

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement

Thèse de doctorat
pour l'obtention du diplôme de Docteur en Sciences
Spécialité : Génie mécanique

Etude numérique et expérimentale d'un concentrateur solaire cylindro- parabolique

M. Belkacem AGAGNA

Sous la direction de M. Arezki SMAILI, Professeur, ENP, Alger

Présentée et soutenue publiquement le (11/04/2019)

Composition du jury :

Président	M. Belkacem KEBLI, Professeur, ENP, Alger
Directeur de thèse	M. Arezki SMAILI, Professeur, ENP, Alger
Examineur	M. Mourad BALISTROU, Professeur, Univ. Boumerdès
Examineur	M. Amor BOUHDJAR, D.R. CDER, Alger
Examineur	M. Adel GHENAIET, Professeur, USTHB, Alger
Examineur	M. Salah LARBI, Professeur, ENP, Alger

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique
Laboratoire de Génie Mécanique et Développement

Thèse de doctorat
pour l'obtention du diplôme de Docteur en Sciences
Spécialité : Génie mécanique

Etude numérique et expérimentale d'un concentrateur solaire cylindro- parabolique

M. Belkacem AGAGNA

Sous la direction de M. Arezki SMAILI, Professeur, ENP, Alger

Présentée et soutenue publiquement le (11/04/2019)

Composition du jury :

Président	M. Belkacem KEBLI, Professeur, ENP, Alger
Directeur de thèse	M. Arezki SMAILI, Professeur, ENP, Alger
Examineur	M. Mourad BALISTROU, Professeur, Univ. Boumerdès
Examineur	M. Amor BOUHDJAR, D.R. CDER, Alger
Examineur	M. Adel GHENAIET, Professeur, USTHB, Alger
Examineur	M. Salah LARBI, Professeur, ENP, Alger

REMERCIEMENTS

Je remercie en premier lieu Dieu le tout puissant de nous avoir accordé la puissance et la volonté pour terminer ce travail.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à mon directeur de thèse, Monsieur Arezki SMAILI Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger pour avoir dirigé les travaux de cette thèse, pour son suivi permanent, ses conseils judicieux. Vous avez été présent depuis mes premiers pas dans le monde de la recherche à l'ENP, dans les bons moments comme dans les plus difficiles. Je vous remercie pour vos recommandations et votre soutien durant toutes ces années. A vos côtés, chaque obstacle a été moins dur à surmonter ! Je n'aurai pas pu réaliser ce travail sans vous et je vous en remercie sincèrement. Mes vifs remerciements, ma sincère considération.

Je voudrais également remercier les membres du jury de ma thèse qui ont accepté de venir m'écouter, de me conseiller, et d'apposer un regard critique sur ce travail :

- Je voudrais exprimer mes vifs remerciements à Mr Belkacem KEBLI, Professeur, ENP, Alger, pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury. Je suis très heureux que vous fassiez partie de ce jury.
- Je remercie vivement Mr Salah LARBI, Professeur, ENP, Alger, de m'avoir fait l'honneur d'être examinateur de ce travail. C'est une grande fierté pour moi, Merci encore.
- Je remercie également Mr Mourad BALISTROU, Professeur, Univ. Boumerdès, d'avoir accepté d'être examinateur de ce travail. Je suis vraiment honoré de vous compter parmi les membres de jury.
- Mr Amor BOUHDJAR, D.R, CDER, Alger, je tiens à vous remercier d'avoir accepté d'être examinateur et membre du jury de ma thèse. Mes profondes gratitude.
- Je voudrais également remercier Mr Adel GHENAIET, Professeur, USTHB, Alger, d'avoir bien voulu être examinateur de mon travail. Je suis très reconnaissant.

Mes remerciements vont également à l'ensemble des enseignants de l'ENP, surtout les enseignants du département de génie mécanique. Je remercie également tous mes amis et mes proches qui m'ont soutenu et ont contribué à la réalisation de ce modeste travail.

Je tiens à remercier toutes les personnes du laboratoire PROMES-CNRS, France sans qui ce travail de thèse n'aurait pas pu être accompli. J'ai passé une année inoubliable avec vous, Merci beaucoup. Je pense tout d'abord à remercier Mr Gilles FLAMANT, Professeur, PROMES, France, de m'avoir accepté et accueilli au sein du laboratoire. Je remercie bien évidemment Mr Quentin FALCOZ, MCA PROMES, France, de m'avoir accueilli le premier jour à Odeillo. Je vous remercie également de m'avoir conseillé avec rigueur scientifique et pour toutes vos remarques pertinentes. Vous m'avez toujours assuré de travailler dans les meilleures conditions. Merci à Mr Adrien TOUTANT, MCA, Univ. Perpignan, France, pour vos conseils avisés et pour tous les encouragements.

Je remercie également Mr Thomas FASQUELLE, ingénieur et doctorant, reçoit ici tous mes remerciements pour m'avoir aidé à s'intégrer rapidement au laboratoire. Je tiens à te remercier pour ton implication dans mon travail de recherche surtout à la réalisation de la partie expérimentale. Merci aussi à Mr Omar BEHAR, Docteur chercheur au laboratoire, avec qui j'ai démarré une collaboration qui a menée à des résultats très intéressants. J'espère que nous continuerons à nous côtoyer à l'avenir.

