection par défaut dans la cavité



(b) coefficients de convection augmentés de 50% dans la cavité

Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.3 – Profil des flux convectifs dans la cavité et à l'extérieur du récepteur

thermiques linéiques ( $W/m$ ) dans le récepteur.

**Températures** Les niveaux de température observés sont cohérents avec les ordres de grandeur attendus. De plus, les résultats sont proches des températures obtenues par des tests réalisés au Fraunhofer ISE (Institut für Solar Energiesysteme). Ces tests ont été menés avec un récepteur similaire (tube surmonté d'un CPC et vitre en dessous). Les dimensions sont cependant différentes (tubes plus gros, autre forme de CPC). Pour une même température de tube absorbeur, les quelques valeurs mesurées indiquent un écart de moins de  $20^{\circ}\text{C}$  sur les températures calculées du CPC et de la vitre. Cette confrontation à de premiers résultats expérimentaux est donc très encourageante [51].

On vérifie bien que l'écart de température entre la paroi interne et externe du tube est négligeable :  $2\text{ K}$ . De même l'écart de température dans la paroi de la vitre est faible :  $539 - 526 = 13\text{ K}$ . L'isolant joue bien son rôle : la température de surface extérieure n'est qu'à  $330\text{ K}$ , alors que la surface du réflecteur secondaire est à  $649\text{ K}$ .

La température de paroi du tube est assez élevée : à  $875\text{ K}$  ( $600^{\circ}\text{C}$ ), on atteint les limites de tenue des matériaux en température. Du fait du faible échange avec le fluide caloporteur, le gradient de température avec le fluide dépasse  $250\text{ K}$ . La conception du récepteur devrait être revue pour améliorer l'échange et diminuer cet écart.

On vérifie également que le réflecteur secondaire est plus chaud que la vitre. La différence de température s'élève à  $110\text{ K}$ . Mais le réflecteur secondaire est nettement plus froid que le tube absorbeur, avec une différence de  $226\text{ K}$ , ce qui est rassurant.

La température de la vitre reste raisonnable à  $530\text{ K}$ .

La température moyenne du coeur de la cavité est calculée à  $693\text{ K}$ , plus proche des températures des parois "froides" que de celle du tube.

Le fluide gagne  $17\text{ K}$  sur cette tranche de longueur  $L_u = 0,2\text{ m}$ . La puissance transférée au fluide est donc  $\Phi_{1pi}^{cv} \cdot L_u = 3573 \times 0,2 = 745\text{ W}$  sur cette tranche.

**Bilan dans la cavité** Le tube perd  $870\text{ W/m}$  par rayonnement infrarouge et  $312\text{ W/m}$  par convection. L'échange est donc radiatif à  $74\%$ . Avec  $26\%$  du total, il est néanmoins important de prendre en compte avec précision les pertes par convection. Les pertes radiatives du tube sont réparties à  $11\%$  dans la bande court infrarouge  $ir1$  et  $89\%$  dans la bande  $ir2$ .

**Pertes vers l'extérieur** La vitre représente  $87\%$  des pertes thermiques nettes du récepteur ; le réflecteur secondaire  $13\%$ .

Les flux perdus par les surfaces extérieures se répartissent à  $27\%$  en convection et  $73\%$  en rayonnement infrarouge.

Les pertes par convection au niveau de la vitre sont limitées à  $264\text{ W/m}$ , alors que les pertes infrarouges s'élèvent à  $1101\text{ W/m}$ , soit  $80\%$  des pertes de la vitre. Les pertes infrarouges par transmission à travers la vitre restent faibles à  $5\%$  des pertes infrarouges totales avec  $51\text{ W/m}$ . Bien que faible, cette proportion a son effet, notamment sur la température de la vitre. Le flux solaire absorbé par la vitre représente  $10\%$  des flux perdus par la vitre.

Les pertes nettes de la paroi externe opaque ( $182\text{ W/m}$ ) sont pour  $1/4$  radiatives et  $3/4$  convectives. Elles sont en partie compensées par le rayonnement solaire (non concentré) absorbé sur cette surface ( $63\text{ W/m}$ ), qui représente  $1/4$  du flux total perdu par la surface.

Les pertes sont donc majoritairement radiatives et sur la vitre : le flux infrarouge total perdu par la vitre représente  $83\%$  des pertes totales.

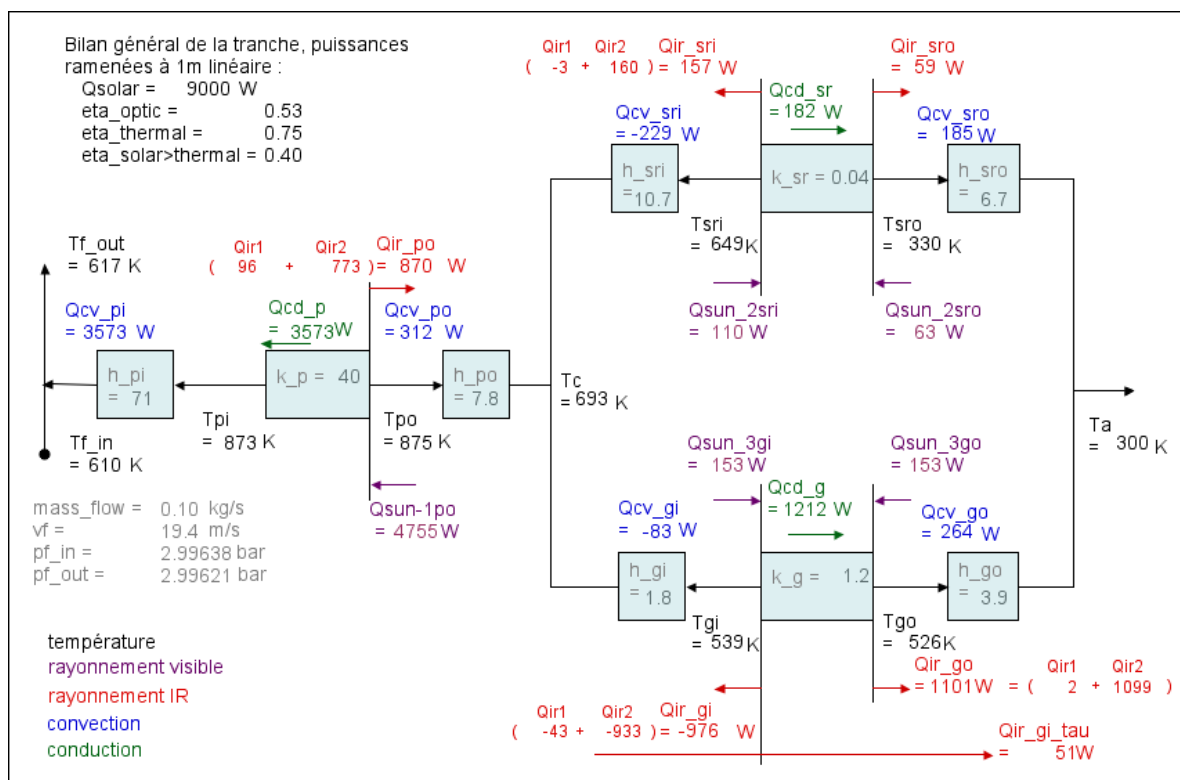


FIGURE 8.4 – Schéma bilan des échanges thermiques du récepteur, pour la section à 5 m (fluide à  $T_{f,in} = 610 \text{ K}$ )



### 8.2.3 Evolution le long de l'échangeur

**Températures** Les températures augmentent tout au long de l'échangeur, au fur et à mesure que la température du fluide s'élève. La figure 8.5 montre les profils obtenus dans notre cas. La section précédente s'intéressait à la section à 5 m. On voit bien que la température augmente encore davantage vers la sortie du récepteur. La température du fluide en sortie atteint ainsi 761 K. Le tube monte jusqu'à 932 K, ce qui est d'autant plus limite du point de vue du matériau. L'écart de température entre le fluide et le tube s'élève à 350 K lorsqu'on est proche de l'entrée de l'échangeur.

On remarque que les températures dans la cavité évoluent fortement en fonction de la puissance solaire incidente. En effet, les températures chutent aux extrémités, de la même manière que le flux solaire (figure 8.1). Malgré cette variation du flux solaire, la température du fluide augmente quasiment linéairement tout au long de l'échangeur. Les autres températures augmentent également linéairement, mais avec un gradient moins fort. La température de la vitre passe de 510 à 550 K environ. Le réflecteur secondaire chauffe de 625 à 680 K. La température moyenne du coeur s'élève de 665 à 730 K. La différence entre l'entrée et la sortie est donc de l'ordre de 50 K, alors qu'elle est plus proche de 100 K pour le tube. Le fluide lui, gagne plus de 300 K sur 10 m, soit  $30\text{ K/m}$ . On valide ici l'hypothèse de modélisation en 2 dimensions : les écarts de température longitudinaux sont négligeables dans la cavité, par rapport aux écarts d'un élément à l'autre dans une section du récepteur (section 7.2.3.1 page 114).

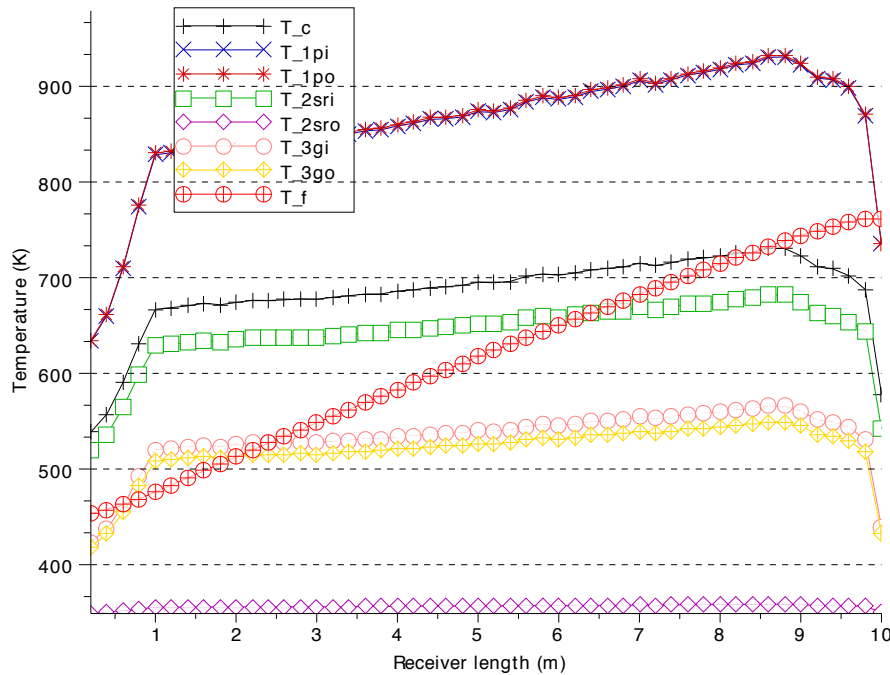
On note également que les écarts de températures varient peu. En effet, le plus grand écart est celui de la température du tube à la température moyenne de coeur dans la cavité : il passe de 100 K à l'entrée à 200 K au point culminant des températures, soit un rapport 2. L'erreur sur le flux convectif est donc de l'ordre de 20% à l'entrée, par rapport à la sortie. Même si des progrès peuvent être réalisés sur cet aspect, il reste ici acceptable de négliger les variations des écarts de températures (section 7.3.1.4 page 126).

**Flux convectifs** Les pertes par convection (figure 8.7) évoluent peu le long de l'échangeur, avec un ordre de grandeur de 300 W. La variation des échanges est de l'ordre de 50 W : dans le sens d'une augmentation sur le tube et l'extérieur de la vitre, d'une diminution sur le réflecteur secondaire. Le flux change peu sur la face interne de la vitre et sur l'extérieur opaque du récepteur. Cela traduit bien les coefficients d'échange convectifs supérieurs sur le tube et le réflecteur secondaire, par rapport à celui sur la vitre. L'échange sur la face opaque extérieure change peu car la température est peu modifiée.

**Flux infrarouges** On retrouve ici que les flux infrarouges (figure 8.8) sont nettement supérieurs aux flux convectifs : l'ordre de grandeur est de 1000 W. Leur augmentation est significative le long de l'échangeur. Alors que le tube ne perd que 700 W à l'entrée de l'échangeur, ses pertes s'élèvent à 1140 W vers la sortie. De même, la vitre voit ses pertes infrarouges totales augmenter de 970 W à 1420 W. On voit aussi l'évolution du flux transmis à travers la vitre : qui gagne 150%, alors que l'autre partie du flux augmente de 50%. Néanmoins, même en sortie du récepteur, le flux transmis ne représente que 6% du flux total perdu par la vitre.

Le flux infrarouge perdu par le réflecteur secondaire est plus faible ( $\sim 150\text{ W}$ ) et varie moins. La situation de la face externe opaque du récepteur est peut modifiée.

**Flux conductifs** Les flux conductifs (figure 8.9) synthétisent bien les échanges dans le récepteur : le flux qui traverse le tube est transmis au fluide, les deux autres représentent les pertes nettes du récepteur. Pour avoir les pertes totales, il faut néanmoins ajouter le flux infrarouge transmis à



Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.5 – Profils des températures le long de l'échangeur

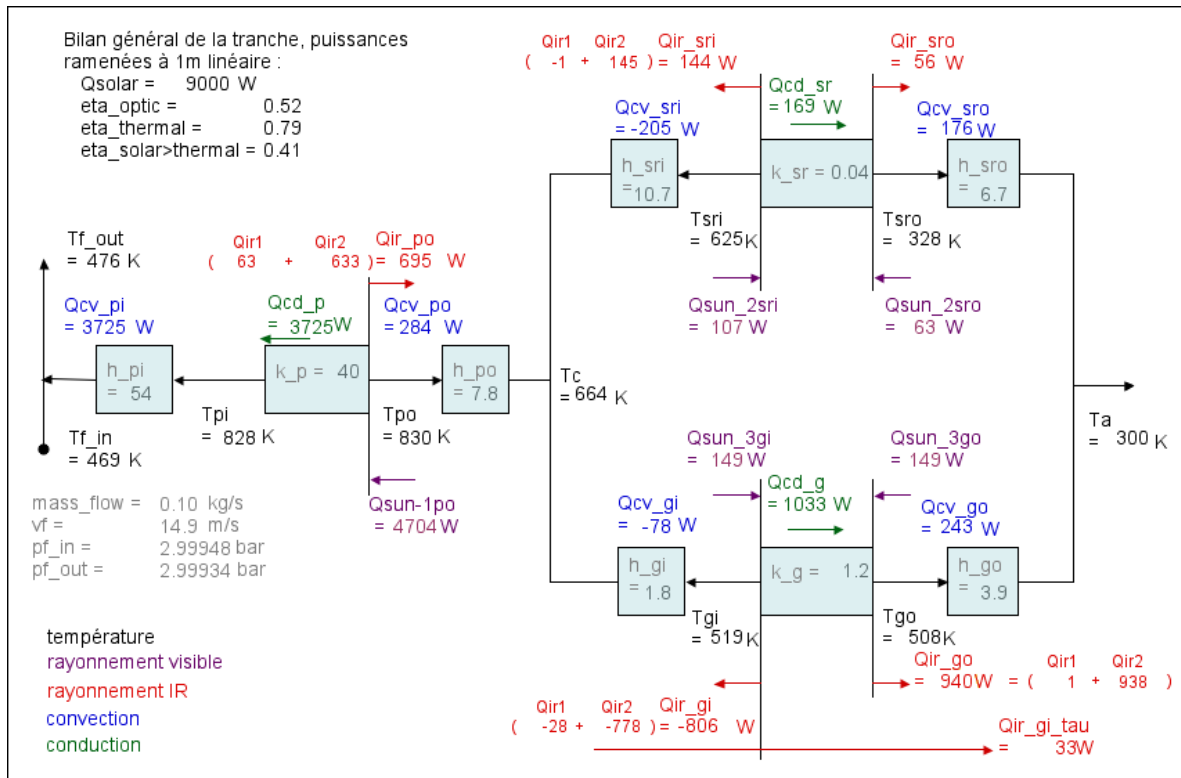
travers la vitre. On voit à nouveau que les pertes augmentent le long de l'échangeur et qu'elles sont surtout dues à la vitre. Le flux transféré au fluide diminue de la même quantité. Cela est cohérent avec la puissance solaire incidente constante, mises à part les extrémités.

**Rendements locaux** Cela conduit au calcul de rendements locaux, donnés sur les schémas récapitulatifs (figure 8.6). Le rendement optique local est à peu près constant à 52% : la puissance solaire collectée sur le tube est bien constante. En revanche, le rendement thermique perd 10 points sur la longueur en chutant de 79% à 69%. Plus la température est élevée, plus le cycle thermodynamique a potentiellement un bon rendement, mais on voit ici que le rendement thermique du collecteur est affecté : on voit déjà un optimum se dessiner.

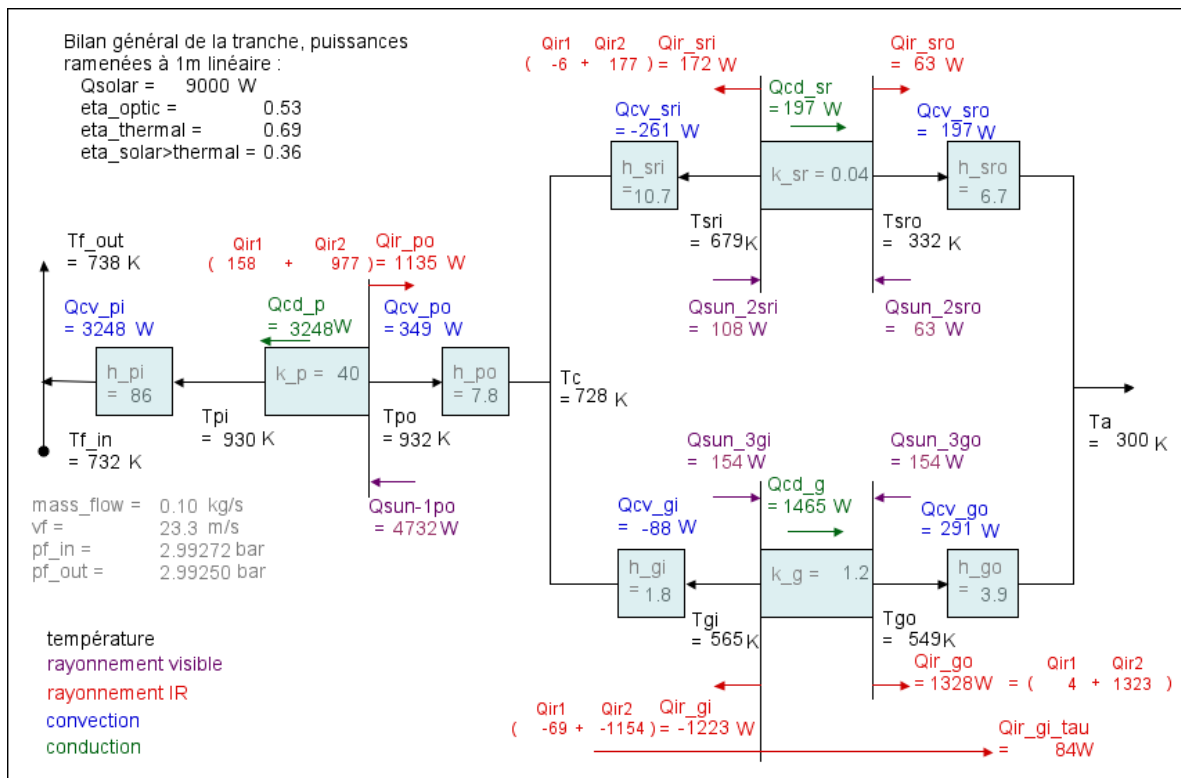
## 8.2.4 Etude de paramètres spécifiques

### 8.2.4.1 Influence de la transmittivité du verre dans le court infrarouge

Si on néglige la transmission du verre dans le court infrarouge, le verre est alors parfaitement opaque dans l'infrarouge. Les résultats obtenus (figure 8.10) montrent que la température du verre est alors légèrement surévaluée vers la sortie de l'échangeur : 554 K, au lieu de 549 K avec le modèle à deux bandes. Les pertes de la vitre sont un peu sous-estimées si on néglige la transmittivité :  $\Phi_g^{cd}(cas \tau = 0) = 1539 W$  au lieu de  $\Phi_{gi,\tau}^{ir} + \Phi_g^{cd} = 1465 + 84 = 1549 W$ . L'erreur commise en négligeant la transmittivité de la vitre ne dépasse pas 1%. Bien que le flux infrarouge transmis soit de 6%, du total, l'élévation (faible) de la température de la vitre compense en bonne partie l'erreur faite. Le modèle à deux bandes n'est en fait pas indispensable à ces températures. Mais il peut