Je tiens à remercier toute ma famille et surtout mes frères, qui m'ont accompagné et soutenu dans toute ma formation.

Ma Mère, je te réserve ces dernières lignes pour te remercier de tout cœur d'avoir été à mes côtés tout au long de ces longues années. Je suis conscient que cela n'a pas été facile tous les jours. Ton amour, ton soutien et ta confiance ont été essentiels pour me soutenir et me prodiguer le courage d'avancer. Tous les mots ne suffisent pas pour témoigner ma reconnaissance. Que dieu te protège et te procure bonheur, santé et prospérité.

ملخص: في هذه الرسالة تم العمل على تطوير ثلاث نماذج (أحادي البعد، ثنائي وثلاثي الأبعاد) للتنبؤ بالأداء الحراري والبصري لمركز الشمسي المكافئ. نفترض في النموذجين أحادي وثنائي البعد تدفقاً للطاقة الشمسية بشكل متجانس كما يتم الاستناد إلى معادلات الطاقة المبسطة. بينما في النموذج ثلاثي الأبعاد، تم استعمال نموذج رياضي مفصل، وذلك استناداً إلى معادلات Navier-Stokes و كذا معادلات الطاقة لدراسة الجانب الحراري للبرنامج. بالنسبة للجانب الضوئي، قمنا بتطوير نموذج بصري قائم على طريقة ضوئية تسمى MCRT لحساب التوزيع الفعلي لتدفق الأشعة الشمسية. تم حل معادلات النموذج الرياضي الناتج باستخدام ANSYS-Fluent. أجريت الدراسات التجريبية داخل مختبر PROMES-CNRS باستخدام الحوض الشمسي المكافئ MicroSol-R. تم القيام بسلسلة من القياسات في غياب ووجود الشمس. تم استخدام هذه النتائج من أجل التحقق من صحة التنبؤات المتحصل عليها باستعمال النماذج المقترحة. في الأخير، يتم عرض و تقييم إيجابيات وقيود كل نموذج بغرض الاستفادة منه بأفضل شكل ممكن.

الكلمات المفتاحية: المركز الشمسي المكافئ، التحليل الحراري، دراسة بصرية، محاكاة عددية، دراسة تجريبية، المحطة الشمسية MicroSolR.

Abstract : The purpose of the present thesis has been focused on the development of three numerical methods, namely, 1D, 2D, and 3D, which are dedicated to predict the optical and thermal performances of a solar power plant with a parabolic trough technology. The 1D and 2D methods, assume a uniform solar flux and they are based on simple energy and mass balance equations. While, in the 3D method a detailed mathematical model has been considered, based on Navier-Stokes and energy equations, and Monte Carlo Ray Trace (MCRT) technique, to take into account the non-uniform solar flux distribution. The equations of the mathematical model have been solved using ANSYS-Fuent Software. The experimental study has been carried out through the Micro-Solar research platform MicroSol-R at PROMES-CNRS laboratory. Series of tests have been conducted under both On-sun and Off-sun conditions. The results of these tests have been used to validate the proposed models through comparisons with their predictions. Finally, the advantages and limitations of each model have been highlighted and discussed.

Keywords : Parabolic trough collector, Thermal analysis, Optical study, Numerical simulation, Experimental study, MicroSol-R research platform.

Résumé : Les travaux de cette thèse ont porté d'abord sur le développement de trois méthodes de calcul 1D, 2D et 3D destinées à prédire les performances thermiques et optiques d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques. Les méthodes 1D et 2D supposent un flux solaire uniforme et sont basées sur les équations d'énergies simplifiées. Alors que dans la méthode 3D, un modèle mathématique détaillé a été considéré, basé sur les équations de Navier-Stokes et d'énergie et la méthode Monte Carlo Ray Trace (MCRT) pour tenir compte de distribution réelle du flux solaire. Les équations du modèle mathématique résultant ont été résolues à l'aide de ANSYS-Fluent. L'étude expérimentale a eu lieu au sein du Laboratoire PROMES-CNRS qui consistait à effectuer les essais sur la centrale MicroSol-R. Une série de mesure a été réalisée en absence et en présence du soleil. Ces résultats ont été utilisés pour la validation et la comparaison avec ceux des prédictions numériques obtenues par les modèles proposés. En fin, les avantages et les limitations de chacun des modèles ont été présentés et discutés.

Mots clés : Concentrateur cylindro-parabolique, Analyse thermique, Etude optique, Simulation numérique, Etude expérimentale, Centrale MicroSol-R.

TABLE DES MATIÈRES

Remerciements

Résumé

Table des matières

Liste des tableaux

Liste des figures

Nomenclature

INTRODUCTION GÉNÉRALE 14

CHAPITRE 1 : GÉNÉRALITÉS

1.1. Introduction	19
1.2. Développement des systèmes solaires à concentration (Bref historique)	20
1.3. Fonctionnement d'une centrale solaire thermodynamique	26
1.4. Potentiel mondial de la ressource solaire	32
1.5. Différents types de centrales solaires	33
1.6. Production d'électricité	38
1.7. Conclusion	43

CHAPITRE 2 : COLLECTEUR SOLAIRE CYLINDRO-PARABOLIQUE

2.1. Introduction	45
2.2. Technologie des capteurs cylindro-paraboliques	45
2.3. Principaux composants d'un concentrateur cylindro-parabolique	46
2.4. Aspects géométriques	52
2.5. Stockage thermique dans les centrales CSP	54
2.6. Etat d l'art	57
2.7. Problématique du travail de thèse	64
2.8. Conclusion	64

CHAPITRE 3 : ÉTUDE ANALYTIQUE ET NUMÉRIQUE

3.1. Introduction	66
3.2. Modélisation optique	67
3.2.1. Modélisation optique simplifié d'un concentrateur cylindro-parabolique	67
3.2.2. Modélisation optique d'un concentrateur cylindro-parabolique utilisant la méthode de Monte-Carlo (MCRT)	72
3.3. Modélisation thermique	79
3.3.1. Modèle mathématique général	79

3.3.2. Modèle simplifié (1D)	83
3.3.3. Modèle détaillé (2D)	95
3.3.4. Modèle complet (3D)	100
3.4. Conclusion	101
CHAPITRE 4 : ÉTUDE EXPÉRIMENTALE	
4.1. Introduction	103
4.2. Laboratoire PROMES-CNRS	103
4.3. Fluide caloporteur	107
4.4. Éléments constitutifs de la Microsol-R	108
4.5. Mode opératoire et mesures expérimentales	116
4.5.1. Conditions environnementales	116
4.5.2. Capteurs	116
4.5.3. Conditions météorologiques	117
4.5.4. Critiques sur les mesures	119
4.6. Méthodes de dépouillement des données	120
4.6.1 Essais de jour (avec ensoleillement)	121
4.6.2 Essais de nuit (hors ensoleillement)	121
4.6.3 Comparatif	121
4.7. Conclusion	121
CHAPITRE 5 : RÉSULTATS ET DISCUSSION	
5.1. Introduction	123
5.2. Etude de l'effet optique en 3D	123
5.2.1. Vérification du code MCRT	124
5.2.2. Validation de modèle optique	126
5.3. Cas de la centrale SNL	128
5.3.1. Résultats du modèle simplifié (1D)	128
5.3.2. Modèle 3D espace annulaire rempli d'air	143
5.3.3. Modèle 3D espace annulaire sous vide	147
5.4. Cas de la centrale MicroSol-R	149
5.4.1. Tests de qualification optique	150
5.4.2. Résultats des tests de qualification thermique et numérique	155
5.5. Conclusion	166
CONCLUSION GÉNÉRALE	169
Références bibliographiques	174
Annexes	181

Liste des tableaux

Tableau 1.1. Caractéristiques des neuf centrales thermiques solaires SEGS	23
Tableau 1.2. Caractéristiques des collecteurs solaires	24
Tableau 1.3. Les différents fluides de transfert ou de stockage envisageables, leurs avantages (en vert) et leurs inconvénients (en rouge)	30
Tableau 2.1. Caractéristiques des composants constitutifs du récepteur SCHOTT PTR® 70	48
Tableau 3.1. Caractéristiques du capteur cylindro-parabolique	82
Tableau 3.2. Les propriétés thermiques du « Syltherm800 liquid oil »	83
Tableau 3.3. Nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire et un flux uniforme	87
Tableau 3.4. Les constants de l'équation 3.57	92
Tableau 4.1. Les propriétés thermo physiques du fluide utilisé à la MicroSol-R (Jarytherm® DBT)	108
Tableau 4.2. Caractéristiques du capteur cylindro-parabolique de la MicroSol-R	108
Tableau 4.3. Récapitulatif des différents capteurs utilisés dans les calculs	118
Tableau 5.1. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL	128
Tableau 5.2. Les rendements thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL)	129
Tableau 5.3. Les pertes thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL)	131
Tableau 5.4. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL en absence du soleil	133
Tableau 5.5. Les pertes thermiques et leurs écarts obtenus en absence du soleil (SNL)	134
Tableau 5.6. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (Espace annulaire rempli d'air)	135
Tableau 5.7. Les rendements thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL/espace annulaire rempli d'air)	136
Tableau 5.8. Les pertes thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL)	138
Tableau 5.9. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL	140
Tableau 5.10. Etude de dépendance du maillage	144
Tableau 5.11. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (On-Sun/Espace annulaire rempli d'air)	144
Tableau 5.12. Valeurs des températures sur les coupes transversales	146
Tableau 5.13. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (Off-Sun/Espace annulaire rempli d'air)	147
Tableau 5.14. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (On-Sun/Espace annulaire sous vide)	148
Tableau 5.15. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (Off-Sun/Espace annulaire sous vide)	149
Tableau 5.16. Etude de dépendance du maillage	156
Tableau 5.17. Conditions d'opération et résultats obtenus pour la MicroSol-R en absence du soleil	157
Tableau 5.18. Conditions d'opération et résultats obtenus pour la MicroSol-R en présence du soleil	161
Tableau 5.19. Ecart absolu de la température de sortie et du rendement thermique (MicroSol-R)	162
Tableau 5.20. Valeurs des températures sur les coupes transversales	165