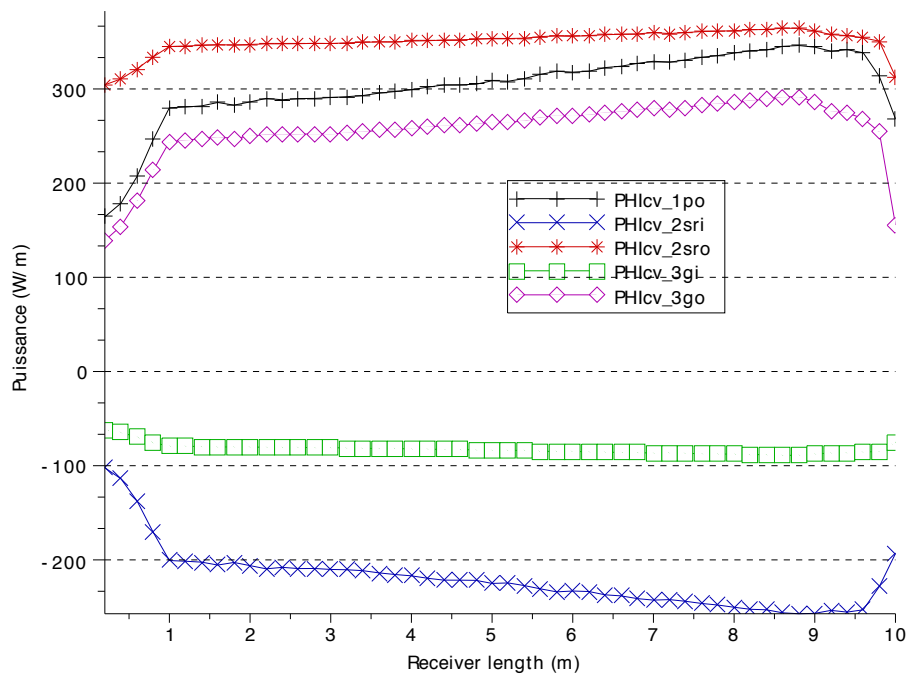


(a) Section du récepteur proche de l'entrée (0,5 m) ~ températures minimales du récepteur



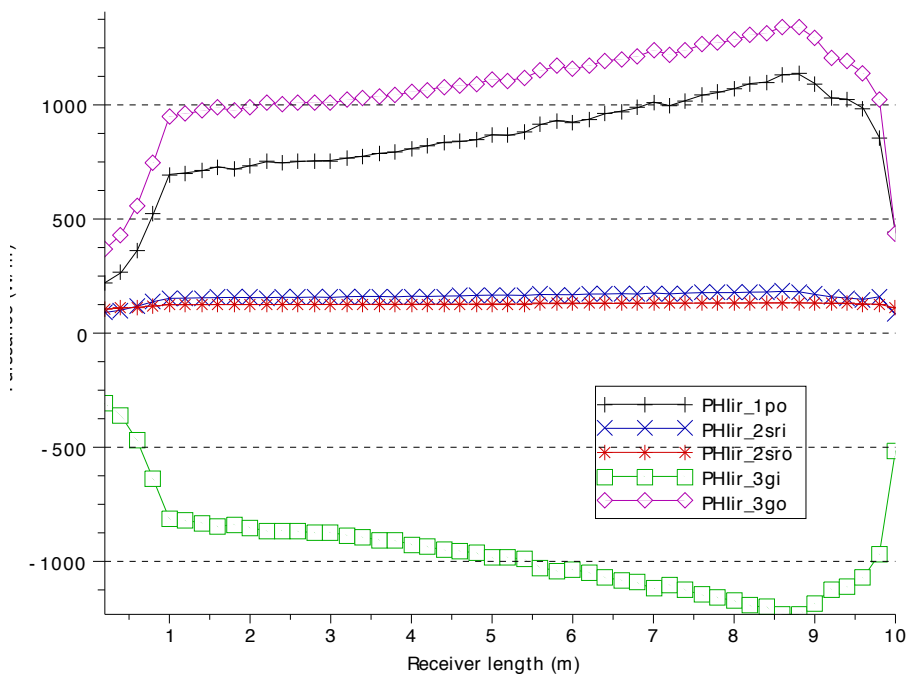
(b) Section du récepteur proche de la sortie (8,8 m) ~ températures maximales du récepteur

FIGURE 8.6 – Section du récepteur proche de l'entrée et de la sortie de l'échangeur



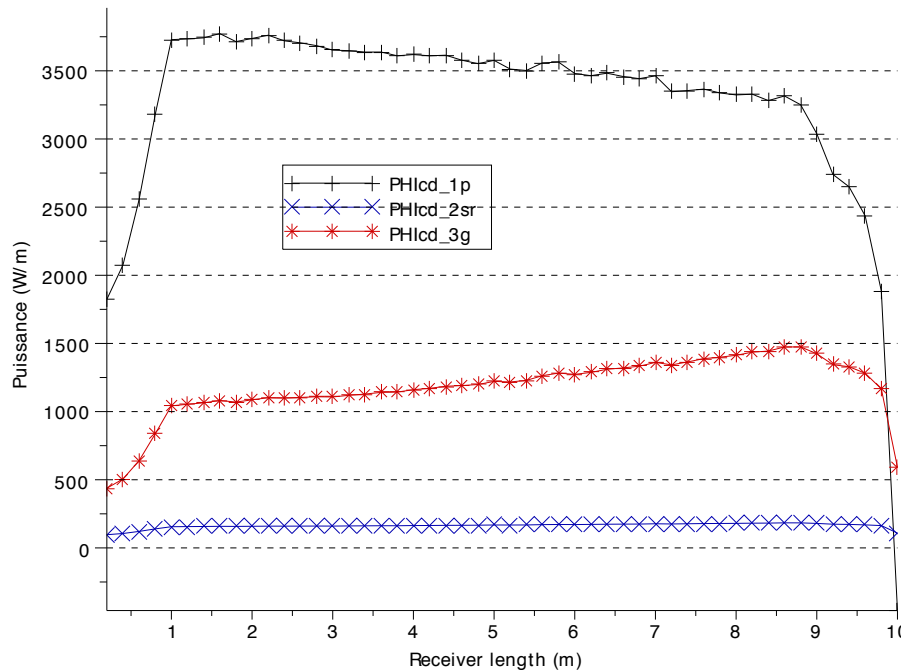
Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.7 – Profils des flux convectifs le long de l'échangeur



Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.8 – Profils des flux infrarouges le long de l'échangeur (Puissance en W/m)



Receiver length : longueur du récepteur (m)

FIGURE 8.9 – Profils des flux conductifs le long de l'échangeur

s'avérer utile si on applique le modèle à des configurations à plus hautes températures, ou avec des matériaux différents donc les propriétés optiques nécessitent de faire la distinction.

#### 8.2.4.2 Influence de l'émissivité du tube absorbeur

Si on compare la figure 8.11, qui représente les résultats pour une émissivité du tube réduite à  $\epsilon_{1po} = 0,1$ , avec la figure de référence 8.6b ( $\epsilon_{1po} = 0,15$ ), on voit que le rendement avec le tube amélioré gagne 4 points en l'améliorant de 69% à 73%. La puissance collectée par le fluide augmente de 7%. La température est plus élevée à 954 K (au lieu de 932 K), mais les pertes infrarouges sont néanmoins plus faibles : 876 W, au lieu de 1135 W dans le cas de référence. Cela confirme l'intérêt de travailler à la mise au point de nouveaux matériaux sélectifs, qui réduiraient encore l'émissivité du tube.

#### 8.2.4.3 Influence du vent

Avec un vent à  $10\text{ m/s}$ , horizontal et perpendiculaire à l'axe du récepteur, les coefficients convectifs à l'extérieur du récepteur sont augmentés. Avec les corrélations en convection forcée de Whitaker (cylindre) ou Jacob (carré), on trouve pour la partie opaque :  $h_{2sro} \approx 18\text{ W/m}^2/\text{K}$  ( $Re = 1,35 \cdot 10^5$  et  $Pr = 0,69$ ). Pour la vitre, Whitaker (plaque plane) amène à :  $h_{3go} \approx 9\text{ W/m}^2/\text{K}$  ( $Re = 1,37 \cdot 10^5$  et  $Pr = 0,69$ ).

Les résultats pour la tranche aux températures les plus élevées (à 8,8 m de l'entrée du fluide) sont présentés sur la figure 8.12. Ils sont à comparer avec la figure 8.6b page 155, qui donne la référence sans vent.

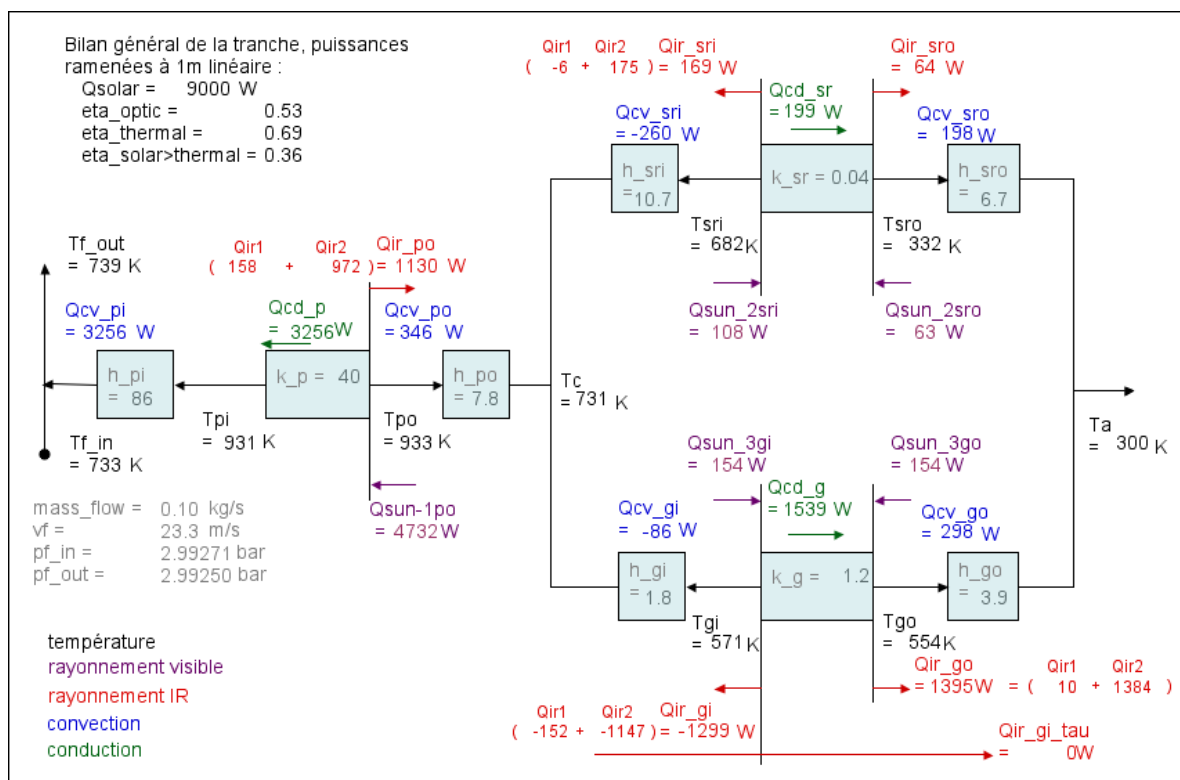


FIGURE 8.10 – Section proche de la sortie du récepteur, en négligeant la transmittivité du verre (8,8 m, soit les températures maximales)

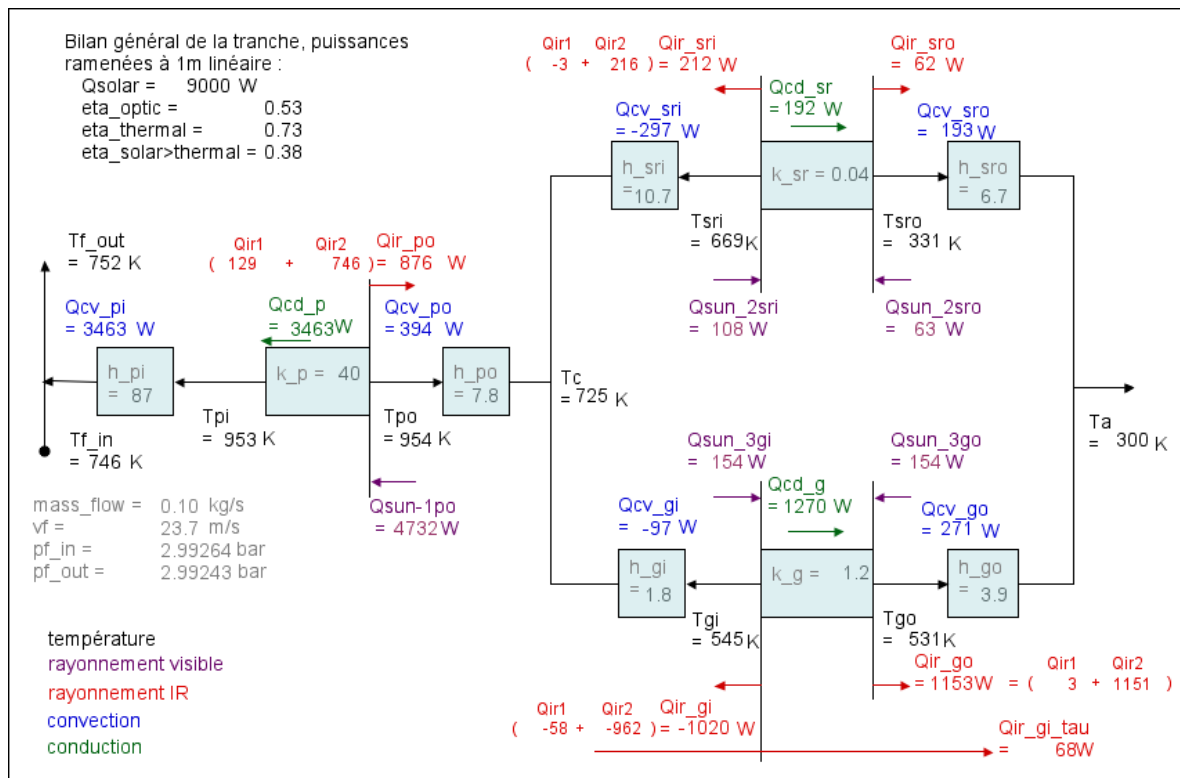


FIGURE 8.11 – Section à 8,8 m, avec une émissivité réduite à  $\rho_{1po} = 0,1$

Le rendement thermique chute de 1 point à 68% (au lieu de 69%). Le fluide reçoit 28 W/m en moins. Les flux de pertes thermiques sont inégalement affectés : la conduction dans l'isolant gagne 3 W/m ; dans la vitre, elle gagne 30 W/m.

La température des parois externes est significativement réduite : de 18 K sur la paroi opaque et de 28 K sur la vitre. Dans la cavité, l'impact est un peu atténué : -14 K sur le réflecteur secondaire et -12 K sur le tube absorbeur.

Il est intéressant de remarquer que les pertes globales ne sont pas significativement modifiées par rapport à l'évolution des flux conductifs. En effet, les pertes par convection sur la paroi opaque augmentent de 197 W/m à 236 W/m (+39 W/m, soit 20%) et elles doublent sur la vitre en passant de 291 W/m à 595 W/m. La modeste chute de température observée réduit nettement les pertes radiatives, ce qui compense en grande partie cette augmentation des pertes par convection. Le rayonnement infrarouge perdu par la paroi opaque baisse de 37 W/m et celui perdu par la vitre baisse de 280 W/m au total.

Cette comparaison permet de percevoir le rôle important de la vitre dans la conservation d'un bon rendement avec le vent. Sans la vitre, les températures du tube et du réflecteur secondaire seraient nettement plus affectées. Le rendement serait alors beaucoup plus dégradé.

On peut être rassuré de voir que l'influence du vent est donc assez faible sur notre récepteur.

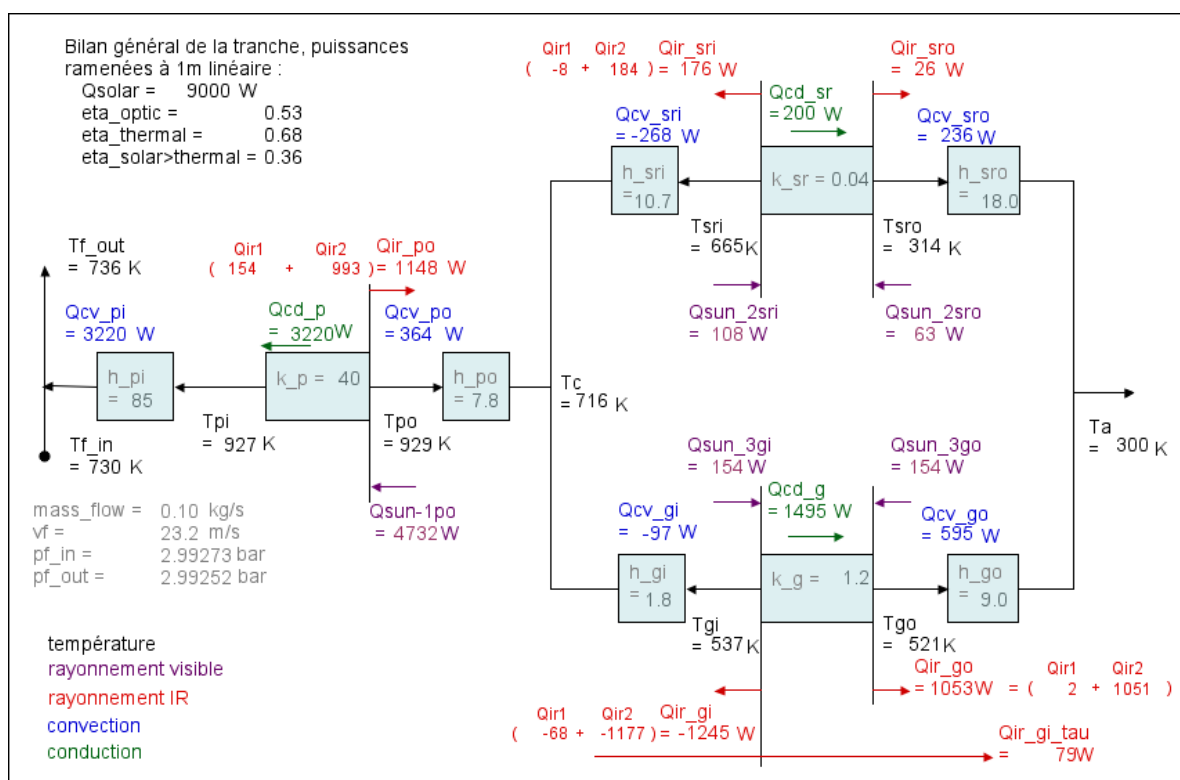


FIGURE 8.12 – Section à 8,8 m, avec du vent à 10 m/s autour du récepteur



# Conclusion

## Bilan de l'étude

Le modèle des échanges thermiques dans le récepteur est opérationnel. Un système d'équations algébriques fait le bilan énergétique dans la section du récepteur. Un calcul d'échangeur détermine la puissance fournie au fluide caloporteur et en déduit ses caractéristiques (augmentation de température, changement d'état suivant le cas). Les apports solaires sont déterminés à l'aide du modèle optique. La température d'entrée du fluide est déterminée le cas échéant par le cycle thermodynamique.

Notre modèle fournit de nombreuses indications sur le comportement thermique du récepteur d'un concentrateur Linéaire à Réflecteur de Fresnel. Il donne la répartition des pertes thermiques vers l'extérieur entre convection et rayonnement infrarouge. Les niveaux de températures des éléments du récepteur sont évalués : température du tube absorbeur, de la vitre et du réflecteur secondaire, ainsi qu'une température représentative de la température moyenne de coeur dans la cavité. A l'extérieur du récepteur, les températures sont aussi calculées, en distinguant la vitre de la paroi opaque externe.

Les premiers résultats montrent que les pertes sont à environ 80% dues au rayonnement infrarouge de la vitre. Le reste se répartissant en convection sur la vitre et sur la paroi opaque. Le récepteur simulé chauffe l'air de 450 K à 750 K, au prix d'une température de tube atteignant 930 K. Cela peut poser des problèmes de tenue des matériaux dans le temps. On montre que le rendement local chute de 79% à 69% entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (le long du récepteur). Et selon la configuration étudiée, on trouve que le modèle radiatif à deux bandes infrarouges est peu utile dans cette configuration (correction de 5 K de la température de la vitre). L'émissivité du tube en revanche est un paramètre important qui a un impact significatif sur le rendement thermique : en passant de 15% à 10%, la puissance collectée par le fluide gagne 7%.

Nous avons donc un modèle pertinent pour un prédimensionnement d'installation solaire à concentrateur linéaire de Fresnel.

## Perspectives

Nous n'avons fait qu'effleurer les potentialités du modèle. Celui-ci peut être amélioré, mais il peut déjà servir à orienter la conception d'un récepteur.

En ce qui concerne les échanges radiatifs infrarouge, le modèle des propriétés optiques est assez simplifié dans notre cas. Une prise en compte de la dépendance à la température des propriétés optiques des surfaces serait utile. On peut aussi envisager d'affiner le modèle en bandes spectrales. Cette solution est à étudier en alternative à une modélisation des pertes radiatives par la simulation de Monte Carlo. Le modèle en bandes peut suffire étant donné les températures en jeu. Cependant,

l'évaluation des pertes infrarouges par Monte Carlo permet de traiter beaucoup plus précisément et sans effort des géométries compliquées.

Des calculs numériques de mécanique des fluides (CFD) permettraient d'analyser plus finement le comportement du récepteur. Les échanges par convection dans la cavité ne sont en particulier pas connus en détails. Le champ de températures sur les surfaces n'est pas connu, puisque nous faisons l'hypothèse d'uniformité sur les surfaces considérées. Il serait intéressant de vérifier qu'il n'y a pas de points chauds inattendus.

Pour valider le modèle, nous devrions confronter les résultats de simulations à des résultats expérimentaux de procédés similaires. Le prototype construit à Albi n'a pas encore pu être testé à des températures très importantes. Mais il peut servir à une campagne de mesures pour une étude comparative avec le modèle.