Liste des figures

Figure 1. Investissement mondial de la production d'énergie par filière, fin 2017	14
Figure 1.1. Illustration de la légende de la destruction de la flotte romaine à Syracuse par Archimède	20
Figure 1.2. Le four solaire de Lavoisier	21
Figure 1.3. L'imprimerie Solaire d'Augustin Mouchot au jardin des Tuileries en 1880	21
Figure 1.4. Vue montrant une partie de la centrale SEGS en Californie	23
Figure 1.5. Bloc de puissance d'une centrale SEGS	23
Figure 1.6. La centrale solaire PS10 au premier plan et la centrale solaire PS20 à l'arrière-plan	25
Figure 1.7. La centrale hybride de Hassi R'mel, Algérie	25
Figure 1.8. Complexe multi technologiques de 'Ouarzazate', Maroc	26
Figure 1.9. Eléments clés du processus de transformation de la chaleur du soleil en électricité par voie thermodynamique	27
Figure 1.10. Capacité du solaire thermodynamique installée (MW), jusqu'en fin 2016	28
Figure 1.11. Évolution des capacités CSP dans le monde (GW)	29
Figure 1.12. Perspectives d'évolution des capacités CSP dans le monde	29
Figure 1.13. Centrales solaires de type cylindro-parabolique. (À gauche) avec l'huile synthétique, (À droite) avec le sel fondu	31
Figure 1.14. Cartographie du potentiel de l'énergie solaire avec l'installation des CSP	32
Figure 1.15. Technologies en fonction de la température de la source chaude	33
Figure 1.16. Concentrateur cylindro-parabolique	34
Figure 1.17. Cycle d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques	34
Figure 1.18. Centrale solaire à miroir de Fresnel	35
Figure 1.19. Cycle de la centrale solaire à miroir de Fresnel	35
Figure 1.20. Centrale à Tour (Solar Two, California(Daggett))	36
Figure 1.21. Cycle de la centrale à Tour	36
Figure 1.22. Centrale à capteurs paraboliques	37
Figure 1.23. La Tour solaire à effet de cheminée	37
Figure 1.24. Structure de la production d'électricité mondiale, fin 2016	38
Figure 1.25. Sources de la production d'électricité mondiale, fin 2016	39
Figure 1.26. Structure de la production d'électricité d'origines renouvelables, 2021	39
Figure 1.27. Production électrique par voie solaire thermodynamique par région du monde, données historiques et projection	40
Figure 1.28. Structure de la production d'électricité, fin 2012	41
Figure 1.29. Structure de la production d'électricité d'origine renouvelable, fin 2012	41
Figure 1.30. Objectifs du programme algérien des énergies renouvelables (2030)	42
Figure 1.31. Cartographie de l'irradiation globale en Algérie	42
Figure 1.32. Répartition des capacités à installer par filière (1 ^{ère} phase 2015-2020)	43
Figure 1.33. Répartition des capacités à installer par filière (2 ^{ème} phase 2021-2030)	43
Figure 2.1. (a) Schéma simplifié d'une centrale de type cylindro-parabolique, (b) Collecteur de la MicroSol-R, (c) Schéma de construction du MicroSol-R.	45
Figure 2.2. Réflexion des rayons solaires sur le tube absorbeur	46
Figure 2.3. Un récepteur de type Schott PTR®70	47
Figure 2.4. Description des composants constitutifs d'un absorbeur Schott PTR®70	47
Figure 2.5. Type d'un joint de connexion entre deux récepteurs	48
Figure 2.6. Illustration de poursuite solaire pour un collecteur cylindro-parabolique N/S	49
Figure 2.7. Schéma simplifié du mécanisme de poursuite du collecteur cylindro-parabolique de la MicroSol-R	49
Figure 2.8. Repérage de la position du Soleil	50