Le modèle doit être adapté pour étudier d'autres géométries. En particulier, nous avons modélisé un tube unique pour l'échangeur avec le fluide caloporteur. D'autres configurations existent et sont envisageables avec plusieurs tubes, de tailles variables... Conduire une étude d'optimisation de la géométrie d'un point de vue thermique et optique à la fois, devrait être l'objectif privilégié.

## Quatrième partie

Chaînage des modèles : l'ensemble  
du procédé, avec un cycle  
thermodynamique

## Chapitre 9

# Modèle du cycle thermodynamique

### 9.1 Cycle thermodynamique et outil de simulation

#### 9.1.1 Moteur Ericsson, cycle de Joule

L'étude thermique conduite avec l'air comme fluide de travail donne les caractéristiques principales du cycle thermodynamique. Pour connaître plus en détail les propriétés du cycle thermodynamique, il convient de modéliser plus précisément le cycle thermodynamique. De nombreux outils très performants ont été développés par les industriels qui utilisent de machines thermodynamiques. Nous ne prétendons pas ici refaire ce travail de modélisation. Il nous semble cependant pertinent de montrer comment s'articule le modèle thermodynamique avec la chaudière solaire : concentrateur et échangeur récepteur thermique.

Cette étude se concentre sur l'étude du moteur Ericsson. Peu étudié jusqu'à présent, cette machine thermodynamique "exotique" semble pouvoir trouver sa place dans les procédés solaires. Le LaTEP, proche partenaire de ces travaux, étudie en détail le moteur Ericsson. Un prototype développé est en cours de mise au point à l'Université de Pau.

Le moteur Ericsson est bien adapté à des petites et moyennes puissances. Son intérêt est qu'il permet d'atteindre des rendements élevés à des températures plus faibles que celles dont on dispose habituellement avec la combustion. Cela est donc particulièrement intéressant pour les procédés solaires, qui atteignent facilement quelques centaines de degrés. Le fluide de travail du moteur Ericsson est l'air. C'est pourquoi choisir l'air comme fluide caloporteur permet de l'utiliser directement dans le cycle thermodynamique, ce qui est un bel avantage.

Le moteur Ericsson, proche du moteur Stirling, fonctionne selon le cycle de Joule. Il s'agit également d'une machine thermodynamique à apport de chaleur externe. Dans le moteur Stirling, le fluide est pressurisé, en circuit fermé et ne sort pas de la machine, alors que le moteur Ericsson présenté ici fonctionne en circuit ouvert avec l'air atmosphérique. Avec le moteur Ericsson, le fluide est manipulé à l'aide de soupapes. L'air frais est introduit dans le piston de compression. La soupape d'admission se ferme. Le piston comprime l'air. La soupape de sortie s'ouvre. L'air comprimé ainsi relâché circule dans l'échangeur solaire où il se chauffe. L'air chaud sous pression arrive alors au piston de détente. Une fois admis, l'air se détend en poussant le piston. La soupape d'échappement s'ouvre et l'air détendu est évacué. Encore chaud, il peut être avantageusement utilisé pour préchauffer l'air avant son passage dans l'échangeur solaire. On parle alors de cycle avec échangeur régénérateur. Le régénérateur améliore très significativement le rendement du cycle, lorsque le rapport de pression est faible.

Nous modélisons simplement le moteur Ericsson par son cycle de Joule à l'aide de Thermoptim.

### 9.1.2 Le progiciel Thermoptim

Thermoptim est un outil logiciel développé à l'Ecole des Mines de Paris, pour des besoins pédagogiques à l'origine. Les principales motivations du projet Thermoptim sont de permettre :

- une maîtrise parfaite des bases théoriques de la thermodynamique,
- une connaissance précise des aspects technologiques, sur la base d'installations existantes, des principales contraintes, exigences...
- la conception de cycles thermodynamiques innovants, répondant aux défis énergétiques actuels [52].

Facile d'accès, nous avons choisi de travailler avec cet outil qui simplifie la tâche de modélisation pour des dimensionnements globaux.

Thermoptim a une interface graphique qui permet de construire le procédé thermodynamique par schéma-blocs, en ajoutant et connectant les différents éléments. L'interface du simulateur permet d'accéder aux paramètres de chaque élément et de les définir. Le simulateur donne un aperçu général du procédé avec les principales caractéristiques du fluide aux différents points du système.

## 9.2 Etude sommaire d'un moteur Ericsson

### 9.2.1 Moteur Ericsson sans régénérateur

#### 9.2.1.1 Présentation du modèle

Le modèle de notre cycle thermodynamique est représenté dans Thermoptim comme le montre la figure 9.1.

Il s'agit du cycle de Joule en circuit ouvert. Le système est composé des éléments suivants :

- un compresseur
- un échangeur thermique source chaude (récepteur solaire)
- une machine de détente

Le cycle fonctionne avec de l'air en cycle ouvert. La source froide est donc gratuite. Dans Thermoptim, les éléments Entrée et Sortie sont des "Points" qui définissent les caractéristiques du fluide en entrée et en sortie du circuit.

#### 9.2.1.2 Paramètres du modèle

Les paramètres du modèle sont récapitulés dans la table 9.1. Le fluide est de l'air atmosphérique sec. Le débit est arbitraire pour les performances du cycle. On fixe les pressions basse et haute. On garde un taux de compression assez faible de 3. Le système de tuyauterie n'est ainsi pas soumis à des pressions importantes, ce qui permet d'en réduire le coût. La température ambiante est prise à 300 K, soit 27°C. La température en sortie de l'échangeur solaire peut varier. Nous prenons comme valeur de référence 650°C.

#### 9.2.1.3 Résultats : propriétés du cycle sans régénérateur

La simulation donne les températures en sortie de compresseur, ainsi qu'à la sortie de la machine de détente. On trouve 484 K après le compresseur. Donc la compression réchauffe l'air de 184 K. En sortie de la machine de détente, on trouve une température de 434 K. La chute de température dans la machine de détente est donc de 216 K.

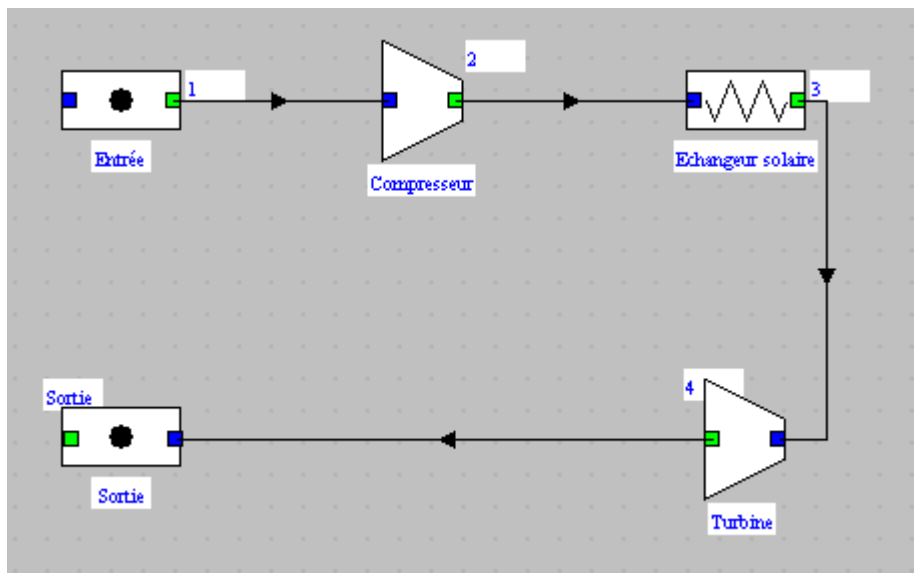


FIGURE 9.1 – Modèle d'un cycle de Joule, correspondant au moteur Ericsson

Composant	Paramètre	Valeur
Point d'entrée	Pression	1 bar
	Température	300 K = 27°C
Compresseur	Taux de compression	3
	Rendement isentropique	85%
Point sortie compresseur	Pression	3 bar
	Température	?
Point sortie échangeur solaire	Pression	3 bar
	Température	650°C
Machine de détente	Rendement isentropique	87%
Point sortie	Pression	1 bar
	Température	?
	Débit massique	1 kg/s

TABLE 9.1 – Paramètres du modèle initial

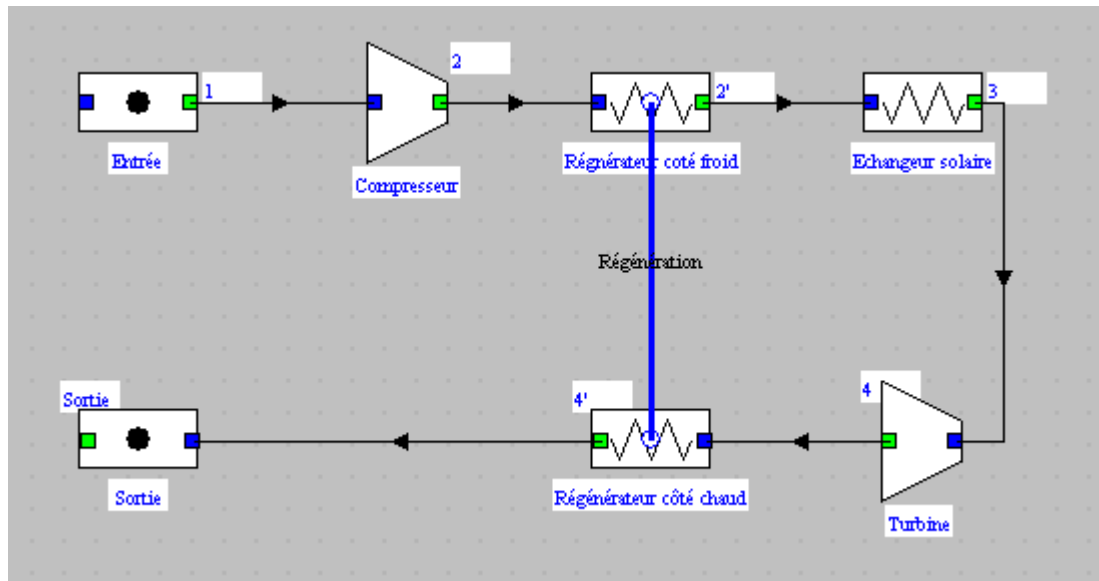


FIGURE 9.2 – Modèle de cycle de Joule à air avec régénérateur

En terme de bilan énergétique, on arrive à :

- puissance utile, délivrée par la machine de détente : 31,48 kW
- puissance fournie, au compresseur et par le récepteur solaire : 166,66 kW
- rendement : 18,9 %

Pour un cycle à air, le rendement n'est pas mauvais. Les rendements de compression et détente retenus sont raisonnables. En revanche, aucune perte de charge n'est ici prise en compte. Les rendements réels seront donc un peu inférieurs.

## 9.2.2 Moteur Ericsson avec régénérateur

### 9.2.2.1 Modèle modifié

On introduit un régénérateur, qui transfère de l'énergie de la sortie de la machine de détente à l'entrée de l'échangeur solaire. Le régénérateur permet de recycler une partie de l'énergie au sein du cycle, ce qui en améliore le rendement. La nouvelle structure du cycle est schématisée sur la figure 9.2.

L'échangeur régénérateur est caractérisé par son nombre d'unités de transfert (NUT). Ce paramètre caractérise l'efficacité de l'échangeur. Plus le NUT est grand, plus le régénérateur est grand et coûteux. L'échangeur est également défini par son pincement : la différence minimale de température entre les deux passages de fluide. Pour les meilleures performances, le pincement doit être le plus faible possible.

### 9.2.2.2 Résultats : propriétés du cycle avec régénérateur

Sur la figure 9.3a, on voit le rendement du cycle, en fonction du pincement du régénérateur. En augmentant le pincement, on perd l'utilité du régénérateur. Avec un pincement maximum, on retrouve l'efficacité d'un cycle sans régénérateur. On peut ainsi visualiser l'amélioration du rendement, lorsqu'on parvient à réduire le pincement.

La figure 9.3b met de même en évidence que le NUT diminue lorsqu'on augmente le pincement. On rencontre rarement de NUT supérieurs à 6. Mais si l'amélioration du rendement est significative, on n'hésitera pas à mettre en place un échangeur avec un NUT supérieur. Les seules limites sont financières et d'encombrement. Supposons qu'on fasse des efforts sur le régénérateur et qu'on atteigne un NUT de 10. Alors, le pincement minimal serait de 18 °C. Par recoupement avec la figure 9.3a ou par lecture directe sur la 9.3c, on voit que le rendement du cycle est alors proche de 29%. En comparaison avec le cycle simple étudié précédemment, le régénérateur peut faire gagner 10 points de rendement.

Si on se limite à un NUT plus courant de 6, le rendement atteint 27%, avec un pincement de 25°C. Cette configuration semble être un bon compromis car le rendement ne chute que de 2 points, alors que le NUT est presque réduit de moitié.

D'après le pincement, le fluide en sortie du régénérateur est 25°C au dessus de la température en sortie du compresseur, soit  $484 + 25 = 509 \text{ K}$ . Le niveau de température est encore acceptable pour une application de cogénération.

### 9.2.3 Conclusion de l'étude

On met en évidence l'intérêt d'un régénérateur sur un moteur Ericsson, surtout pour des taux de compression bas. On observe une nette amélioration du rendement à un rapport de pression donné. Avec un rapport de pression de 3, un régénérateur de nombre d'unités de transfert  $NUT = 6$ , fait passer le rendement du cycle de 19% à 27%. De plus, on peut envisager une cogénération avec l'aide du fluide sortant du régénérateur à  $509 \text{ K} = 236^\circ\text{C}$ .

## 9.3 Modèle utilisé pour le chaînage du cycle thermodynamique

Pour chaîner le modèle du cycle thermodynamique au modèle thermique, nous nous basons sur l'évaluation analytique des caractéristiques du cycle thermodynamique étudié.

### 9.3.1 Rendement thermodynamique

Comme précédemment, on décrit le fonctionnement du moteur Ericsson par le cycle de Joule. Le rendement du cycle de Joule dépend :

- du rapport de pression :  $r = \frac{p_{f,max}}{p_{f,min}}$
- du rapport de température :  $\theta = \frac{T_{f,max}}{T_{f,min}}$
- du rendement polytropique du compresseur :  $\eta_{pC} = 0,85$
- et de celui de la machine de détente :  $\eta_{pT} = 0,87$
- ainsi que le coefficient adiabatique de l'air, sous la forme :  $\beta = \frac{\gamma_f - 1}{\gamma_f}$

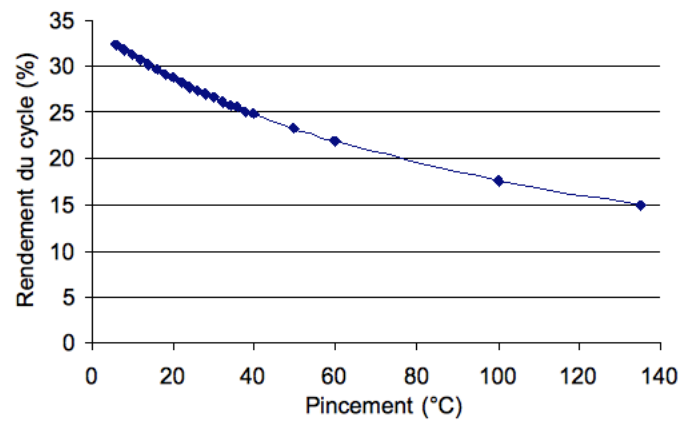
On définit alors :

$$\beta_C = \frac{1}{\eta_{pC}} \cdot \beta$$

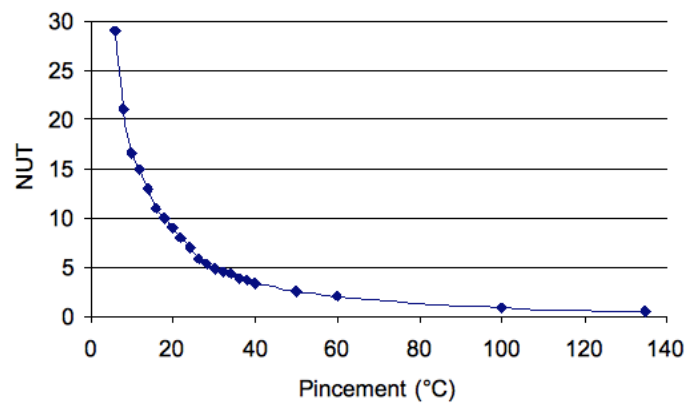
$$\beta_T = \eta_{pT} \cdot \beta$$

Pour un cycle avec régénérateur, on définit le rendement du régénérateur :  $\epsilon = 0.8$

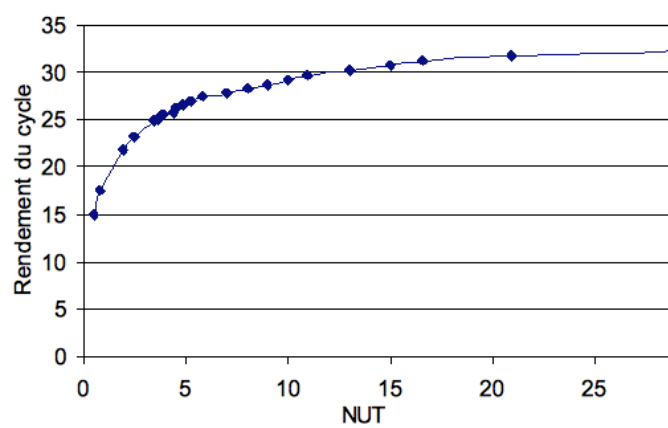




(a) Rendement en fonction du pincement



(b) NUT en fonction du pincement



(c) Rendement en fonction du NUT

FIGURE 9.3 – Cycle de Joule à air avec régénérateur

Le rendement du cycle thermodynamique de Joule est défini par :

$$\eta_{thermodynamique} = \frac{\theta \cdot (1 - r^{-\beta_T}) + 1 - r^{\beta_C}}{\theta \cdot (1 - \epsilon \cdot r^{-\beta_T}) + (\epsilon - 1) \cdot r^{\beta_C}}$$

### 9.3.2 Prise en compte des pertes de charge

A cause des pertes de charge, la pression en sortie d'échangeur solaire  $p_3$  est plus faible que celle en sortie du compresseur  $p_2$ . On est alors amené à définir deux rapports de pression différents :

- pour le compresseur :  $r_C = p_2/p_1$
- et pour la machine de détente :  $r_T = p_3/p_4$

avec  $p_1 = p_4$  la pression atmosphérique, puisqu'on fonctionne en cycle ouvert.

Alors le rendement du cycle de Joule devient :

$$\eta_{thermodynamique} = \frac{\theta \cdot (1 - r_T^{-\beta_T}) + 1 - r_C^{\beta_C}}{\theta \cdot (1 - \epsilon \cdot r_T^{-\beta_T}) + (\epsilon - 1) \cdot r_C^{\beta_C}}$$

## Chapitre 10

# Simulation de l'ensemble du procédé solaire

En chaînant les trois modèles, nous pouvons calculer le rendement global d'un procédé solaire thermodynamique, basé sur une géométrie à réflecteur linéaire de Fresnel.

Nous proposons ici deux applications :

- un procédé avec moteur Ericsson : l'air est fluide caloporteur et de travail
- un procédé avec turbine à vapeur : l'eau/vapeur est fluide caloporteur et de travail.

### 10.1 Application à un procédé avec un moteur Ericsson

#### 10.1.1 Configuration

On considère la même géométrie de concentrateur et les mêmes propriétés du récepteur que dans la simulation thermique. Les propriétés du cycle thermodynamique sont celle du cycle de Joule avec régénérateur simulé dans le chapitre précédent. On fixe l'efficacité du régénérateur à 0,8.

La température en entrée de l'échangeur solaire est imposée par le cycle thermodynamique. D'après la simulation de la section 9.2, la température en sortie du compresseur dans cette configuration est 484 K. Soit :  $T_{f,inlet} = 484 K$ .

Une fois la température en sortie de l'échangeur  $T_{f,outlet}$  calculée par le modèle thermique, on peut calculer le rendement thermodynamique du cycle.

On fait varier la longueur du récepteur du 10 à 30 m et le débit de fluide de 0,01 à 0,1 kg/s.

#### 10.1.2 Exemples de résultats avec une simulation globale

##### 10.1.2.1 Optimisation du rendement global

Le rendement global (figure 10.1) augmente avec le débit et avec la longueur. Les pertes de charge restent faibles 0,04 bar dans la configuration la pire (30 m et 0,1 kg/s). En revanche la température en sortie de l'échangeur devient très élevée (figure 10.2). On observe un maximum de 1300 K pour 30 m et 0,02 kg/s. Cette température augmenterait encore légèrement en allongeant le récepteur.

Si on veut  $T_{f,outlet} = 900 K$  en sortie de l'échangeur, alors, on a un rendement maximum de 10 % pour une longueur de 15 m et un débit de 0,1 kg/s.

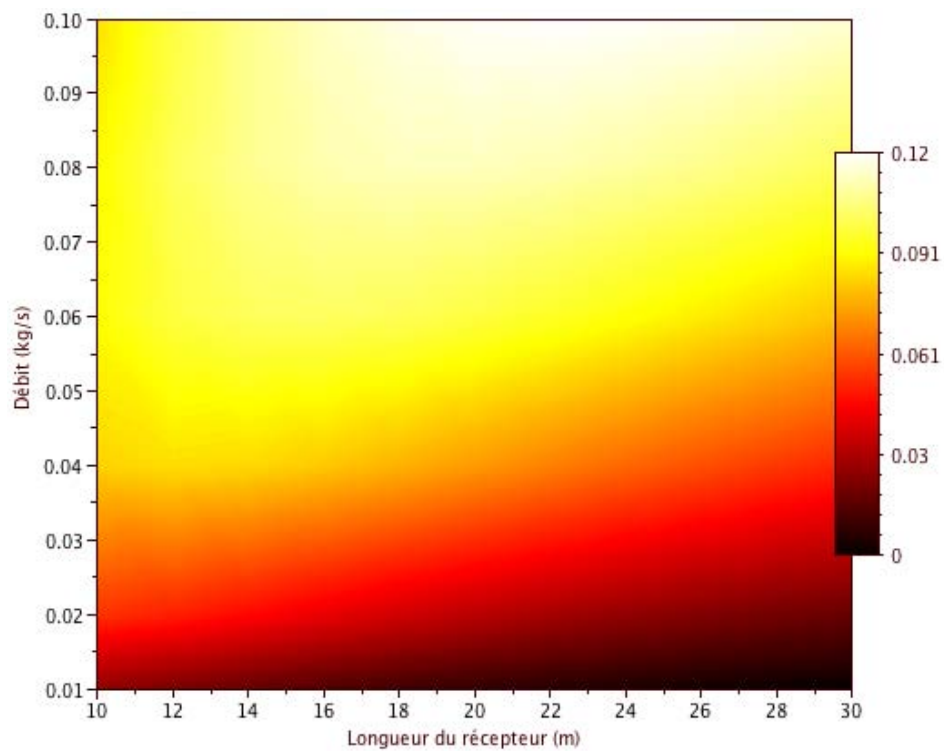


FIGURE 10.1 – Rendement global (-) en fonction de la longueur du récepteur et du débit du fluide

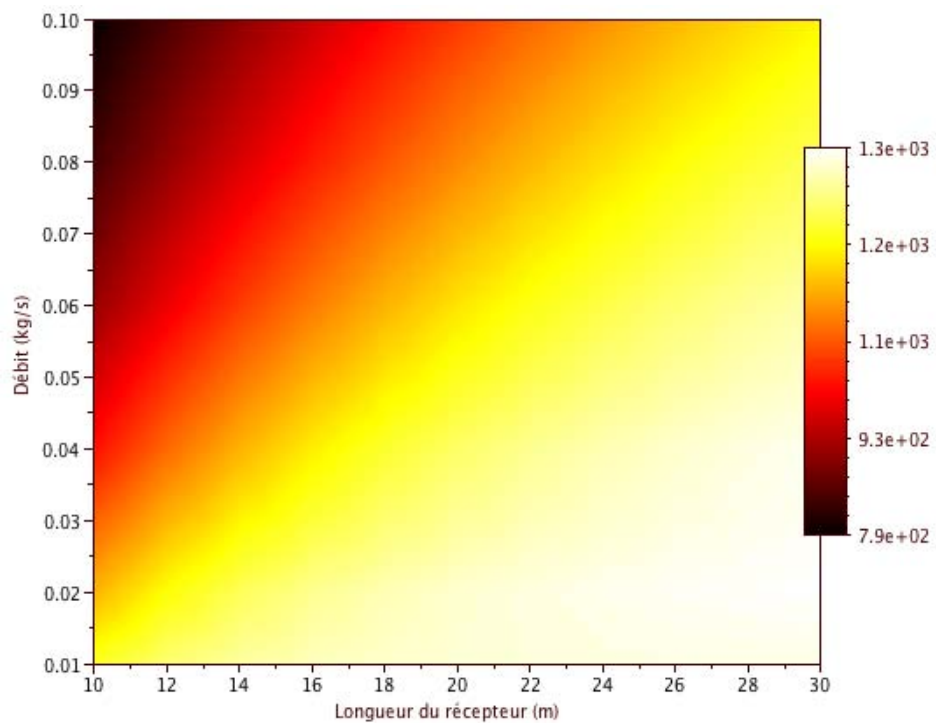


FIGURE 10.2 – Température (K) en sortie de l'échangeur en fonction de la longueur du récepteur et du débit du fluide

#### 10.1.2.2 Décomposition des rendements le 21 Mars à 10h

Si on fixe le débit à 0,1 kg/s et qu'on fait varier la longueur du récepteur, on peut observer l'évolution du rendement en fonction de la longueur du récepteur. La figure 10.3 présente les résultats pour le 21 Mars à 10h du matin (heure solaire, comme dans toute l'étude). On y voit les profils de température du fluide pour les différentes longueurs du récepteur (figure 10.3a). La température du fluide chute légèrement à proximité de la sortie du récepteur : on retrouve l'effet de la réduction de puissance solaire aux extrémités.

La décomposition des rendements en fonction de la longueur du récepteur est donnée sur la figure 10.3b. Le rendement optique est à peu près constant vers 50%. Comme la température de sortie de l'échangeur solaire augmente avec la longueur, le rendement du cycle s'améliore. En revanche, les pertes thermiques du récepteur augmentent, notamment à cause de l'infrarouge. De ce fait, le rendement global présente un maximum de 12,1% pour environ 23 m. Entre 20 et 26 m, le rendement global reste au dessus de 12%, ce qui montre la faible dépendance du rendement global à la longueur. On a donc une marge de manoeuvre pour la conception du système.

#### 10.1.2.3 Décomposition des rendements le 21 Mars à 12h

En variant l'heure, on peut étudier le profil de production sur une journée.

Nous observons ici simplement le rendement le 21 Mars à 12h, à travers la figure 10.4. En comparaison des résultats à 10h, le même jour de l'année, le rendement est peu modifié : il culmine à 12,3% de rendement à 22 m avec le débit choisi. On peut donc s'attendre à un rendement quasiment constant sur les quatre heures du milieu de journée : de 10h à 14h.

#### 10.1.2.4 Décomposition des rendements le 21 Juin à 10h

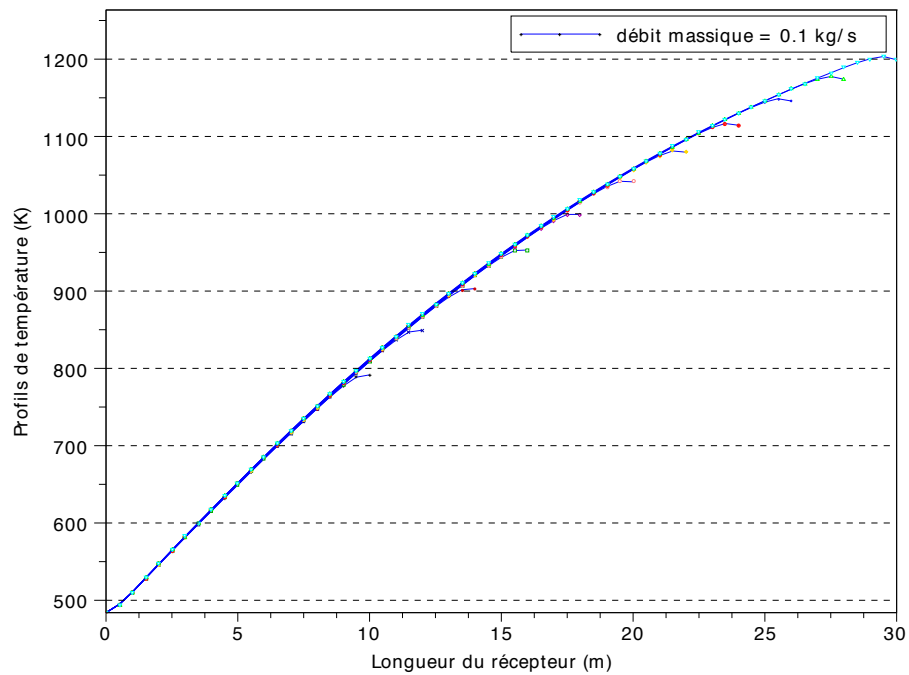
On voit sur la figure 10.5a que la température est plus élevée le 21 Juin que le 21 Mars (jusqu'à 130 K supplémentaires pour une longueur de 30 m). La décomposition des rendements 10.5b est similaire, mais le rendement maximum est atteint plus nettement et pour une longueur plus courte que le 21 mars, en l'occurrence environ 19 m. Le rendement maximum est nettement plus élevé : 16,2%. Cela est dû au rendement optique qui s'élève alors à 64%. Le rendement thermique est peu dégradé (de 64 à 65%) et le rendement thermodynamique légèrement amélioré (de 37,5 à 38,5%).

On voit ainsi que l'influence du jour de l'année est significative sur le rendement global du système.

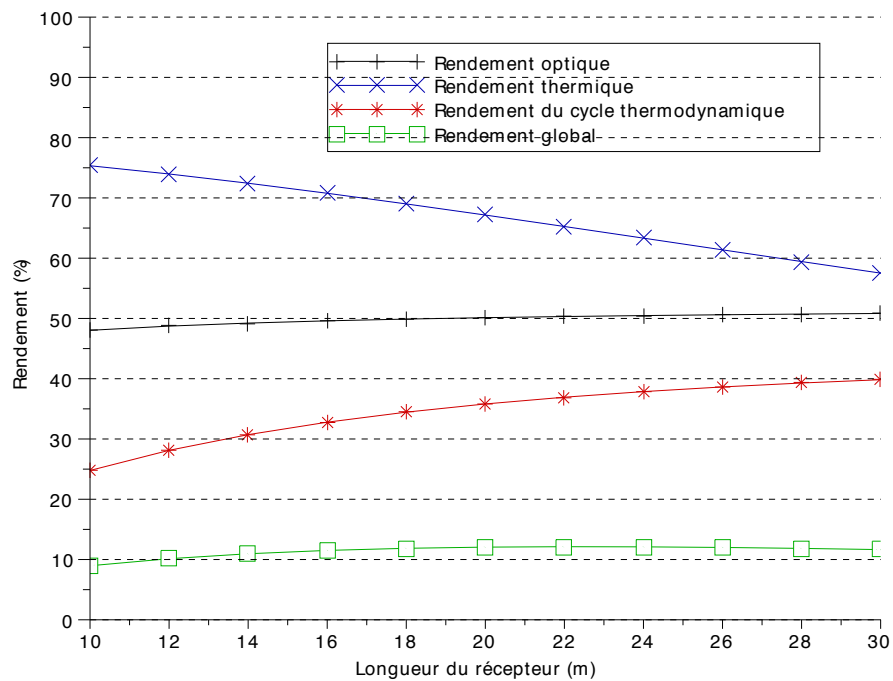
#### 10.1.2.5 Décomposition des rendements le 21 Décembre à 10h

A l'inverse, au solstice d'hiver, le rendement optique est nettement plus faible. La figure 10.6 montre qu'il ne dépasse pas 24%. On constate que le rendement global chute à 4,7%. Cette valeur proche du maximum est obtenue pour une longueur de récepteur de l'ordre de 30 m (maximum de la plage étudiée). On observe donc une grande variation de la longueur optimale, qui va de 13 m en été à plus de 30 m en hiver. En revanche, la dépendance du rendement à cette longueur du récepteur reste assez faible. A la latitude étudiée (43,9°, type Albi), la production du concentrateur sera très réduite en hiver.

Une étude plus poussée serait nécessaire pour analyser en détails l'influence des différents paramètres du modèle.

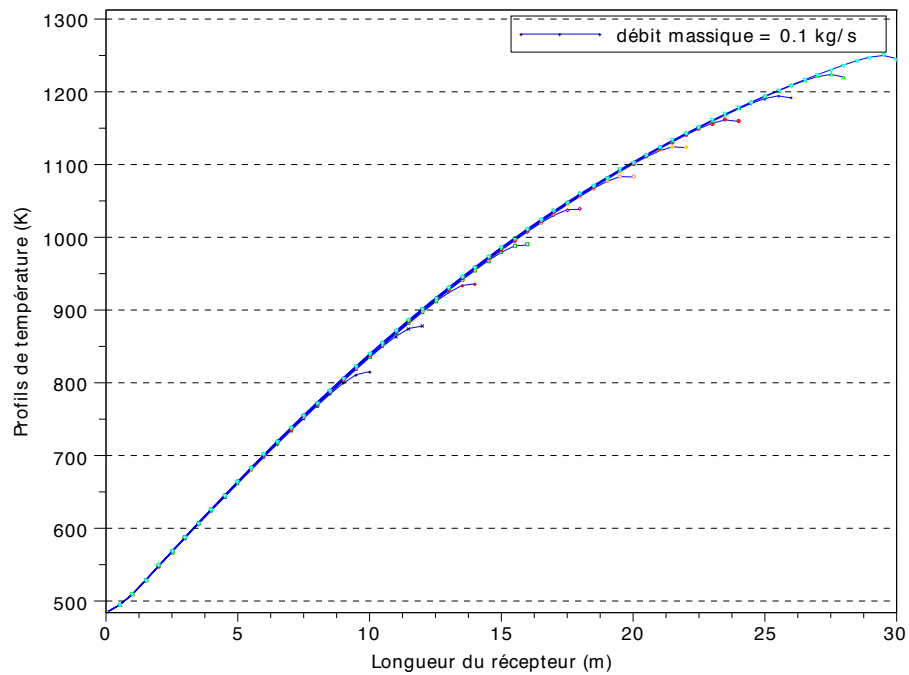


(a) Profils de température pour les différentes longueurs de récepteur

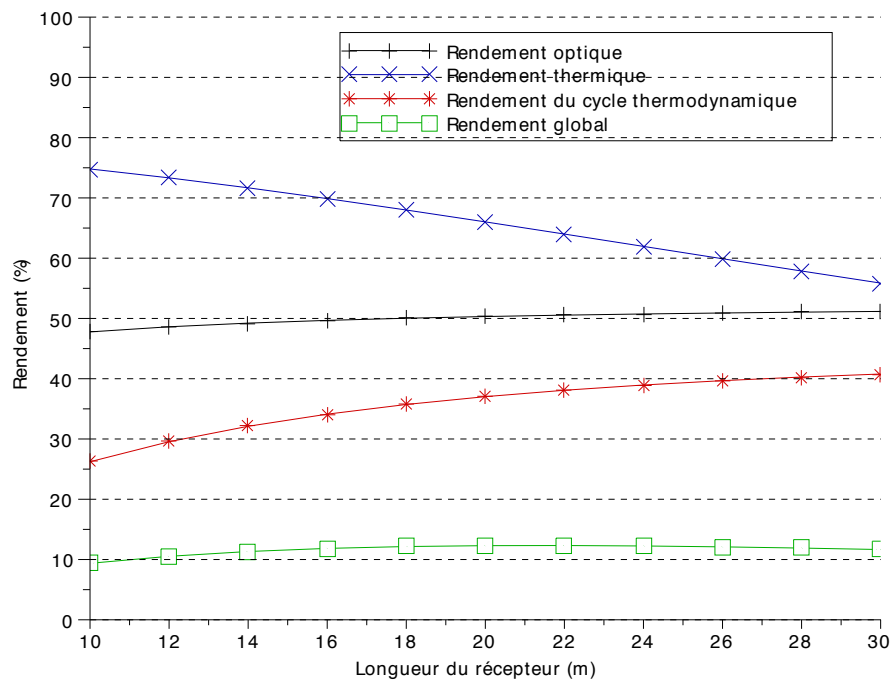


(b) Décomposition du rendement global

FIGURE 10.3 – Procédé solaire à 10h le 21 Mars

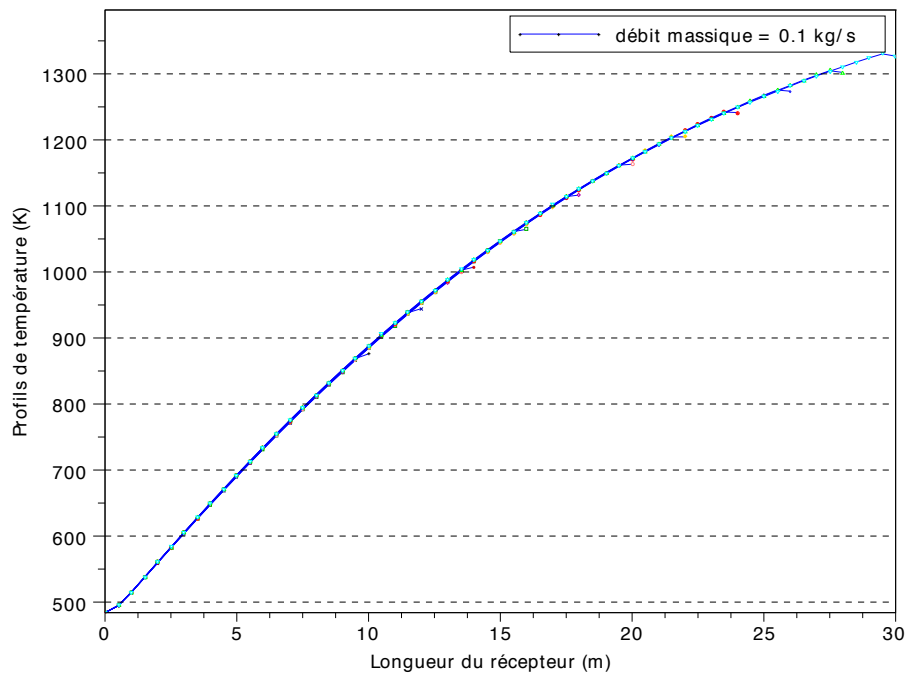


(a) Profils de température pour les différentes longueurs de récepteur

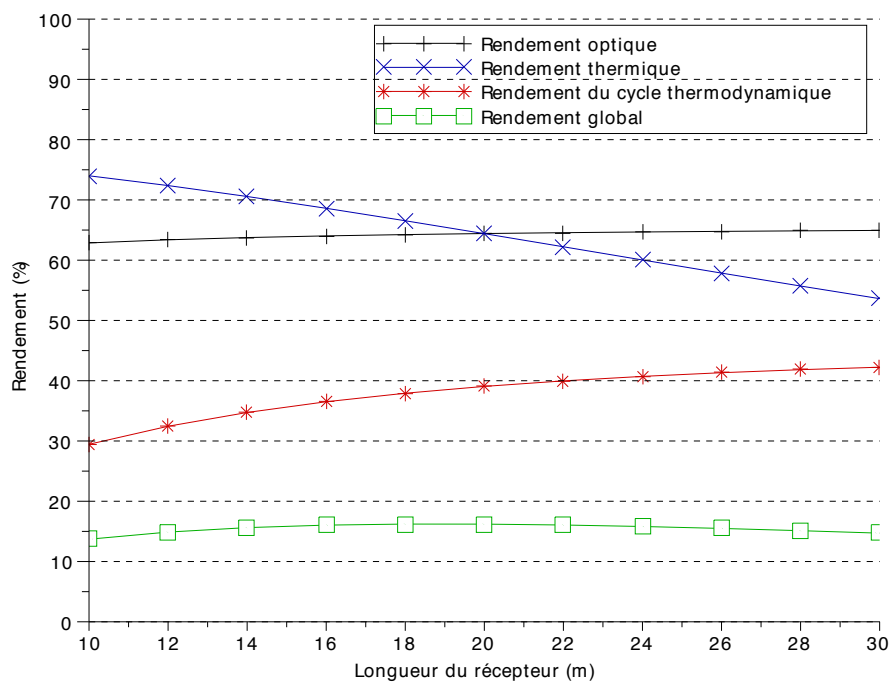


(b) Décomposition du rendement global

FIGURE 10.4 – Procédé solaire à 12h le 21 Mars



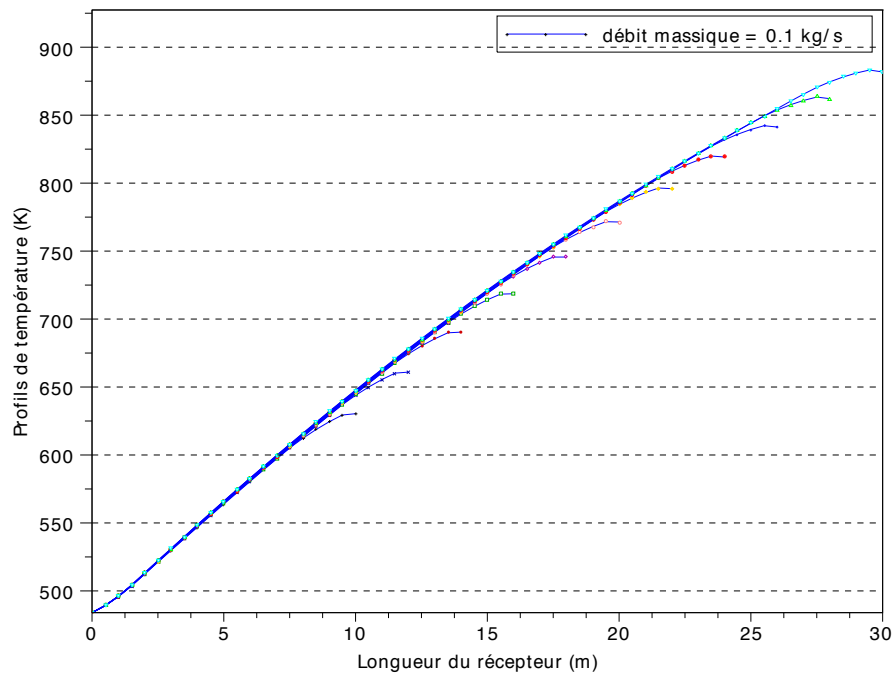
(a) Profils de température pour les différentes longueurs de récepteur