Figure 2.9. Composants du rayonnement solaire	51
Figure 2.10. Section d'un concentrateur cylindro-parabolique	52
Figure 2.11. Section d'une parabole possédant un foyer commun F	53
Figure 2.12. Les différentes manières physiques de stocker l'énergie thermique	54
Figure 2.13. Principe de stockage de l'énergie par adsorption/désorption	55
Figure 2.14. Stockage deux-cuves indirect vs stockage deux-cuves direct	57
Figure 3.1. Illustration de l'effet cosinus	69
Figure 3.2. Illustration de l'effet de l'angle d'incidence sur le diamètre du cône de réflexion dû à la taille fini du soleil.	70
Figure 3.3. Présentation des pertes de fin de ligne dans un collecteur cylindro-parabolique	71
Figure 3.4. Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique réalisé par le code développé	73
Figure 3.5. Schéma descriptif de la loi dite de Snell-Descartes	74
Figure 3.6. Organigramme de la méthode MCRT	75
Figure 3.7. Schéma d'une coupe transversale d'un concentrateur cylindro-parabolique	76
Figure 3.8. Schéma d'un vecteur de rayon solaire incident et d'un angle d'incidence	77
Figure 3.9. Schéma simple d'un capteur cylindro-parabolique	79
Figure 3.10. Coupe longitudinale/radial d'un récepteur du capteur cylindro-parabolique	80
Figure 3.11. Collecteur LS2 testé au laboratoire SNL	81
Figure 3.12. Schématisation des échanges thermiques entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique	83
Figure 3.13. Schéma du récepteur proposé au laboratoire SNL	86
Figure 3.14. Organigramme du modèle numérique simplifié	95
Figure 3.15. Schématisation des échanges thermiques pour chaque segment	96
Figure 3.16. Organigramme de la méthode numérique du modèle détaillé	99
Figure 3.17. Schéma simplifié du modèle complet en 3D	100
Figure 4.1. La salle de contrôle derrière les capteurs concentrateurs cylindro-paraboliques de la MicroSol-R	104
Figure 4.2. Equipements de la salle de contrôle de la MicroSol-R	105
Figure 4.3. Les trois modules concentrateurs cylindro-paraboliques de la MicroSol-R	105
Figure 4.4. Dimensions d'un collecteur et localisation des différents composants	106
Figure 4.5. Partie de la tuyauterie de la MicroSol-R	106
Figure 4.6. Schéma simplifié de la boucle solaire MicroSol-R	107
Figure 4.7. Bouteille de l'huile thermique Jarytherm® DBT de la MicroSol-R	107
Figure 4.8. Schéma complet de la boucle solaire MicroSol-R	110
Figure 4.9. Illustration de la captation de l'énergie solaire de la centrale MicroSol-R	111
Figure 4.10. Illustration des deux technologies de stockage thermique de la MicroSol-R	112
Figure 4.11. Système de stockage thermique conventionnel (deux cuves)	113
Figure 4.12. Système de conversion thermique de la MicroSol-R	114
Figure 4.13. Illustration de la boucle eau/vapeur de la MicroSol-R	114
Figure 4.14. Eléments de la boucle turbine/refroidissement de la MicroSol-R	115
Figure 4.15. Schéma de la boucle de production d'électricité de la MicroSol-R	115
Figure 4.16. Illustration des capteurs de température sur la tuyauterie de la MicroSol-R	117
Figure 4.17. Tableau d'affichage des conditions météorologiques de la MicroSol-R	117
Figure 4.18. Certains instruments de mesure utilisés au laboratoire PROMES	118
Figure 4.19. Emplacement du capteur de température par rapport de la sortie de fluide caloporteur	119
Figure 4.20. Schéma des pertes thermiques au niveau de la tuyauterie	119

Figure 5.1. Plage d'erreur obtenue sur la courbe de distribution de flux solaire pour 10 simulations	125
Figure 5.2. Convergence de l'efficacité optique en fonction du nombre de rayons solaires simulés	126
Figure 5.3. Courbe de distribution de flux thermique vs angle de circonférence	127
Figure 5.4. Courbe de distribution de flux thermique vs angle de circonférence pour différents angles d'incidence	127
Figure 5.5. Ecart absolu de la température de sortie	129
Figure 5.6. Variation du rendement thermique (On-Sun) pour un espace sous vide	130
Figure 5.7. Ecart absolu du rendement thermique	131
Figure 5.8. Variation des pertes thermiques (On-Sun) pour un espace sous vide	132
Figure 5.9. Ecart absolu des pertes thermiques (tube sous vide en présence du soleil)	133
Figure 5.10. Variation des pertes thermiques (Off-Sun) pour un espace sous vide	134
Figure 5.11. Ecart absolu des pertes thermiques (tube sous vide en absence du soleil)	135
Figure 5.12. Variation du rendement thermique (On-Sun) pour un espace rempli d'air	136
Figure 5.13. Ecart absolu du rendement thermique (tube rempli d'air/présence du soleil)	137
Figure 5.14. Variation des pertes thermiques (On-Sun) pour un espace rempli d'air	138
Figure 5.15. Ecart absolu du rendement thermique (tube rempli d'air/présence du soleil)	139
Figure 5.16. Variation des pertes thermiques (Off-Sun) pour un espace rempli d'air	140
Figure 5.17. Ecart absolu des pertes thermiques (tube rempli d'air en absence du soleil)	141
Figure 5.18. Variation du rendement thermique (On-Sun) pour deux types d'espace annulaire (sous vide et rempli d'air)	141
Figure 5.19. Variation des pertes thermiques (Off-Sun) pour deux types d'espace annulaire (sous vide et rempli d'air)	142
Figure 5.20. Variation des pertes thermiques (On-Sun) pour deux types d'espace annulaire (sous vide et rempli d'air)	142
Figure 5.21. (a) Géométrie du récepteur du prototype LS2. (b) Exemple d'un maillage	144
Figure 5.22. Distribution de la température sur le tube absorbeur	145
Figure 5.23. Distribution de la température dans différentes coupes transversales	146
Figure 5.24. Profile de température de tube absorbeur et de fluide caloporteur	146
Figure 5.25. Principe des tests de qualification optique	151
Figure 5.26. Variation du coefficient d'atténuation en fonction de l'angle d'incidence	153
Figure 5.27. Variation du DNI de la MicroSol-R pour 3 jours choisis de l'année 2016	154
Figure 5.28. Rendement optique de la MicroSol-R pour 3 jours choisis de l'année 2016	155
Figure 5.29. (a) Géométrie du récepteur de la centrale MicroSol-R. (b) Exemple d'un maillage proposé.	156
Figure 5.30. Principe des tests de qualification thermique	157
Figure 5.31. Comparaison des pertes thermiques dans la MicroSol-R, (Off-sun)	158
Figure 5.32. Ecart absolu des pertes thermiques de la centrale MicroSol-R	159
Figure 5.33. Concentration locale des rayons solaires pour différents angles d'incidence de la MicroSol-R	160
Figure 5.34. Variation du DNI durant la journée du 15 Mars 2017 pour la MicroSol-R	160
Figure 5.35. Variation du rendement thermique de la MicroSol-R	162
Figure 5.36. Ecart absolu de la température de sortie pour les modèles développés	163
Figure 5.37. Ecart absolu du rendement thermique pour les modèles développés	163
Figure 5.38. Distribution de flux de chaleur et de la température sur le tube absorbeur pour un flux non-homogène	164
Figure 5.39. Distribution de la température de tube absorbeur et du fluide caloporteur	165
Figure 5.40. Distribution de la température sur le tube absorbeur (pour un flux uniforme)	166