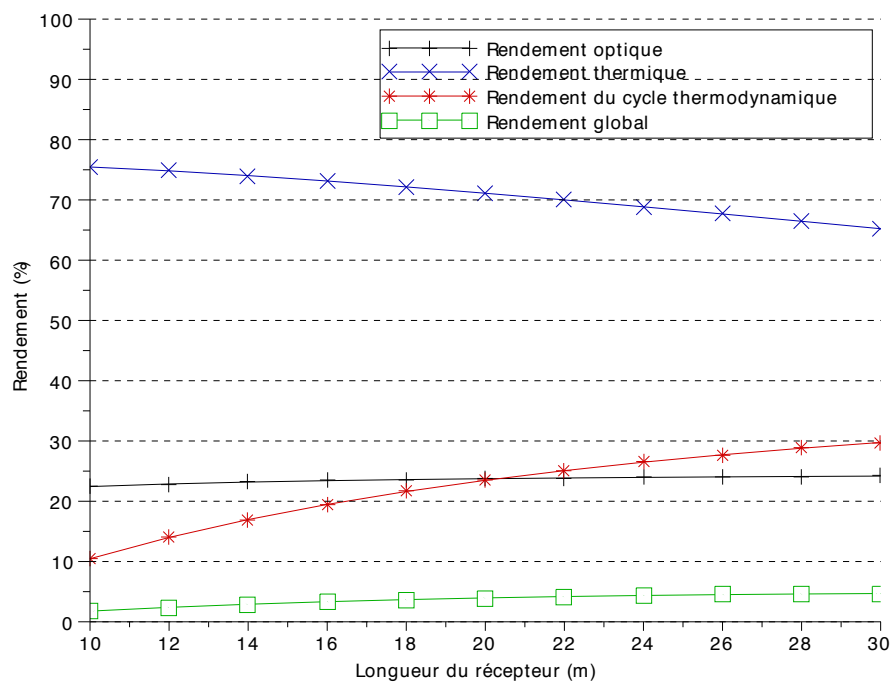
(b) Décomposition du rendement global

FIGURE 10.5 – Procédé solaire à 10h le 21/06





(a) Profils de température pour les différentes longueurs de récepteur



(b) Décomposition du rendement global

FIGURE 10.6 – Procédé solaire à 10h le 21 Décembre

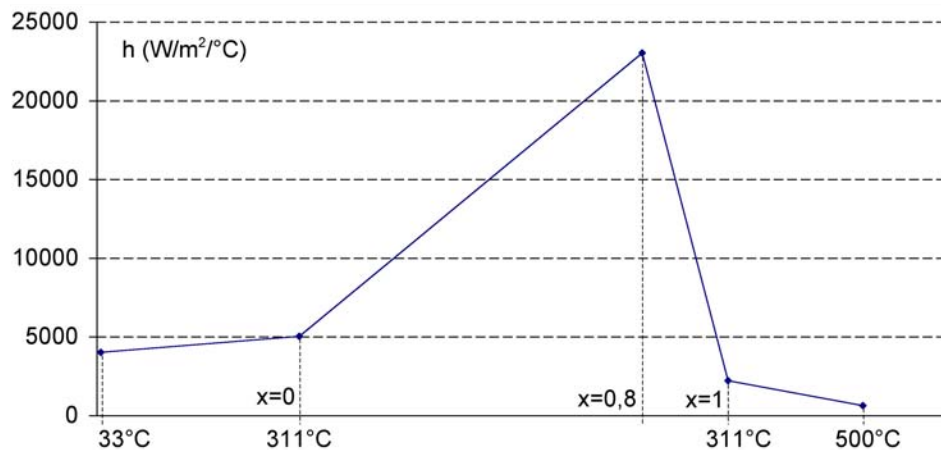


FIGURE 10.7 – Coefficient de convection de l'eau à l'intérieur du tube absorbeur, en fonction de la température et du titre de vapeur

## 10.2 Application à un procédé avec turbine à vapeur

### 10.2.1 Approche

Le procédé est simulé dans son ensemble. On veut ici alimenter une turbine à vapeur, en vapeur surchauffée à 500°C. L'eau est ici le fluide caloporteur et de travail. On est donc en génération directe de vapeur. On ne cherche pas à faire de cogénération dans ce cas de figure.

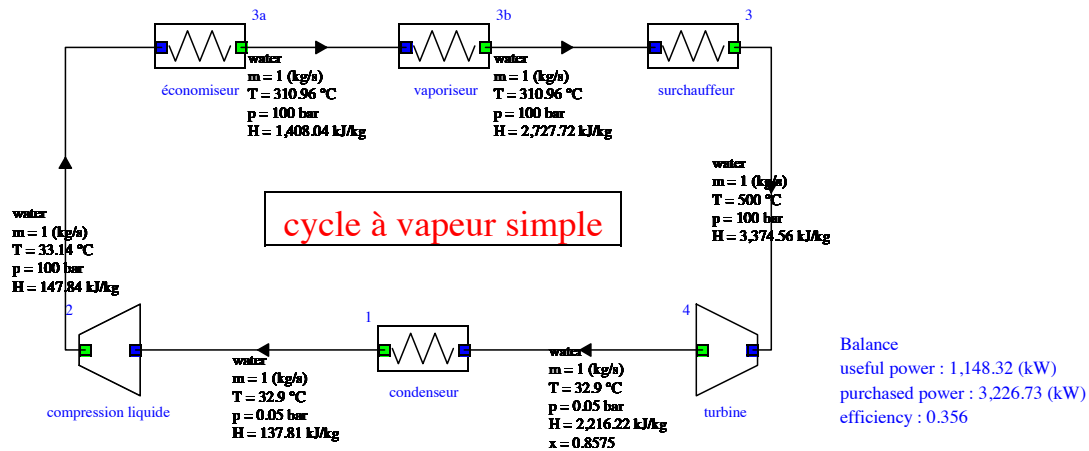
On considère la même géométrie de concentrateur et de récepteur thermique que dans l'application précédente. On peut ainsi comparer les résultats du même échangeur avec deux fluides caloporteurs différents.

Les propriétés d'échange de l'eau dans le tube récepteur sont évaluées en fonction de la température ou du titre en vapeur, au cours de la vaporisation. Dans ce cas, l'échange n'est pas considéré à une température du tube isotherme dans la longueur. La figure 10.7 montre l'évolution du coefficient de convection utilisé au cours des trois parties de l'échange : eau liquide (33 °C à 311 °C), vaporisation (x=0 à x=1), vapeur (311 °C à 500 °C). Ces valeurs sont issues de calculs avec un débit d'eau de 1 kg/s, d'après les propriétés du fluide aux températures en jeu. Le modèle d'évolution du coefficient d'échange au cours de la vaporisation est très simplifié. Mais il est suffisant pour les besoins de notre étude.

Les propriétés du cycle thermodynamique, ici un Cycle de Rankine, sont les suivantes :

- Cycle fermé à eau/vapeur surchauffée
- Débit d'eau : 1 kg /s
- Rapport de pression 2000 : 0,05 bar à 100 bar.
- Température maximale : 500 °C
- Pompe : rendement isentropique 100%
- Turbine : rendement isentropique 85%

**Note :** Le modèle du rendement thermodynamique présenté en section 9.3 n'est ici pas valable. On utilise donc Thermoptim pour simuler correctement le cycle.



Balance : Bilan énergétique  
 useful power : puissance utile  
 purchased power : puissance fournie  
 efficiency : rendement

FIGURE 10.8 – Cycle de Rankine avec vapeur surchauffée à 500°C

## 10.2.2 Résultats

La résolution avec Thermoptim donne les résultats récapitulés par la figure 10.8. On remarque le palier de vaporisation à 311°C. La puissance thermique à extraire du récepteur solaire s'élève à 3,2 MW. On a ici une application à grande échelle. Le rendement du cycle s'élève à 35,6%. La puissance mécanique extraite est donc de 1,15 MW. On a ainsi les dimensions d'une centrale électrique de 1  $MW_{el}$ .

Les profils de températures le long de l'échangeur sont donnés par la figure 10.9. On voit bien les trois parties du récepteur thermique :

- les 300 premiers mètres du récepteur élèvent la température de l'eau jusqu'à ébullition
- la vaporisation nécessite 300 mètres également. Le palier de température est bien observé à  $T_f = 311^\circ\text{C} = 584\text{ K}$
- 150 m sont nécessaires à la surchauffe de la vapeur à 500°C.

Le concentrateur solaire doit donc mesurer 750 m de longueur. La surface de captation des miroirs est alors de 9000  $m^2$ .

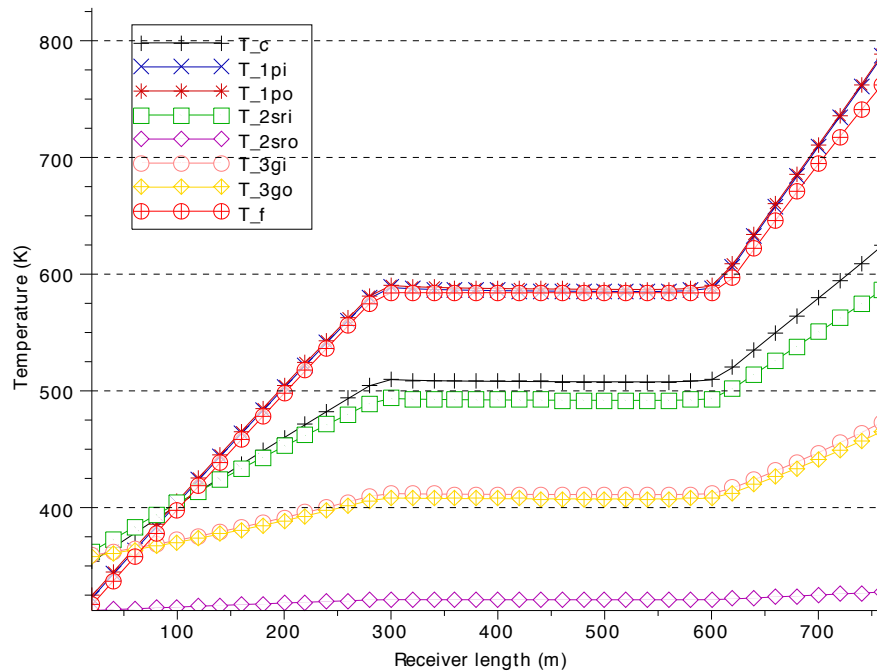
On constate le faible écart entre la température de l'eau et celle du tube. En effet les coefficients d'échange convectif avec l'eau et la vapeur sous pression sont très élevés (figure 10.7). Dans le cas de l'air, les valeurs de coefficients d'échange ne dépassent pas 100  $W/m^2/K$  (figure 8.6).

En conséquence, la température des éléments du récepteur suivent l'évolution de la température du fluide. L'amplitude des variations est simplement atténuée. Les températures maximales atteintes sont ainsi moins problématiques qu'avec l'air : le tube n'atteint pas des températures extrêmes.

Il est intéressant de remarquer que l'échange avec la vapeur reste relativement bon. La température du tube ne s'écarte pas significativement de la température de la vapeur au cours de la surchauffe.

Le bilan énergétique global du procédé peut alors être établi :

- Puissance solaire disponible : 6,75 MW (le 21 mars à 10h)



*Receiver length* : longueur du récepteur (m)

FIGURE 10.9 – Profils de température le long du récepteur solaire avec de l'eau/vapeur

- Puissance captée : 3,4 MW (Rendement optique : 50%)
- Puissance extraite : 3,2 MW (Rendement thermique moyen : 95%)
- Puissance mécanique : 1,1 MW (Rendement thermodynamique : 36%)
- Rendement global : 17%
- Puissance thermique à dissiper : 2 MW

Cet application à un procédé avec turbine à vapeur contribue ainsi à illustrer les possibilités offertes par notre modèle.

# Conclusion

## Résultats

Nous avons étudié un modèle simple du moteur Ericsson qui fonctionne selon le cycle de Joule. Le bilan des performances de ce cycle est ensuite utilisé dans le chaînage des modèles optique, thermique et thermodynamique. On a alors un modèle de l'ensemble du procédé solaire. Les résultats de simulations donnent un exemple d'identification de la configuration qui amène au meilleur rendement, en variant longueur et débit pour obtenir une certaine température. Le rendement global et sa décomposition en rendement optique, thermique et thermodynamique est donné pour différentes configurations, en fonction de la longueur du récepteur. On met en évidence une longueur optimale, qui varie en fonction de l'ensoleillement. L'optimisation du procédé dépendra donc notamment de la période de l'année où l'on souhaite l'utiliser.

Une deuxième application est proposée, avec un procédé en génération directe de vapeur surchauffée, qui alimente une turbine à vapeur. Un prédimensionnement du champ solaire estime à  $9000\text{ m}^2$  la surface de miroirs nécessaire à la production de  $1\text{ MW}_{el}$  d'électricité.

On souhaite, par ces deux exemples d'applications, montrer la flexibilité et la cohérence des résultats de notre modèle. Cette étude sommaire donne donc un aperçu des possibilités qu'offre le modèle que nous avons développé : un modèle global de procédé solaire à concentrateur linéaire de Fresnel.

## Perspectives

Le modèle global du procédé n'a pas été utilisé dans toute sa capacité. La poursuite des travaux doit s'attacher à mettre à profit ce modèle.

L'étude du procédé dans son ensemble peut mettre en évidence l'influence des paramètres sur le rendement global du système. On pourra ainsi analyser l'impact du lieu géographique, de la géométrie, des propriétés optiques, du fluide caloporteur, du cycle thermodynamique...

Pour aller plus loin, le modèle devrait intégrer l'évaluation d'options technologiques telles que le stockage thermique ou l'hybridation avec une autre source d'énergie. Ces deux options, surtout le stockage, renforcent la pertinence des technologies solaires thermodynamiques dans le paysage énergétique actuel et futur.

Pour modéliser le fonctionnement d'un procédé complet, une approche systémique semble particulièrement pertinente. Notre modèle analytique est une bonne base pour un modèle systémique. Une étude plus poussée en ce sens permettrait ainsi de simuler le comportement dynamique du système : on pourrait alors étudier sa réaction à différentes situations, comme une variation rapide de l'ensoleillement (nuage...), ou une situation imprévue (panne...). L'intérêt est de vérifier si le comportement du procédé répond à nos attentes, en termes de sûreté, ou de production d'énergie par exemple.

Un prédimensionnement d'un procédé solaire précis serait très intéressant. On pourra notamment étudier plus en profondeur l'installation en construction à Albi. Le couplage d'un moteur Ericsson doit être envisagé dans le cadre d'une application test de cogénération de petite puissance. Intégrer une unité de stockage ou d'hybridation à l'application envisagée à Albi ouvrirait encore plus de perspectives de travaux.

# Conclusion générale et Perspectives

## Synthèse

Dans ce travail de thèse, nous nous sommes donc intéressés à la technologie solaire thermodynamique, basée sur le concentrateur à réflecteur linéaire de Fresnel. Cette technologie jeune est en pleine évolution. Les performances des systèmes existants s'améliorent et les premières centrales commerciales apparaissent. L'expérience et le savoir faire dans cette technologie progresse donc rapidement, mais beaucoup reste à faire. En France, la filière héliothermodynamique est particulièrement dynamique sur la technologie linéaire de Fresnel.

L'intérêt pour cette technologie est du à sa conception simple, qui permet de réduire les coûts. Les applications vont de la grande échelle pour la production d'électricité, à des installations de petite et moyenne puissances pour le bâtiment ou l'industrie, notamment en cogénération. Le concentrateur linéaire de Fresnel est composé d'un champ de miroirs plans, déformés élastiquement, et d'un récepteur qui comprend : un ou plusieurs tubes dans lequel circule le fluide caloporteur, souvent un réflecteur secondaire et toujours une paroi de verre. Nous nous sommes en particulier intéressés à un récepteur à un tube, avec réflecteur secondaire et nous avons étudié le fonctionnement avec l'air comme fluide caloporteur. Il est alors envisageable de coupler un moteur Ericsson, qui fonctionne avec de l'air comme fluide de travail.

Nous nous sommes attachés à développer un modèle physique, pour simuler les performances d'un procédé solaire quelconque, basé sur la technologie de concentrateur à réflecteur linéaire de Fresnel. Le modèle global développé chaîne trois éléments :

- un modèle optique, qui fait appel à une méthode de Monte Carlo. Il permet de prendre en compte précisément les phénomènes radiatifs.
- un modèle thermique, basé sur un système d'équations algébriques. Il comprend un bilan énergétique du récepteur et un calcul d'échangeur pour le fluide caloporteur. Les pertes thermiques sont ainsi calculées. Le rayonnement infrarouge est décomposé en deux bandes spectrales grises. La convection dans la cavité fait intervenir une température représentative de sa température de coeur.
- et un modèle thermodynamique, qui calcule simplement le rendement d'un cycle de Joule. Ce cycle correspond au fonctionnement du moteur Ericsson.

En chaînant les trois parties du modèle global, on obtient les performances de l'ensemble du procédé. Il est alors possible d'étudier l'influence des paramètres du procédé solaire sur le comportement général du système : longueur du concentrateur, débit du fluide, date et heure...

Le chaînage est assez léger et il est possible d'étudier chaque partie indépendamment. Nous avons ainsi étudié l'optique du concentrateur seul. Le modèle optique fournit la puissance totale collectée, ainsi que des informations plus détaillées sur le comportement optique du concentrateur. On peut visualiser la carte du flux absorbé sur le tube récepteur. L'outil permet aussi de générer une vue en synthèse d'images du concentrateur. L'analyse des résultats des simulations a permis

de mieux concevoir le prototype construit à Albi. L'importance de la précision des miroirs primaires a aussi été mise en évidence.

Le modèle thermique permet l'étude spécifique du récepteur. Nous avons montré la pertinence de ce modèle, du point de vue de la physique. Par exemple, les pertes calculées par le modèle se répartissent typiquement à 80% dans l'infrarouge et 20% en convection.

En parallèle du travail de modélisation, nous avons développé et construit un prototype de concentrateur de Fresnel de petite taille. Les résultats expérimentaux obtenus à l'automne 2011 n'ont pas pu être intégrés à ce travail. Mais les perspectives sont intéressantes. Le prototype pourra être optimisé et étudié à la lumière du modèle développé dans le cadre de cette thèse. De nombreuses questions se posent au sujet de cette technologie linéaire de Fresnel qui est en plein développement. Le modèle est donc un élément bien utile pour explorer ces questions, dont les perspectives suivantes donnent les aspects essentiels.

## Perspectives

Le modèle développé offre donc de larges perspectives d'utilisation encore peu explorées. Nous récapitulons ici les pistes d'amélioration du modèle, avant de proposer des applications qui nous paraissent particulièrement pertinentes.

### Améliorations du modèle

Le modèle du soleil peut être précisé pour mieux refléter les conditions atmosphériques réelles : rayonnement circumsolaire important dû aux aérosols par exemple.

Les pertes radiatives pourraient être prises en compte dans le modèle optique. Un algorithme de Monte Carlo sera plus précis et plus flexible par rapport à la géométrie, que le calcul de radiosité utilisé dans le modèle thermique actuel. Le lien avec le modèle thermique devra alors être beaucoup plus fort : l'émission dépend des températures, qui sont le résultat du bilan énergétique global. Un autre intérêt de cette approche est la prise en compte de la dépendance spectrale des propriétés optiques. L'algorithme de Monte Carlo peut facilement intégrer cette variable supplémentaire.

Pour préciser le modèle thermique des échanges convectifs dans la cavité, des calculs de CFD seront utiles. Ces calculs peuvent compléter la validation du modèle thermique algébrique. Ils pourront aussi être utilisés dans une phase de conception détaillée, une fois le récepteur pré-dimensionné. Cela donnerait notamment accès aux champs de températures dans le récepteur.

Le modèle optique est assez flexible. Mais le modèle thermique doit être adapté à d'autres géométries de récepteur : configurations à plusieurs tubes, autres réflecteurs secondaires, tube sous vide... Une approche de modélisation thermique similaire pourra être suivie.

### Applications du modèle

Une campagne d'expérimentations doit être prévue avec le prototype de concentrateur en développement à Albi. Il doit être mis à profit pour une étude comparative avec notre modèle dans son ensemble : aussi bien les performances optiques que thermiques.

En parallèle, le modèle doit appuyer le développement du prototype à Albi. Cela permettra d'appliquer le modèle au prédimensionnement d'un procédé solaire concret : concentrateur couplé à un moteur Ericsson. On peut même envisager la construction d'une plateforme de cogénération de petite puissance.



## Pistes de modélisation

Avec un algorithme de Monte Carlo, on peut envisager d'intégrer les performances du concentrateur sur l'année entière (en tirant une position aléatoire du soleil dans le ciel). En poursuivant les recherches, on peut même envisager le calcul, en une seule simulation, du rendement global du procédé solaire : du soleil à l'énergie utile (chaleur, électricité...). On aurait ainsi accès à la sensibilité de la production annuelle du procédé à tout paramètre du système.

Plus généralement, le calcul de sensibilités avec une méthode de Monte Carlo reste à creuser. Cela permettrait d'accélérer considérablement un calcul d'optimisation sur plusieurs paramètres en simultané. Les perspectives sont donc très intéressantes. Mais un certain nombre de verrous subsistent, en particulier en ce qui concerne les sensibilités géométriques.

Pour modéliser le fonctionnement d'un procédé solaire complet, nous devrions adopter une approche systémique. Notre modèle analytique est une bonne base pour un modèle systémique. Pour aller plus loin, il serait intéressant de développer un modèle de stockage thermique et d'hybridation. L'étude systémique permettrait ainsi de simuler le comportement dynamique du système. Il serait alors très intéressant de se doter d'une unité de stockage et/ou d'hybridation à Albi. On pourrait alors comparer le comportement réel de l'installation avec celui prédit par le modèle. Il s'agirait d'une étude des stratégies de contrôle d'un procédé solaire réel appuyée par le modèle systémique.

# Bibliographie

- [1] AQUA-CSP-Full-Report-Final.pdf (application/pdf object). Technical report.
- [2] SCHOTT Solar CSP GmbH. SCHOTT PTR70 receiver, 2009.
- [3] Eduardo Zarza and CIEMAT-Plataforma Solar de Almería. Trends in linear solar concentrators, September 2009.
- [4] Francois Henault. Les installations solaires de cerdagne. [http ://francois.henault.free.fr/odeillo/four1.htm](http://francois.henault.free.fr/odeillo/four1.htm).
- [5] David R. Mills and Graham L. Morrison. Compact linear fresnel reflector solar thermal powerplants. *Solar Energy*, 68(3) :263 – 283, 2000.
- [6] Alain Louche. La centrale électrosolaire de vignola. In *L'énergie solaire en France*, pages 201–210. Centre de Recherches Energie et Systèmes Université de Corse.
- [7] C. J Dey. Heat transfer aspects of an elevated linear absorber. *Solar Energy*, 76(1-3) :243–249, 2004. Solar World Congress NOV 25-DEC 02, 2001 ADELAIDE, AUSTRALIA.
- [8] K. Ravi Kumar and K.S. Reddy. Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver. *Applied Energy*, 86(9) :1804–1812, September 2009.
- [9] D. R Mills and G. L Morrison. Compact linear fresnel reflector solar thermal powerplants. *Solar Energy*, 68(3) :263–283, 2000.
- [10] Juergen Dersch, Gabriel Morin, Markus Eck, and Andreas Haeberle. COMPARISON OF LINEAR FRESNEL AND PARABOLIC TROUGH COLLECTOR SYSTEMS - SYSTEM ANALYSIS TO DETERMINE BREAK EVEN COSTS OF LINEAR FRESNEL COLLECTORS. page 8, Berlin, 2009.
- [11] Gabriel Morin. Solarthermische kraftwerke mit Fresnel-Kollektoren – fraunhofer ISE. Technical report.
- [12] Max Mertins, Martin Selig, and Gerhard Hautmann. FIRST EUROPEAN LINEAR FRESNEL POWER PLANT IN OPERATION - OPERATIONAL EXPERIENCE & OUTLOOK. page 8, Berlin, 2009.
- [13] T. H. Kuehn and R. J. Goldstein. An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders. *Journal of Fluid Mechanics*, 74(04) :695–719, 1976.
- [14] Technical information : advanced optics - TIE35 : transmittance of optical glass.
- [15] SPITZ J. and MAZIERE-BEZES D. Matériaux sélectifs pour la conversion photothermique de l'énergie solaire. *Journal of Optics*, pages 325–332, 1984.
- [16] Nicholas P. Sergeant, Olivier Pincon, Mukul Agrawal, and Peter Peumans. Design of wide-angle solar-selective absorbers using aperiodic metal-dielectric stacks. *Optical Society of America*, 2009.

- [17] F. Burkholder and C. Kutscher. Heat loss testing of schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver. Technical Report NREL/TP-550-45633, NREL, May 2009.
- [18] J. Bartl and M. Baranek. Emissivity of aluminium and its importance for radiometric measurement. *Measurement of Physical Quantities*, 2004.
- [19] G. Kwiatkowski. Première analyse du concept de centrale solaire thermodynamique solar-mundo. document de synthèse HM-76/01/E/119, SolarMundo > EDF R&D, November 2001.
- [20] Centrales solaires thermodynamiques - techniques de l'ingénieur. <http://www.techniques-ingenieur.fr/page/be8903niv10001/technologies-solaires-a-concentration.html>.
- [21] Prof. Aldo STEINFELD. Fundamentals of solar thermochemical processes. ETH Zürich, Switzerland, March 2011.
- [22] Naum Fraidenraich, Chigueru Tiba, Bráulio B. Brandão, and Olga C. Vilela. Analytic solutions for the geometric and optical properties of stationary compound parabolic concentrators with fully illuminated inverted v receiver. *Solar Energy*, 82(2) :132–143, February 2008.
- [23] Manuel Collares-Pereira. ETENDUE-MATCHED REFLECTIVE FRESNEL CONCENTRATORS. Berlin, September 2009.
- [24] Radwan PR Marketing Support. Start off for FLABEG's first solar mirror plant in the U.S.A. *Flabeg, press release*, page 1, August 2008.
- [25] Mathieu VRINAT. *Contribution au développement d'un absorbeur surfacique à air pressurisé haute température pour centrale solaire à concentration à tour*. PhD thesis, Université de Perpignan Via Domitia, Odeillo Font-Romeu, 2010.
- [26] 10 MW solar thermal power plant for southern spain - FINAL TECHNICAL PROGRESS REPORT. Technical report, Solúcar, Inabensa, Fichtner, Ciemat, DLR, November 2006.
- [27] Solar Power Group. The FresDemo project : A presentation on the current status and recent developments, 2008.
- [28] Gabriel Morin, Max Mertins, Jann Kirchberger, and Martin Selig. SUPERNOVA – CONSTRUCTION, CONTROL & PERFORMANCE OF STEAM SUPERHEATING LINEAR FRESNEL COLLECTOR. page 6, Granada, Spain, September 2011.
- [29] Bader R., Barbato M., Pedretti A., and Steinfeld A. An Air-Based Cavity-Receiver for solar trough concentrators. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, pages 1–7, 2010.
- [30] Massimo Falchetta. Design of the archimede 5MW molten salt parabolic trough solar plant. page 8, Berlin, 2009.
- [31] C. Richter, J. Blanco, P. Heller, M. Mehos, A. Meier, R. Meyer, and W. Weiss. Solar power and chemical energy systems, SolarPACES : Annual report 2008. Annual report, International Energy Agency (IEA), Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V., May 2009.
- [32] Xavier Py, Nicolas Calvet, Regis Olives, Patrick Echegut, Catherine Bessada, and Frederic Jay. LOW-COST RECYCLED MATERIAL FOR THERMAL STORAGE APPLIED TO SOLAR POWER PLANTS. page 7, Berlin, 2009.
- [33] G. Zanganeh, A. Pedretti, and A. Steinfeld. A packed bed of rocks for High-Temperature thermal storage of concentrating solar energy, September 2011.
- [34] Akira Hoshi, David R. Mills, Antoine Bittar, and Takeo S. Saitoh. Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR. *Solar Energy*, 79(3) :332 – 339, 2005.

- [35] Doerte Laing. THERMAL ENERGY STORAGE FOR DIRECT STEAM GENERATION. page 8, Berlin, 2009.
- [36] Abanades, P. Charvin, G. Flamant, and P. Neveu. Screening of water-splitting thermochemical cycles potentially attractive for hydrogen production by concentrated solar energy. *Energy*, 31(14) :2805–2822, 2006.
- [37] France Gilles Flamant, CNRS-PROMES and Germany Christian Sattler, DLR. SolarChemistry, trends in SolarFuels, September 2009.
- [38] Matthew S. Orosz, Amy Mueller, Sylvain Quolin, and Harold Hemond. SMALL SCALE SOLAR ORC SYSTEM FOR DISTRIBUTED POWER. page 8, Berlin, October 2009.
- [39] Muriel Alaphilippe, Sébastien Bonnet, and Pascal Stouffs. Moteurs ERICSSON : Intérêt, état de l'art. December 2004.
- [40] EurObserv'ER. Baromètre solaire thermique et héliothermodynamique 2011, 2011.
- [41] Robert Pitz-Paal. Line concentrators for power generation : Parabolic trough and linear fresnel.
- [42] Christian Zahler. MIRROXX FRESNEL PROCESS HEAT COLLECTORS FOR INDUSTRIAL APPLICATIONS AND SOLAR COOLING. page 8, Berlin, 2009.
- [43] Ausra CSP workshop, March 2007.
- [44] Max Mertins. *Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnel-Kollektoren (2008)*. dissertation, Universität Karlsruhe, Universität Karlsruhe : EVA - Elektronisches Volltextarchiv (Germany).
- [45] Pierre Garcia, Alain Ferriere, and Jean-Jacques Beziau. Codes for solar flux calculation dedicated to central receiver system applications : A comparative review. *Solar Energy*, 82(3) :189–197, March 2008.
- [46] Jérémie De la Torre. *Calculs de sensibilités par la Méthode de Monte-Carlo pour la conception de procédés à énergie solaire concentrée*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse, Ecole des Mines d'Albi, 2011.
- [47] Eugene HECHT. *Optics*. ADDISON-WESLEY, 4e edition edition, 2002.
- [48] M. Pharr and G. Humphreys. *Physically Based Rendering : from theory to implementation*. Elsevier, 2004.
- [49] SoDa service - knowledge in solar radiation. [http ://www.soda-is.com/eng/index.html](http://www.soda-is.com/eng/index.html).
- [50] Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Theodore L. Bergman, and Adrienne S. Lavine. *Fundamentals of Heat And Mass Transfer*. John Wiley & Sons Inc, 6th revised edition edition, September 2006.
- [51] Gabriel Morin. Solarthermische kraftwerke mit Fresnel-Kollektoren – fraunhofer ISE. Technical report, 2008.
- [52] R. Gicquel. *Systèmes énergétiques, Tome 3. Cycles avancés, Systèmes innovants à faible impact environnemental*. Presse des Mines, 2009.

# Annexe

## Annexe A

# Mise en oeuvre dans EDStar pour l'optique à réflecteur linéaire de Fresnel

Pour mettre en oeuvre le modèle de notre optique, nous construisons un ensemble de programmes, qui nous permettent de tirer le meilleur parti d'EDStar. Cette annexe constitue un guide pour l'utilisateur de l'environnement de développement.

Le schéma de la figure A.1 présente de façon synthétique les fichiers utilisés pour la simulation, ainsi que les fichiers créés pour l'obtention des résultats. Le post-traitement des résultats est réalisé avec le logiciel libre de calculs SciLab. Le logiciel libre Octave ou le logiciel propriétaire MatLab auraient aussi pu être utilisés.

Supposons que l'environnement de développement soit installé dans un dossier EDStar. A l'intérieur de ce dossier, se trouvent deux dossiers :

- un dossier `Mcm3D`, qui contient le cœur du code pour la simulation de Monte Carlo et le traitement de la géométrie.
- un dossier `Lancement`, qui contient tous les fichiers spécifiquement dédiés à l'application étudiée. Son nom est arbitraire.

## A.1 L'environnement de simulation

Certains fichiers de PBRT doivent être configurés spécifiquement. Tout se passe dans le dossier `Mcm3D`.

Nous avons ajouté à la bibliothèque de formes disponibles un objet `"parabolictrough"`. Cela permet de créer simplement des miroirs cylindro-paraboliques : miroirs plans courbés mécaniquement, ou encore réflecteurs secondaires de type paraboliques composés (CPC). `"parabolictrough"` est un objet de type `"shape"`, ajouté au dossier `"shapes"`. Le fichier `"makefile"` du dossier `"Pbrt_mcm"` doit être mis à jour, pour signaler l'existence de cette forme nommée `"parabolictrough"`.

L'algorithme de calcul de Monte Carlo est codé dans le fichier `Algo.h`. Il est placé dans le dossier `codage_mcm`. Le détail de l'algorithme est décrit dans la section 5.3. Il fait appel à l'algorithme `SolPosFresnel.h`, qui définit l'objet soleil (Sun).

D'autres fonctions ont été adaptées pour nos besoins. Les fichiers `area.cpp`, dans le dossier `"lights"`, ainsi que `color.h` et `light.h` dans le dossier `"core"` ont été modifiés.

A chaque modification d'un fichier dans le dossier `Mcm3D`, une recompilation est nécessaire : lancer la commande `"make"` à partir du dossier `Mcm3D`.

## A.2 La définition du système optique

Le système optique est caractérisé par sa géométrie. La figure A.2 illustre une géométrie modélisée. Cette vue montre la qualité du rendu que l'on peut facilement obtenir par synthèse d'images avec EDStar.

Le comportement de l'optique dépend de la position du soleil, donc de la date, de l'heure et du lieu où est l'installation.

### A.2.1 Les paramètres du système

Le système optique est composé de miroirs dont l'orientation dépend de la position du soleil. La géométrie est donc calculée pour une date et heure donnée. L'algorithme `FrenselOpticGenerator.c`, codé en langage C, génère un fichier géométrie. Ce fichier, `FrenselOptic.pbrt`, contient la définition de tous les éléments du système optique. Un fichier complémentaire, contenant la valeur

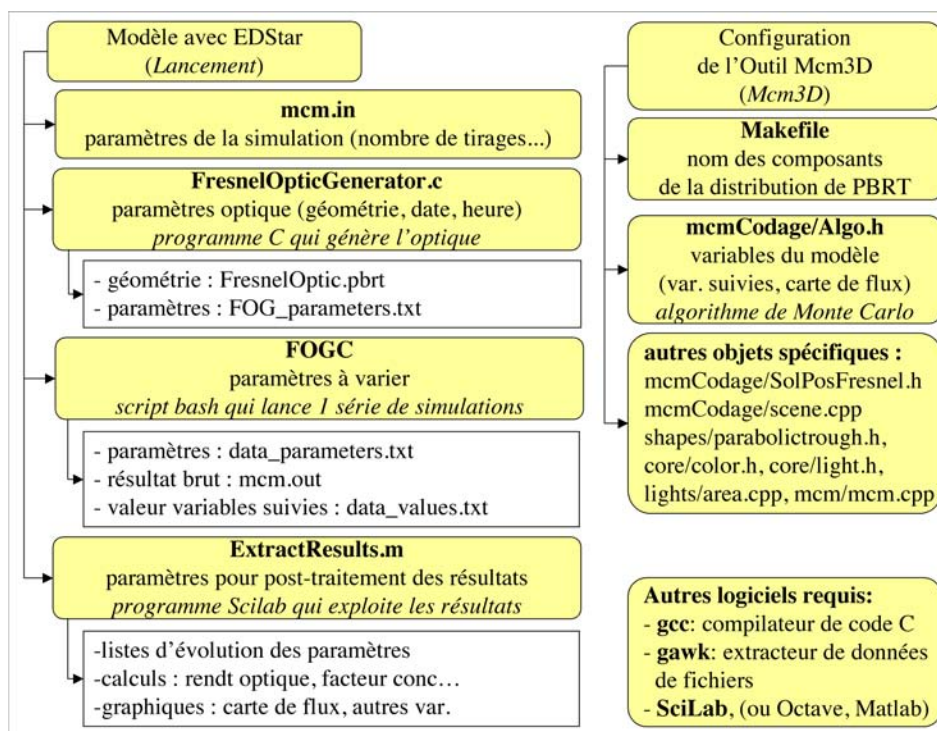
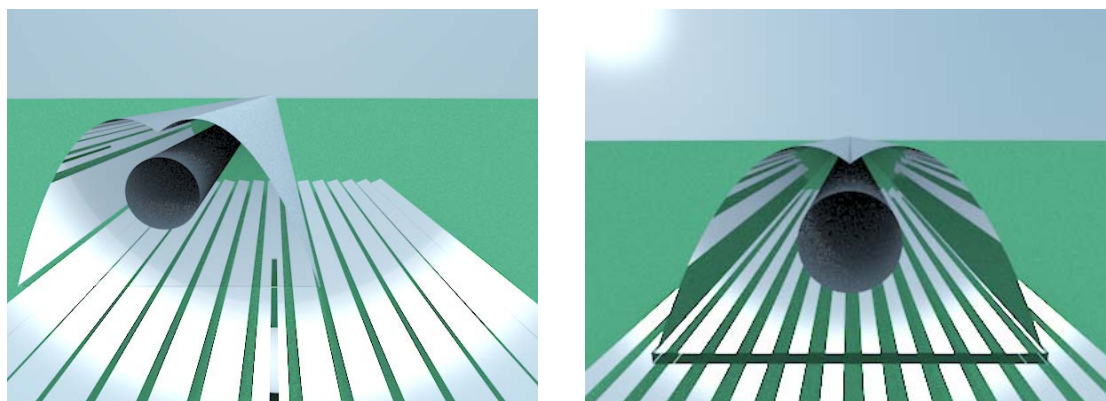


FIGURE A.1 – Schéma récapitulatif des fichiers utilisés pour la simulation avec EDStar



(a) 21 octobre à 12h solaire : vue en direction du Sud, depuis le récepteur (prise de vue décalée de 12 cm vers l'Ouest)  
(b) 21 décembre à 12h solaire : vue centrée, en direction du Sud, avec une vitre plus épaisse

FIGURE A.2 – Synthèse d'images par EDStar, exemples d'illustration de géométries modélisées



de tous les paramètres est créé. `FOG_parameters.txt` donne toutes les caractéristiques de cette configuration du système. Il permet par la suite l'analyse des résultats correspondants.

Le code du fichier générateur de géométrie est disponible en annexe.

Une première section du code contient la définition de tous les paramètres concernant :

- la géométrie
- l'optique
- le soleil
- le temps : date, heure
- le lieu

Cette section du rapport décrit en détail les paramètres utilisés.

#### **A.2.1.1 Paramètre général :**

**Option :** `option` Ce paramètre vaut :

- 0 : lorsqu'on souhaite créer une image, pour visualiser la géométrie (utilisation du PBRT d'origine). La version actuelle utilise l'image du ciel `skylight-day.exr` : ciel bleu avec le soleil.
- 1 : lorsqu'on souhaite lancer une simulation de Monte Carlo (avec `Mcm3D`).

#### **A.2.1.2 Géométrie**

Le repère géométrique est fixé de telle sorte qu'il soit direct. L'axe X pointe vers le Sud, l'axe Y vers le haut et l'axe Z vers l'Ouest. On remarque ici que l'axe Z ne pointe pas vers le haut, comme c'est souvent le cas. L'avantage est que les coordonnées du soleil sont croissantes au cours de la journée.

La définition de la géométrie est pensée pour l'hémisphère Nord. Pour l'hémisphère Sud, il faut inverser le rôle de Nord et Sud. Les coordonnées du soleil doivent également être revues.

#### **Le champ de miroirs (figures A.3, A.4, A.5 et A.6)**

**Orientation de l'axe des miroirs :** `orientation_m` L'orientation de l'axe des miroirs est définie par rapport au Sud. L'angle est négatif vers l'Est, positif vers l'Ouest. Il est exprimé en degrés (°) : -90° pour l'Est, +90° pour l'Ouest. Remarque : le sens de définition de cet angle est inverse au sens trigonométrique défini par l'axe vertical Y.

**Inclinaison du champ de miroirs :** `tilt_m` Le champ de miroirs est horizontal par défaut (dans le plan XZ). Il peut être incliné par une rotation autour de l'axe Z. L'angle d'inclinaison est défini positif, lorsque le champ de miroir est incliné dans le sens inverse trigonométrique de Z. Remarque : si le champ de miroir est orienté vers le sud, un angle d'inclinaison positif incline le champ de miroirs vers le Sud. Les miroirs font alors plus face au soleil (dans l'hémisphère Nord).

**Forme des miroirs :** `shape_m` Deux formes de miroirs sont prévues :

- 0 : miroirs plan
- 1 : miroirs cylindriques : les rayons de courbure des miroirs doivent alors être définis.

Il est possible de créer des miroirs avec d'autres formes (cylindro-paraboliques...) en modifiant le code.

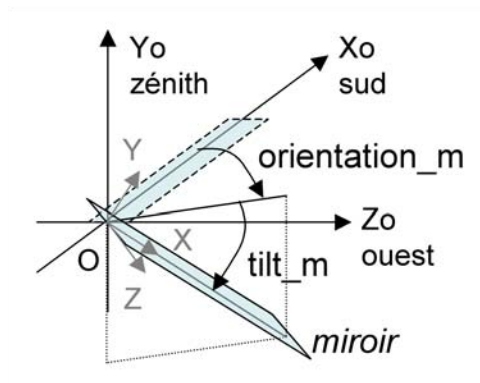


FIGURE A.3 – Positionnement du champ de miroirs

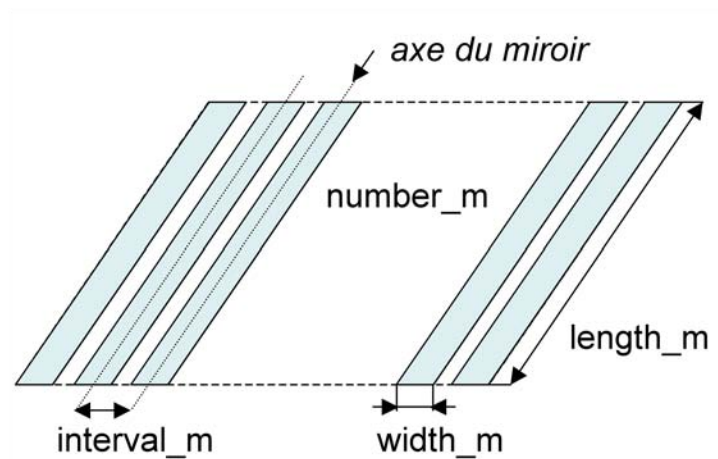


FIGURE A.4 – Définition du champ de miroirs

**Nombre de miroirs :  $number\_m$**  Il s'agit du nombre de bandes de miroirs disposées en parallèle.

**Intervalle entre 2 miroirs :  $interval\_m$**  L'espacement entre deux miroirs est défini par la distance qui sépare les axes de deux miroirs contigus. La distance qui les sépare bord à bord s'obtient donc en soustrayant la largeur du miroir à l'intervalle entre deux miroirs.