Nomenclature

Lettres latines

A_a	Surface d'ouverture du collecteur (Aperture area) [m^2]
A_e	Surface de chaque élément de subdivision [m^2]
A_f	Facteur géométrique
b	Coefficient d'interaction
D	Diamètre [m]
E	Energie totale [J]
f_r	Coefficient de friction
f	Distance focale [m]
G_c	Concentration géométrique
h_p	Hauteur de la parabole [m]
k	Conductivité thermique [W/m.K]
L	Longueur de tube absorbeur [m]
N	Nombre de rayons
N_e	Nombre de rayons sur chaque élément
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
q''	Flux thermique [W/ m^2]
q	Taux de chaleur transféré [W]
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Sh	Terme source [W/ m^3]
T	Température [K]
u_x, u_y, u_z	Cosinus directeurs
\dot{W}	Puissance [W]
W_a	Longueur d'ouverture de la parabole [m]
x, y, z	Coordonnées cartésiennes
x', y', z'	Coordonnées du point d'intersection entre le rayon et la parabole [m]
x_0, y_0, z_0	Coordonnées de la position initiale [m]

Lettres Grecques

α	Erreur sur l'angle de suivi [rad]
α_a	Absorptivité de tube absorbeur
β	Coefficient d'expansion [1/K]
δ_{ij}	Symbole de Kronecker
ε	Emissivité/dissipation de l'énergie cinétique de turbulence
ξ	Nombre aléatoire
η_0	Efficacité optique [%]
θ	Angle de déviation dans la direction radiale du soleil [rad]
θ_{inc}	Angle d'incidence [deg]
θ_{rim}	Angle d'ouverture [deg]
θ_{sun}	La taille finie du soleil [rad]
λ	Libre parcours moyen des molécules en collision [cm]
μ	Viscosité dynamique [kg/m.s]
μ_t	Viscosité dynamique turbulente [kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique [m^2/s]
ρ	Réfectivité du réflecteur
τ_g	Coefficient de transmission de la vitre
ϕ	Angle d'azimut [rad]

ϕ_c Angle de circonférence [deg]

Indices

a	Atmosphère
ann	Espace annulaire
cond	Conduction
conv	Convection
eff	Effective
f	Fluide
g	Couverture en verre
h	Hydraulique
i	Surface interne
(i)	Nombre de segments
K	Cinétique
r	Tube récepteur
rad	Rayonnement
o	Surface externe
P	Potentiel
SolAbs	Absorption solaire
std	Standard

Abréviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
CSC	Concentrating Solar Collector
CSP	Concentrated Solar Power
DNI	Direct normal irradiance [w/m^2]
EES	Engineering Equation Solver
ET	Equation du temps
FVM	Finite Volume Method
HCE	Heat Collection Element
HTF	Heat Transfer Fluid
IAM	Incidence Angle Modifier
LCR	Local Concentration Ratio
LS	Luz System
MCRT	Monte Carlo Ray Trace
$N_x*N_y*N_z$	Nombre de nœuds suivant x, y et z respectivement
ORC	Organic Rankine Cycle
PROMES	Processes, Materials and Solar Energy
PTC	Parabolic Trough Collector
SEGS	Solar Electric Generation System
SNL	Sandia National Laboratory
TCF	Temps civil du fuseau [heure]
TL	Temps légal [heure]
TS	Temps solaire [heure]
TU	Temps universel [heure]
UDF	User Defined Function

Introduction
Générale

INTRODUCTION GENERALE

La consommation d'énergie primaire mondiale reste dominée par les énergies fossiles, avec des conséquences économiques et environnementales de plus en plus évoquées. Cela marque ses impacts sur le changement climatique qui commence à être visible et perceptible par tout un chacun. Cette consommation énergétique entraîne l'émission des gaz à effet de serre qui conduirait à une dégradation considérable de notre climat avec une moyenne de 6°C de réchauffement climatique d'ici 2050 [1]. Pour cela, il est devenu important de développer et utiliser des technologies durables ayant de faibles émissions de dioxyde de carbone. Cette prise de conscience collective, additionnée à la raréfaction des ressources fossiles conduit beaucoup de pays à s'intéresser aux énergies renouvelables. L'Agence Internationale de l'Energie (AIE), dans son dernier rapport annuel de juin 2018, montre le niveau d'investissement mondial en faveur des énergies renouvelables (68 %) par rapport aux énergies fossiles (Figure 1).

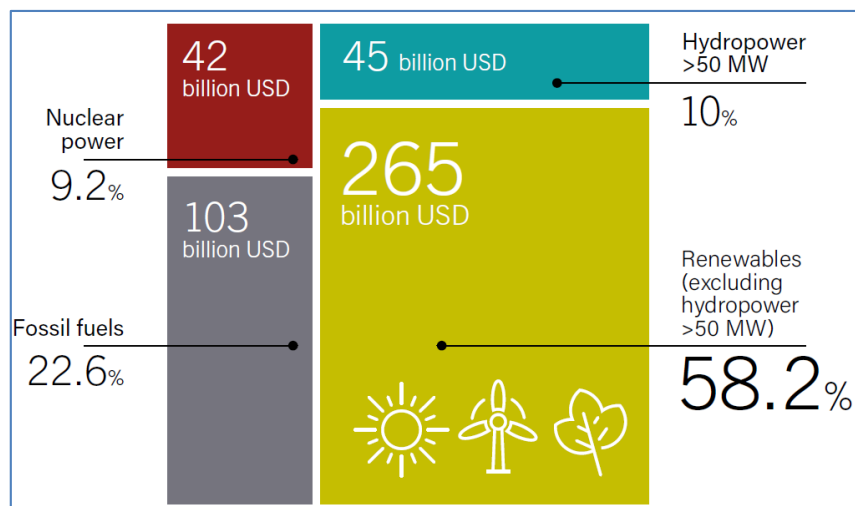


Figure 1. Investissement mondial de la production d'énergie par filière, fin 2017 [1].

Par ailleurs, le secteur de la génération électrique reste le premier consommateur d'énergie primaire et les deux tiers de ses sources sont des carburants fossiles [2]. Les technologies renouvelables possèdent des atouts majeurs pour développer leur participation à la production d'électricité propre, ainsi que pour être compétitive économiquement face aux énergies fossiles.

Dans ce contexte, l'exploitation des énergies renouvelables est de plus en plus cruciale et parmi ces énergies, une idée ancienne et très prometteuse est celle de l'utilisation de l'énergie solaire qui constitue une source d'énergie gratuite et non polluante (la source renouvelable la

plus abondante). Le solaire thermodynamique est l'une des valorisations du rayonnement solaire. Également appelé solaire à concentration ou CSP (Concentrated Solar Power), cette technologie permet de convertir le rayonnement solaire direct en électricité via des processus thermodynamiques. La technologie possède ainsi de l'avantage de pouvoir pallier la variabilité de la ressource solaire par un système de stockage thermique intégré [3].

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 conduit l'homme à s'intéresser à des sources d'énergies renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. A la fin des années 1970, des projets pilotes de centrales solaires à concentration se développent aux États-Unis, en Russie, au Japon et en Europe. Les années 1980 marquent le début de la construction en série de ces centrales dans le désert californien. Aujourd'hui, la technologie du solaire thermodynamique a considérablement évolué et de nombreux projets y font appel [4].

Au niveau mondial, le CSP a un potentiel de développement important, ce qui permet à cette technologie de jouer un rôle significatif dans la production électrique mondiale. La filière a déjà fait un bond entre 2005 et fin 2017 en passant de 355 MW installés à 4,9 GW, avec des prévisions d'aller jusqu'au 22 GW en 2025. Pour un horizon plus lointain, l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE) prévoit une contribution du solaire thermodynamique à hauteur de 11,3 % de la production électrique mondiale en 2050 [5]. Les États-Unis, l'Espagne, l'Afrique du Nord, la Chine et l'Australie constituent les prochaines zones probables de croissance. Ainsi, l'énergie solaire concentrée pourrait couvrir jusqu'à 25 % des besoins en énergie du monde entier d'ici 30 ans [6].

Depuis 2004, certains gouvernements ont pris des mesures visant à encourager la construction de centrales à énergie solaire thermodynamique. Par conséquent, plusieurs projets de centrales solaires thermodynamiques ont vu le jour. L'Algérie ne fait pas exception, sa consommation énergétique est basée, presque exclusivement, sur les énergies de source fossile, les hydrocarbures et spécialement le gaz naturel. L'Algérie s'est engagée avec détermination sur la voie des énergies renouvelables. Cet engagement est concrétisé par le lancement d'un programme national ambitieux des énergies renouvelables (adopté en février 2011 et révisé en mai 2015), afin d'apporter des solutions durables aux défis environnementaux et aux problématiques de préservation des ressources d'origine fossile. D'ici 2030, 37 % de la capacité installée et 27 % de la production d'électricité destinée à la consommation nationale,

seront d'origine renouvelable. Pour les centrales à concentration solaires, la capacité cumulée à installer prévue est de 2000 MW, soit environ 9 % du programme global [7].