**Longueur d'un miroir :  $length\_m$**  Il s'agit de la longueur du miroir dans la direction de l'axe.

**Largeur d'un miroir :  $width\_m$**  La largeur du miroir est mesurée perpendiculairement à l'axe du miroir.

**Distance axe-surface du miroir :  $dist\_am$**  Souvent le miroir n'est pas positionné exactement sur l'axe de rotation de son support. Ce paramètre représente la distance qui sépare l'axe du miroir de sa surface réfléchissante. En toute rigueur un système de suivi devrait en tenir compte, car alors la vitesse de suivi des miroirs est différente pour chacun d'eux.

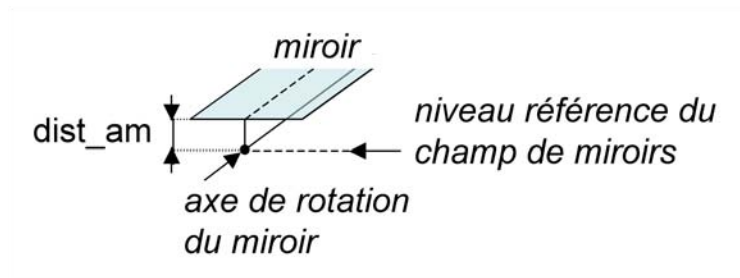


FIGURE A.5 – Position des miroirs par rapport à leur axe

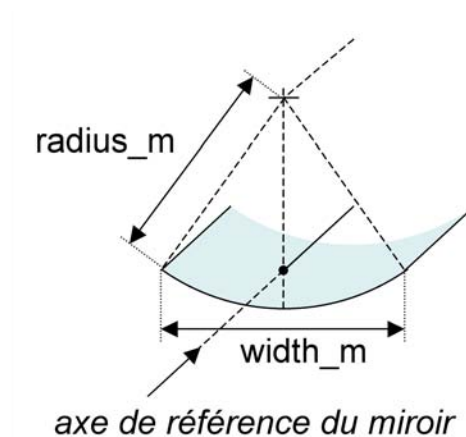


FIGURE A.6 – Miroir à courbure cylindrique

**Rayons de courbure de miroirs :** `radius_m` Dans le cas de miroirs cylindriques, on définit ici sous forme de liste, le rayon de courbure de chacun des miroirs, dans l'ordre des Z croissants.

#### Le récepteur et son tube absorbeur (figures A.7 et A.8)

**Longueur du récepteur :** `length_r` C'est la longueur totale du récepteur.

**Hauteur du récepteur :** `height_r` La hauteur du récepteur est mesurée par rapport au champ de miroirs. Dans la configuration d'un récepteur tubulaire, cette hauteur correspond au centre du tube.

**Décalage du récepteur :** `shift_r` Le récepteur est positionné sur un axe parallèle à celui des miroirs, situé au dessus du champ de miroirs. L'extrémité Sud du récepteur est par défaut à la verticale de la limite Sud du champ de miroirs. Un décalage en direction du Nord est compté positivement.

**Diamètre du tube récepteur :** `diameter_r` Dans la configuration d'un récepteur tubulaire, le tube est défini par son diamètre extérieur.

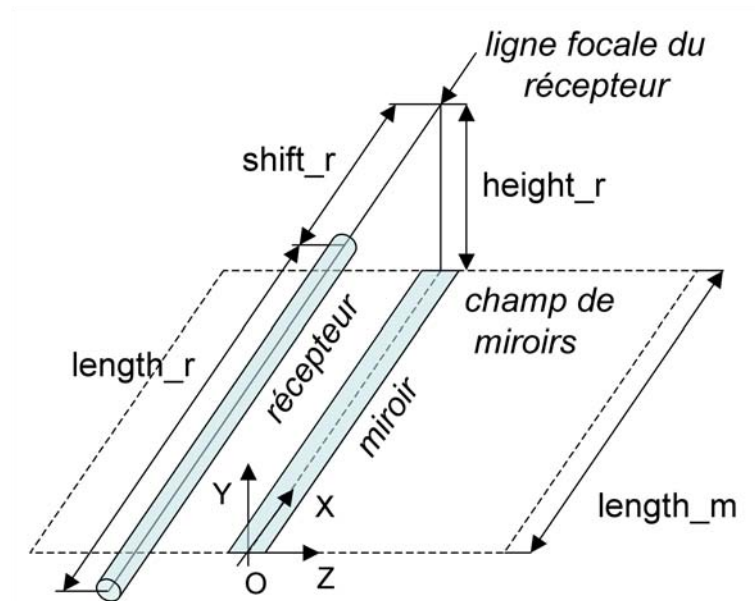


FIGURE A.7 – Positionnement du récepteur

**Distance tube-point focal :  $dh_r$**  Le centre du tube est situé par défaut sur la ligne focale visée par tous les miroirs. Ce paramètre permet de modifier la position du tube en hauteur. Suivant la configuration du récepteur, en particulier la forme du réflecteur secondaire, les meilleures performances ne sont pas forcément atteintes lorsque le centre du tube coïncide avec la ligne focale.

**Le réflecteur secondaire (figures A.8 et A.9)** On peut ajouter un réflecteur secondaire au dessus du tube afin d'augmenter le facteur de concentration. Dans la présente configuration, le réflecteur est de type concentrateur parabolique composé : CPC. Il s'agit de deux portions de paraboles, dont le point focal est situé sur la paroi du tube. Le réflecteur secondaire est placé au dessus du tube à une distance fixe, qui a déjà fait l'objet d'une optimisation par le concepteur du réflecteur CPC pour ce tube.

**Distance réflecteur secondaire-point focal :  $dh_{sr}$**  Le point (ou ligne) origine du réflecteur secondaire est souvent situé au dessus de la ligne focale du récepteur. On fixe ainsi la position du réflecteur secondaire en hauteur, par rapport à la ligne focale.

**Largeur du réflecteur secondaire :  $w_{sr}$**  La largeur du réflecteur secondaire est la largeur totale d'ouverture du CPC. Par défaut, le CPC mesure 0.1 m de largeur, ce qui correspond au matériel utilisé par le prototype à Albi.

**Distance focale du réflecteur secondaire :  $focal_{sr}$**  Chaque portion du réflecteur est une parabole de distance focale définie par ce paramètre.

**Décalage de la ligne focale du réflecteur secondaire :  $focal\_line_{sr}$**  Les deux portions de paraboles sont de part et d'autre de la ligne origine du récepteur. Ce paramètre définit la position

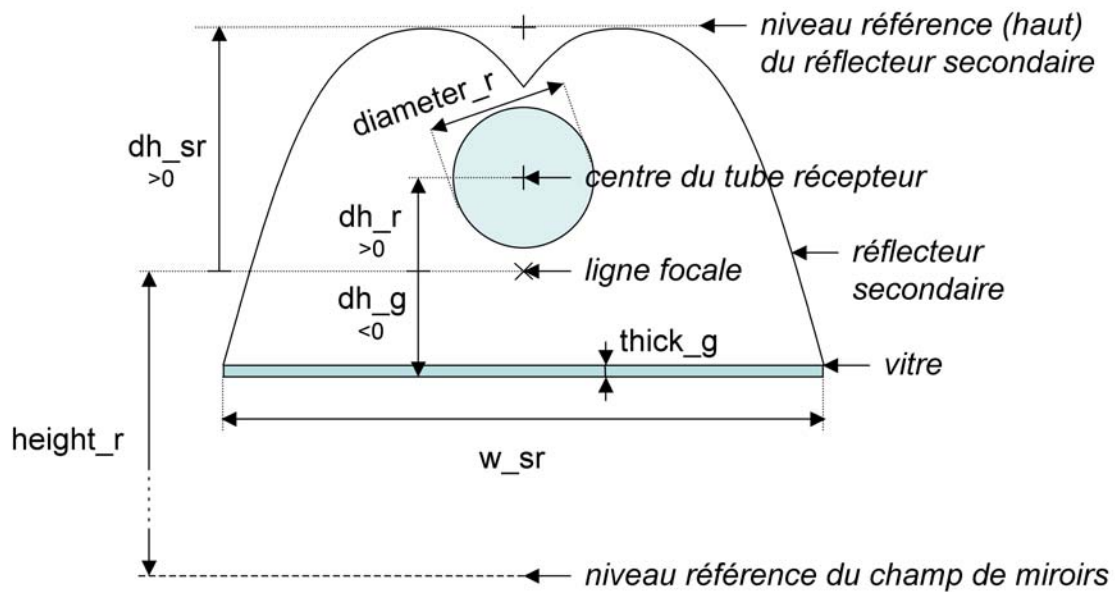


FIGURE A.8 – Définition du récepteur

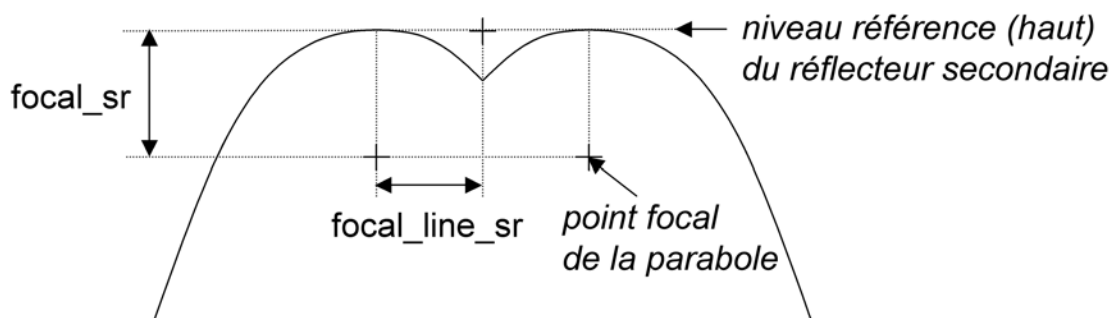


FIGURE A.9 – Définition du réflecteur secondaire de type CPC simple

des sommets des paraboles, par leur décalage horizontal par rapport à la ligne origine du réflecteur secondaire.

#### La vitre (figure A.8)

**Vitre :** glass\_sheet

- 0 : s'il n'y a pas de vitre
- 1 : s'il y a une vitre.

**Épaisseur du verre :** thick\_g L'épaisseur de la plaque de verre en mètres.

**Forme de verre :** shape\_g On peut choisir entre deux formes de verre :

TABLE A.1 – Paramètres de la géométrie

Désignation du paramètre	Nom dans le code	Valeur exemple	Notation
Orientation des miroirs	orientation_m	0°	$\omega_m$
Inclinaison des miroirs	tilt_m	0°	$\tau_m$
Forme des miroirs	shape_m	1	
Nombre de miroirs	number_m	14	$n_m$
Intervalle entre 2 miroirs	interval_m	1.3 m	$i_m$
Longueur d'un miroir	length_m	10 m	$l_m$
Largeur d'un miroir	width_m	1 m	$w_m$
Distance axe-miroir	dist_am	0 m	
Rayons ce courbure	radius_m		
Longueur du récepteur	length_r	25 m	$l_r$
Hauteur du récepteur	height_r	7 m	$h_r$
Décalage du récepteur	shift_r	0 m	$s_r$
Diamètre tube récepteur	diameter_r	0,1 m	$d_r$
Distance tube-point focal	dh_r	0,1 m	$d_{t-f}$
Distance r. s. <sup>1</sup> -point focal	dh_sr	0,07	
Largeur du r. s.	w_sr	0,3 m	$w_{rs}$
Distance focale du r. s.	focal_sr	0,02 m	
Décalage ligne focale du r. s.	focal_line_sr	0,03 m	
Présence d'une vitre	glass_sheet	1	
Epaisseur de la vitre	thick_g	0,004 m	
Forme de la vitre	shape_g	1	
Diamètre de la vitre	diameter_g	-	
Distance ligne focale-vitre	dh_g	calculé	

- 1 : verre plan, fermant par le bas la cavité formée par le réflecteur secondaire.
- 0 : verre cylindrique, placé autour du tube récepteur.

**Diamètre du cylindre de verre :** `diameter_g` Dans le cas d'une vitre cylindrique, on définit son diamètre moyen.

**Distance vitre - ligne focale :** `dh_g` Dans le cas d'une vitre plane, le verre est placé en dessous de la ligne focale. On définit la distance entre la vitre et la ligne focale du récepteur. On peut calculer cette distance, afin que la vitre ferme la cavité créée par le réflecteur secondaire.

### A.2.1.3 Optique

Les paramètres optiques sont définis dans la géométrie. L'algorithme de Monte Carlo utilise ensuite les propriétés associées aux surfaces intersectées.

#### Miroirs

**Réfectivité des miroirs : reflectivity\_m** La réfectivité des miroirs est définie directement dans la géométrie.

**Erreur de réflexion des miroirs : p\_m** L'erreur de pointage des miroirs est prise en compte à travers le paramètre de la distribution de Blinn : voir section 5.2.3.

## Réflecteur secondaire

**Réfectivité du réflecteur secondaire : reflectivity\_sr** La réfectivité du réflecteur secondaire est définie directement dans la géométrie.

**Erreur de réflexion du réflecteur secondaire : p\_sr** L'erreur de pointage du réflecteur secondaire est prise en compte à travers le paramètre de la distribution de Blinn (section 5.2.3).

## Récepteur

**Absorptivité du récepteur : absorptivity\_r** L'absorptivité du récepteur n'a pas d'intérêt pour le calcul de Monte Carlo. Pour l'instant, il n'y a pas de discrétisation spectrale.

**Erreur de réflexion du récepteur : p\_r** Pour les rayons non absorbés sur le récepteur, il s'agit du calcul de la direction du rayon réfléchi. L'erreur de pointage du récepteur correspond à l'écart à une réflexion spéculaire. Cette erreur est décrite à travers le paramètre de la distribution de Blinn (section 5.2.3).

**Emissivité du récepteur : emissivity\_IR\_r** L'émissivité du récepteur n'est pas utilisée pour l'instant. Une simulation directe des pertes radiatives ferait appel à ce paramètre. Une définition spectrale du paramètre pourra être nécessaire.

## Vitre

**Réfectivité de la vitre : reflectivity\_g** La réfectivité de la vitre est définie pour une incidence normale. Une atténuation est appliquée pour un rayon incident incliné. La réfectivité effective  $\rho_g(\alpha_i)$  est calculée comme suit, pour un angle d'incidence  $\alpha_i$  :

$$\rho_g(\alpha_i) = \frac{1}{2} \left( \left( \frac{1,458^2 \cos \alpha_i - \sqrt{1,458^2 - \sin^2 \alpha_i}}{1,458^2 \cos \alpha_i + \sqrt{1,458^2 - \sin^2 \alpha_i}} \right)^2 + \left( \frac{\cos \alpha_i - \sqrt{1,458^2 - \sin^2 \alpha_i}}{\cos \alpha_i + \sqrt{1,458^2 - \sin^2 \alpha_i}} \right)^2 \right) \cdot \frac{\text{reflectivity\_g}}{0,96}$$

**Transmissivité de la vitre : transmissivity\_g** La transmissivité de la vitre est définie pour un rayon incident normal. Cependant, l'influence de l'épaisseur de verre traversé n'est pas prise en compte. La transmissivité effective  $\tau_g(\alpha_i)$  est alors :

$$\tau_g(\alpha_i) = \text{transmissivity\_g} + (\text{reflectivity\_g} - \rho_g(\alpha_i))$$

TABLE A.2 – Paramètres de l'optique

Désignation du paramètre	Nom dans le code	Valeur exemple	Notation	Commentaires
Réfectivité des miroirs	reflectivity_m	0,9	$\rho_m$	
Erreur de réflexion des miroirs	p_m	$1,25 \cdot 10^{-5}$	$\beta_m$	correspond à $\epsilon_m = 5 \text{ mrad}$
Réfectivité du réflecteur secondaire	reflectivity_sr	0,9		
Erreur de réflexion du r. s.	p_sr	$4,5 \cdot 10^{-6}$	$\beta_{sr}$	correspond à $\epsilon_{sr} = 3 \text{ mrad}$
Absorptivité du récepteur	absorptivity_r	0,9	$\alpha_r$	
Erreur de réflexion du récepteur	p_r	$5 \cdot 10^{-5}$	$\beta_r$	correspond à $\epsilon_r = 10 \text{ mrad}$
Emissivité du récepteur	emissivity_IR_r	0,15	$\epsilon_r$	paramètre infra-rouge non utilisé en visible
Réfectivité de la vitre	reflectivity_g	0,05	$\rho_g$	
Transmissivité de la vitre	transmissivity_g	0,92	$\tau_g$	
Erreur de réflexion de la vitre	p_g	$2 \cdot 10^{-6}$	$\beta_g$	correspond à $\epsilon_g = 2 \text{ mrad}$

TABLE A.3 – Paramètre du soleil

Désignation du paramètre	Nom dans le code	Valeur exemple	Notation	Commentaires
Rayon angulaire du soleil	sun_radius	16	$r_s$	en minutes d'angle

**Erreur de réflexion de la vitre :** p\_g L'erreur sur la direction des rayons réfléchis sur la vitre est prise en compte. Cette erreur est décrite à travers le paramètre de la distribution de Blinn (section 5.2.3).

#### A.2.1.4 Soleil

**Rayon angulaire du soleil :** sun\_radius La taille du soleil est définie par l'angle de vue du rayon du soleil exprimé en minutes d'angle.

#### A.2.1.5 Temps

**Paramètre de temps :** time\_parameter Le paramètre de temps permet de choisir la référence choisie pour la date et l'heure :

- 0 : le temps solaire est pris en compte (12 :00 correspond à midi solaire)
- 1 : le temps du fuseau horaire local est considéré (12 :00 correspond à midi, heure locale)
- 2 : le temps est obtenu automatiquement de l'horloge interne de l'ordinateur (heure actuelle de l'ordinateur)

Ensuite sont définis la date et l'heure :



**Année** : `year` L'année n'est pas utilisée, mais pourrait servir à ajuster automatiquement la date exacte de l'équinoxe (influence mineure), ainsi que le caractère bisextile ou non de l'année.

**Mois** : `month` Le mois est compté de 1 à 12, pour Janvier à Décembre. Il est ensuite converti en un entier de 0 à 11 pour les calculs.

**Jour** : `day` Le jour du mois va de 1 à 28, 29, 30 ou 31 suivant les mois.

**Heure** : `hour` C'est l'heure du jour (0 à 24). On pourra entrer indifféremment l'heure en valeur décimale ou décomposée en heures, minutes et secondes. Par exemple :

$$\{hour = 12,5; min = 0; s = 0\} \Leftrightarrow \{hour = 12; min = 30; s = 0\}$$

Suivant le paramètre de temps, ce sera l'heure solaire ou l'heure de la montre du lieu.

**Minute** : `minute` voir heure.

**Seconde** : `second` voir heure.

Trois paramètres complémentaires sont définis pour corriger l'heure et la date en fonction de la période considérée.

**Heure d'été / heure d'hiver** : `dst` Le changement d'heure doit être pris en compte, si l'heure de l'horloge est prise comme référence. Ce paramètre prend la valeur 1 en été, 0 en hiver. ('dst' pour 'daylight saving time')

**Jour de l'équinoxe** : `D_eq` La date et l'heure exacte de l'équinoxe varient d'une année à l'autre. Ce paramètre permet d'ajuster cette date, par rapport à une référence, fixée le 21 mars à 0h00. Le jour de l'année calculé est alors 80. Par exemple, l'équinoxe du printemps 2010 s'est produit le 20 mars à 17h30 (temps universel de Greenwich). Le paramètre de correction devra donc avancer la date de 6h30, soit exprimé en jours :  $d_{eq} = -0,27$ .

**Année bisextile** : `BiY` Ce paramètre vaut 1 si l'année est bisextile, 0 si elle ne l'est pas.

#### A.2.1.6 Lieu

**Latitude** : `latitude` La latitude est définie par un angle exprimé en degrés. Elle est positive dans l'hémisphère Nord, négative dans l'hémisphère Sud. L'angle va donc de  $-90^\circ$  au pôle Sud à  $+90^\circ$  au pôle Nord. Par exemple pour le prototype à l'école des mines d'Albi, la latitude est de  $\lambda_{albi} = 43^\circ 55' 20'' = 43,9222^\circ$ .

**Fuseau horaire** : `timezone_loc` Le fuseau horaire est défini par référence au fuseau horaire centré sur Greenwich qui a la valeur zéro. Les fuseaux horaires sont numérotés positivement en allant vers l'est. Le fuseau horaire à Albi est celui de la France et de l'Europe de l'Ouest (Paris, Berlin, Madrid...) :  $tz_{albi} = 1$ .

TABLE A.4 – Paramètres de temps

Désignation du paramètre	Nom dans le code	Valeur exemple	Notation	Commentaires
Paramètre de temps	time_parameter	0	$p_t$	
Année	year	2010	$y$	
Mois	month	6	$m$	
Jour	day	21	$d$	
Heure	hour	12	$h$	
Minute	minute	0	$min$	
Seconde	second	0	$s$	
Autres paramètres de temps				
Heure d'hiver et d'été	dst	1	$dst$	
Jour de l'équinoxe	Deq	1	$d_{eq}$	
Année bisextile	BiY	0	$biy$	

TABLE A.5 – Paramètres du lieu

Désignation du paramètre	Nom dans le code	Valeur exemple	Notation	Commentaires
Latitude	latitude	43,9	$\lambda$	Albi
Fuseau horaire	timezone_loc	1	$tz$	Albi
Longitude	longitude	-(0+0./60)	$\varphi$	Albi

**Longitude :** longitude La longitude est nulle à Greenwich. Elle est comptée positivement vers l'Ouest, négativement vers l'Est. Pour le prototype à l'école des mines d'Albi, la longitude est  $\varphi_{albi} = 2^\circ 10' 50'' E = -2,18056^\circ$ .

## A.2.2 Le calcul de la position du soleil

La position du soleil est calculée connaissant la date, l'heure et le lieu considérés.

### A.2.2.1 Jour de l'année

Le jour de l'année  $doy_0$  est calculé connaissant le mois, le jour du mois, ainsi que le caractère bisextile de l'année.

Un jour de l'année décimal  $doy$  est calculé en prenant en compte l'heure de la journée :

$$doy = doy_0 + \frac{1}{24} \times \left( h + \frac{min}{60} + \frac{s}{3600} \right)$$

Le jour de l'année entier  $doy_0$  correspond à ce jour de l'année à 0h00. Le 1er Janvier, on a donc :  $doy_0 = 0$ . En fonction de l'heure, cela donnera :

- 1er Janvier à 0h00 :  $doy_0 = 0$
- 1er Janvier à 12h (midi) :  $doy = 0,5$
- 1er Janvier à 24h (lorsque la journée est terminée) :  $doy_0 = 1$

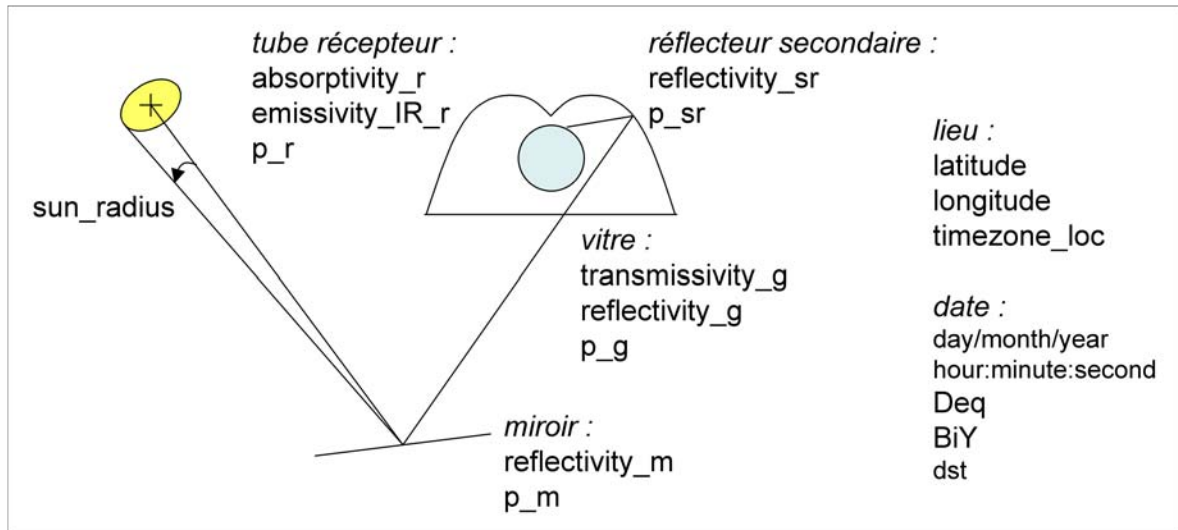


FIGURE A.10 – Définition du soleil, propriétés optiques et autres paramètres (lieu, date...)

#### A.2.2.2 Passage à l'heure solaire

Si l'heure de référence est l'heure de la montre locale, il faut se ramener à l'heure solaire. La localisation géographique et des considérations astronomiques entre en jeu.

**Correction relative au lieu** Le midi solaire se produit à midi exactement lorsqu'on est au centre du fuseau horaire. Le méridien correspondant est en effet décalé d'un nombre entier d'heures par rapport à Greenwich. Ce méridien a donc pour longitude un multiple de  $15^\circ$  :  $\varphi_{tz} = 15 \cdot tz$ . La position du lieu par rapport à ce méridien se calcule donc par différence avec la longitude  $\varphi$  du lieu :  $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_{tz}$ .  $15^\circ$  d'angle correspondent à une heure, donc le temps de décalage s'exprime :  $\Delta t = 4 \cdot \Delta\varphi$

**Equation du temps** Du fait de l'ellipticité de l'orbite de la Terre autour du Soleil et de l'obliquité de l'axe de la Terre, le décalage entre l'heure solaire et l'heure de la montre varie d'environ  $\pm 1$  quart d'heure au cours de l'année. Le paramètre de correction est calculé par l'équation du temps ( $E$  en minutes) :

$$E = 229,18 \cdot (7,5 \cdot 10^{-5} + 1,868 \cdot 10^{-3} \cdot \cos(B) - 3,2077 \cdot 10^{-2} \cdot \sin(B) - 1,4615 \cdot 10^{-2} \cdot \cos(2B) - 4,089 \cdot 10^{-2} \cdot \sin(2B))$$

avec :  $B = \text{doy} \cdot \frac{2\pi}{365}$

**Heure solaire** La correction totale, exprimée en minutes, est donc calculée par :

$$\Delta t = 4 \times (15 \cdot (\text{dst} - 1) - 15 \cdot tz - \varphi) - E$$

On définit l'heure décimale, qui prend en compte les minutes et secondes :

$$h_d = h + \frac{\text{min}}{60} + \frac{s}{3600}$$

L'heure solaire est alors obtenue simplement :

$$h_S = h_d + \frac{\Delta t}{60}$$

#### A.2.2.3 Coordonnées solaires dans le repère global

**Angle horaire** L'angle horaire traduit la position du soleil dans sa course apparente autour de la Terre. Comme un tour dure 24 heures, l'angle horaire, en radian, est défini par :

$$\Omega = (h_S - 12) \cdot 15 \cdot \frac{\pi}{180}$$

L'angle horaire est égal à zéro au midi solaire, négatif le matin, positif l'après-midi.

**Déclinaison** La déclinaison indique l'angle, en radians, d'inclinaison de l'axe de rotation de la Terre par rapport au plan de l'écliptique :

$$\delta = 23,45 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \sin \left( \frac{2\pi}{365,25} \cdot (doy - (79 + d_{eq} + biy)) \right)$$

Cet angle varie de jour en jour, au cours de l'année. Il est nul aux équinoxes, maximal au solstice d'été et minimal au solstice d'hiver.

#### A.2.2.4 Coordonnées solaire dans le repère du lieu

**Élévation** L'élévation est l'angle, en radians, que fait le soleil avec l'horizontale :

$$\alpha_s = \arcsin \left( \cos(\Omega) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos \left( \lambda \cdot \frac{\pi}{180} \right) + \sin(\delta) \cdot \sin \left( \lambda \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)$$

Elle est nulle au lever et coucher du soleil, maximale au midi solaire.

**Azimuth** L'azimuth est l'angle, en radians, entre le Sud et la direction du soleil projetée horizontalement :

$$\gamma_s = \arcsin \left( \frac{\sin(\Omega) \cdot \cos(\delta)}{\cos(\alpha_s)} \right)$$

Il est nul au midi solaire, négatif le matin, positif l'après-midi.

#### A.2.2.5 Coordonnées cartésiennes du soleil dans le repère du lieu

Dans le repère cartésien du lieu, le vecteur de direction du soleil s'exprime donc :

$$\vec{S} \begin{cases} x_s = \cos(\alpha_s) \cdot \cos(\gamma_s) & \text{vers le sud} \\ y_s = \sin(\alpha_s) & \text{vers le haut} \\ z_s = \cos(\alpha_s) \cdot \sin(\gamma_s) & \text{vers l'ouest} \end{cases}$$

### A.2.3 La construction de la géométrie

Une fois tous les paramètres définis, le code `FresnelOpticGenerator.c` commence les calculs et génère le fichier géométrie `FresnelOptic.pbrt`. Le fichier généré diffère légèrement selon que l'on souhaite :

- lancer une simulation de Monte Carlo,
- ou obtenir une image de synthèse de la scène.

#### A.2.3.1 Structure du code

On peut décomposer le code en sections, correspondant au fichier géométrie :

- Introduction :
  - Vue : définit les paramètres d'observation de la scène, pour le cas d'un rendu visuel de la géométrie. [Dans le code : `// Introduction`]
  - Source de lumière : crée le soleil pour l'observation ou définit la position et le rayon du soleil pour la simulation Monte Carlo. [Dans le code : `// Light source (for image) or Sun position (for Monte Carlo)`]
  - Sol : pour plus de réalisme dans la visualisation de la scène, un sol est créé. [Dans le code : `// Shows the ground (for more realistic image)`]
- Eléments de la géométrie :
  - Récepteur : le récepteur est créé. Il s'agit ici d'un tube horizontal. [Dans le code : `//Receiver : number 9 000 001`]
  - Réflecteur secondaire : il est de type CPC, composé donc de deux portions de miroir cylindro-paraboliques. Il sont créés par la forme `parabolictrough` créée spécialement. [Dans le code : `//Secondary reflector : number 2 000 001 (and following...)`]
  - Miroirs : le champ de miroirs demande quelques calculs préliminaires : voir la suite du rapport. Chaque miroir doit en effet être orienté en fonction de la position du soleil. [Dans le code : `// Mirrors : number 1 000 001 (and following...)`]

Les numéros affectés aux différents éléments de la géométrie servent à se repérer lors de la simulation. Ils permettent de savoir quel objet est touché par les rayons lancés.

#### A.2.3.2 Calculs d'orientation du champ de miroirs

Le calcul de l'orientation des miroirs se fait dans le plan normal à l'axe des miroirs. L'angle d'inclinaison est caractérisé à partir du vecteur normal au miroir.

On calcule d'abord la position  $R$  du récepteur. La direction  $\vec{S}_p$  du soleil est projetée dans le plan normal à l'axe des miroirs. Pour chaque miroir, on calcule la position  $M$  de son axe, à partir des paramètres de la géométrie. La direction réfléchie des rayons doit donc être  $\vec{MR}$ . La normale  $\vec{N}_M$  du miroir est donc la bissectrice des vecteurs  $\vec{S}_p$  et  $\vec{MR}$ . L'angle d'inclinaison  $\theta_M$  est défini par rapport à la position verticale :  $\theta_M$  est nul lorsque le miroir est horizontal, négatif lorsqu'il penche vers l'Est, positif vers l'Ouest (si l'axe des miroirs est orienté vers le Sud).

En pratique, on opère simplement une rotation de l'objet miroir de l'angle  $\theta_M$ . Pour la visualisation, le miroir réfléchissant est doublé d'une surface non réfléchissante en face arrière. Deux objets sont donc définis.

### A.3 Le lancement d'une simulation

Un script nommé FOGC simplifie le lancement d'une simulation. Il permet même de lancer des séries de simulations automatiquement, en faisant varier une ou plusieurs variables. On indique alors dans le script la liste des valeurs que le ou les paramètres à faire varier doivent prendre. Une simulation est effectuée pour chacune des valeurs, ou combinaisons de valeurs, souhaitées. Les résultats correspondants sont stockés dans des fichiers différents. Voici les étapes suivies :

- recompilation éventuellement nécessaire de la configuration de Mcm3D dans le dossier Mcm3D
- compilation du générateur d'optique, pour prendre en compte les nouveaux paramètres
- lancement du générateur d'optique, qui crée le fichier décrivant la géométrie `FresnelOptic.pbrt`
- si une liste de simulations est à réaliser, les paramètres prennent leurs valeurs et les étapes suivantes sont réalisées :
  - lancement de l'algorithme de Monte Carlo, qui imprime les résultats dans le fichier `mcm.out`
  - sauvegarde des valeurs des paramètres relatifs à la simulation dans `data_parameters.txt` (pour une liste de simulations successives : `data_parameters1.txt`, `data_parameters2.txt`, `data_parameters3.txt`...). Les valeurs sont extraites du fichier `FOG_parameters.txt`.
  - sauvegarde des valeurs des variables calculées dans `data_values.txt` (pour une liste de simulations successives : `data_values1.txt`, `data_values2.txt`, `data_values3.txt`...). Ces valeurs sont extraites du fichier `mcm.out`, à l'aide du logiciel `gawk`, facilement utilisable en ligne de commande.

### A.4 L'analyse des résultats

Les résultats obtenus à partir d'une simulation ou d'une série de simulations sont enregistrés dans un fichier `mcm.out`. Les valeurs des variables calculées sont extraites à l'aide du logiciel `gawk`, dans le fichier `data_values.txt`. Les variables calculées sont définies dans l'algorithme de Monte Carlo. Ce fichier résultat contient donc :

- une trentaine de variables globales qui permettent :
  - d'évaluer les performances globales du concentrateur :
    - puissance totale reçue,
    - puissance perdue par ombrage, blocage ou débordement ;
  - de comprendre le chemin suivi par les rayons :
    - puissance étant collectée par l'intermédiaire du réflecteur secondaire,
    - puissance étant collectée après 1, 2, 3, 4, 5 ou plus de réflexions ;
- quelques milliers de variables qui caractérisent la carte de flux radiatif collecté sur l'élément absorbeur : par exemple, la discrétisation de la surface du tube en 36 segments angulaires et 50 segments dans la longueur donne une carte de flux à 1 800 points.

Les variables suivies sont numérotées dans le code, avec les noms `v1`, `v2`, `v3`... Un indice supplémentaire permet de traduire la signification de la variable.

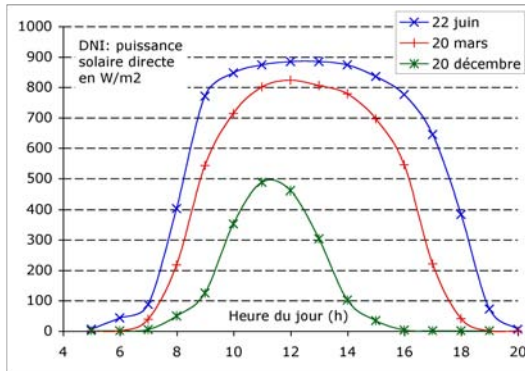
L'analyse des résultats est réalisée avec Scilab, en alternative à Matlab : voir section 7.1.2 pour une description de l'outil. On calcule les variables présentées dans la suite.

TABLE A.6 – Variables calculées par l'algorithme de Monte Carlo

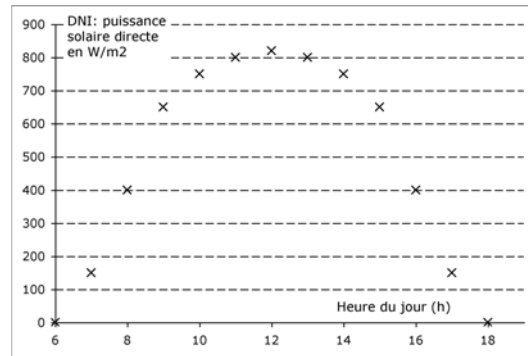
Variable dans le code	Grandeur calculée (puissances en W)
<code>v1_abs_r</code>	Puissance totale absorbée sur l'élément absorbeur

TABLE A.6 – Variables calculées par l'algorithme de Monte Carlo

Variable dans le code	Grandeur calculée (puissances en W)
v2_abs1	Puissance totale absorbée sur l'absorbeur après 1 interaction : réflexion sur miroir primaire (si pas de vitre)
v3_abs2	Puissance totale absorbée sur l'absorbeur après 2 interactions : réflexion sur miroir primaire + traversée vitre
v4_abs3	Puissance totale absorbée sur l'absorbeur après 3 interactions : miroir primaire + vitre + réflecteur secondaire
v5_abs4	Puissance totale absorbée sur l'absorbeur après 4 interactions : miroir primaire + vitre + réflecteur secondaire ou absorbeur ou vitre
v6_abs5	Puissance totale absorbée sur l'absorbeur après 5 interactions : miroir primaire + vitre + réflecteur secondaire ou absorbeur ou vitre
v7_abs_	Puissance totale absorbée sur l'absorbeur après plus d'interactions : miroir primaire + vitre + réflecteur secondaire ou absorbeur ou vitre
v8_abs_g	Puissance absorbée par la vitre
v9_abs_sr	Puissance absorbée par le réflecteur secondaire
v10_abs_ref_r	Puissance absorbée sur l'absorbeur, après une réflexion sur l'absorbeur (ou plus)
v11_abs_ref_g	Puissance absorbée sur l'absorbeur, après une réflexion sur la vitre (ou plus)
v12_abs_trans_g	Puissance absorbée sur l'absorbeur, après une transmission par la vitre (ou plus)
v13_abs_ref_sr	Puissance absorbée sur l'absorbeur, après une réflexion sur le réflecteur secondaire (ou plus)
v14_shade	Puissance totale perdue par ombrage
v15_block	Puissance totale perdue par blocage
v16_spill	Puissance totale perdue par débordement
v17_spill1	Puissance perdue par débordement après 1 interaction : réflexion sur miroir primaire (possible si pas de vitre)
v18_spill2	Puissance perdue par débordement après 2 interactions : réflexion sur miroir primaire + traversée vitre
v19_spill3	Puissance perdue par débordement après 3 interactions : miroir primaire + vitre + réflecteur secondaire
v20_spill4	Puissance perdue par débordement après 4 interactions : miroir primaire + vitre + 2 réflecteur secondaire ou absorbeur ou vitre
v21_spill5	Puissance perdue par débordement après 5 interactions : miroir primaire + vitre + 3 réflecteur secondaire ou absorbeur ou vitre
v22_spill_	Puissance perdue par débordement après plus d'interactions : miroir primaire + vitre + 4 ou plus avec réflecteur secondaire ou absorbeur ou vitre



(a) Exemples de profils d'ensoleillement direct à Albi en 2005 (source SoDa)



(b) Profil de DNI au cours d'une journée type (équinoxe) en  $W/m^2$

FIGURE A.11 – Profil d'ensoleillement direct (DNI)

TABLE A.6 – Variables calculées par l'algorithme de Monte Carlo

Variable dans le code	Grandeur calculée (puissances en W)
v23_spill_ref_r	Puissance perdue par débordement, après une réflexion sur l'absorbeur (ou plus)
v24_spill_ref_g	Puissance perdue par débordement, après une réflexion sur la vitre (ou plus)
v25_spill_trans_g	Puissance perdue par débordement, après une transmission par la vitre (ou plus)
v26_spill_ref_sr	Puissance perdue par débordement, après une réflexion sur le réflecteur secondaire (ou plus)
v36_sensib_v1_to_p_m	Sensibilité de la puissance totale à l'erreur de réflexion des miroirs primaires
v37_sensib_v1_to_p_sr	Sensibilité de la puissance totale à l'erreur de réflexion le réflecteur secondaire
v38_sensib_v1_to_p_ref_g	Sensibilité de la puissance totale à l'erreur de réflexion sur la vitre

**Puissance totale reçue** La puissance totale  $v1\_abs\_r$ , du rayonnement concentré reçu sur l'élément absorbeur du récepteur, est une valeur de référence. Elle est calculée avec un soleil de référence fournissant une puissance de  $1000 W/m^2$  d'ensoleillement direct (DNI). Pour tenir compte des conditions atmosphériques du moment, il convient de corriger cette valeur de référence.

A titre d'exemple, la figure A.11a montre l'évolution du DNI au cours de la journée, pour différentes dates de l'année, à Albi. Ces valeurs sont issues des mesures pour l'année 2005, disponibles par le service SoDa (Solar radiation Data) du centre de recherche Mines PariTech. Par défaut dans nos analyses, nous utilisons le profil de DNI donné par la figure A.11b. Ce profil correspond à une moyenne pour une journée d'équinoxe, à Albi : le tableau A.7 donne les valeurs correspondantes.

La puissance solaire collectée effective  $\Phi_S$  à l'heure  $h$  s'écrit donc :

$$\Phi_S(h) = v1\_abs\_r \cdot DNI(h)$$



TABLE A.7 – Profil d'ensoleillement direct (DNI) au cours d'une journée type (équinoxe) en  $W/m^2$

Heure du jour	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
DNI ( $W/m^2$ )	0	150	400	650	750	800	820	800	750	650	400	150	0

**Puissance surfacique moyenne** La puissance surfacique reçue sur le récepteur est donc :

$$\varphi_S = \frac{\Phi_S}{S_r}$$

avec  $S_r$  la surface du tube récepteur, qui s'exprime facilement en fonction des paramètres géométriques :

$$S_r = l_r \cdot d_r \cdot \pi$$

**Carte de flux** La puissance surfacique par élément de la carte de flux s'exprime en fonction de la surface unitaire  $s_u$  d'un élément :

$$s_u = \frac{S_r}{n_i \cdot n_j}$$

avec  $n_i$  le nombre d'éléments dans la longueur de l'absorbeur

et  $n_j$  le nombre d'éléments dans la largeur de l'absorbeur (sur le pourtour pour un tube)

La puissance  $\varphi_u(i, j)$  en  $W/m^2$ , reçue par l'élément  $(i, j)$ , est définie par :

$$\varphi_u = \frac{v(i \cdot n_j + j)}{s_u \cdot DNI}$$

avec  $v(i \cdot n_j + j)$  la variable correspondant à la puissance en  $W$ , reçue par l'élément  $(i, j)$  dans le code.

Cette formule est valable pour une carte de flux dont les éléments de surface sont tous de même taille.