Les centrales à miroirs cylindro-paraboliques sont aujourd'hui les technologies les plus anciennes et les plus matures du secteur, constituant 94% des capacités thermodynamiques installées [8]. Nous nous limitons dans cette thèse aux centrales à miroirs cylindro-paraboliques étant donné qu'elles constituent la technologie la plus avancée au niveau de l'utilisation industrielle des concepts CSP. Le manuscrit est structuré en cinq chapitres.

Le premier chapitre est une introduction permettant de situer le contexte de cette étude. La première partie de ce chapitre a pour objectif de décrire l'état de l'art existant en termes de technologies de concentration solaire. Cet état de l'art présente différents exemples de systèmes de centrale opérationnelle, ce qui permet de comprendre et de bénéficier du retour d'expérience des installations déjà existantes. Il se focalise ensuite sur les centrales solaires thermodynamiques, également appelé CSP. La seconde partie est une présentation de la problématique de production d'électricité associée aux énergies renouvelables et plus particulièrement à la technologie du solaire à concentration. A la fin du chapitre, la situation de l'Algérie par rapport à la production d'électricité propre ainsi que les solutions actuellement proposées et envisagées sont présentées.

Le second chapitre a pour objectif l'étude d'un concentrateur cylindro-parabolique, de son fonctionnement ainsi que d'exposer les différentes connaissances apportées par les études antérieures. La première partie est une étude préliminaire portant sur les éléments constituant la centrale solaire. Elle a pour dessein de détailler les caractéristiques des composants et aspects associés au fonctionnement d'une centrale opérationnel. La seconde partie présente un état de l'art sur les principaux travaux antérieurs existants, avant de mettre en évidence la problématique du travail de cette thèse.

Le troisième chapitre vise le développement analytique et numérique de deux modèles, l'un pour modéliser le comportement optique d'un collecteur cylindro-parabolique et l'autre pour prédire ses performances thermiques. L'étude optique en 3D permet de simuler la distribution de flux solaire incident sur le récepteur à l'aide d'un code de lancer de rayons développé au laboratoire en se basant sur la méthode dite Monte Carlo. Concernant la modélisation thermique, trois modèles sont proposés selon un ordre de complexité croissante. L'objectif est de prédire les performances du système ainsi que d'identifier les limites et les avantages de chaque modèle.

Le quatrième chapitre présente l'étude expérimentale adoptée dans cette thèse. Les tests expérimentaux ont été effectués à l'aide de la centrale MicroSol-R, d'une puissance de 150 kWth, construite sur le site d'Odeillo du laboratoire PROMES-CNRS, France. Au début du chapitre, un exposé général sur le projet d'installation y compris l'illustration des différents composants est présenté. Puis, les caractéristiques du fluide caloporteur ainsi que les sous-ensembles constitutifs de la boucle solaire sont élaborés. En fin, le mode opératoire lié aux mesures expérimentales est abordé et la méthode de dépouillement des données est également présentée.

Le cinquième chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus dans ce travail de thèse. En premier lieu, les résultats du modèle optique développé en 3D (utilisant la méthode MCRT) sont exposés et analysés. Puis, le modèle thermique simplifié est validé et appliqué sur le prototype testé au laboratoire SNL. La série des manipulations effectuée sur le collecteur LS-2 est illustrée d'une façon détaillée. Les résultats obtenus par d'autres chercheurs sont également présentés et comparés avec ceux du présent modèle. De la même façon, les résultats des modèles 3D sont discutés. Ensuite, les résultats expérimentaux obtenus sur la Microsol-R au sein du laboratoire PROMES sont présentés. Ces tests sont utilisés pour valider les prédictions numériques obtenues par les modèles proposés (1D, 2D et 3D). Ces derniers sont comparés entre eux également, et ce, pour pouvoir identifier les avantages et les limites de chaque modèle.

Chapitre 1

Généralités

1.1. INTRODUCTION

L'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau et du cycle des saisons. A l'exception de l'énergie nucléaire, de la géothermie et de l'énergie marémotrice (mouvement de l'eau créé par les marées), cette énergie est à l'origine de toutes les énergies sur terre et de richesses énergétiques telles que le charbon, le pétrole et le gaz. L'énergie solaire est utilisée depuis de nombreux siècles, de façon plus ou moins indirecte pour plusieurs utilisations.

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

D'autre part, le réchauffement climatique causé par l'émission des gaz à effet de serre et les effets polluants associés (principalement causés par la combustion des énergies d'origine fossiles), en plus la croissance de la consommation d'énergie sous toutes ses formes, conduit beaucoup de pays à s'intéresser aux énergies renouvelables.

Le secteur de la génération électrique est le premier consommateur d'énergie primaire et les deux tiers de ses sources sont des carburants fossiles. De ce fait, il est devenu urgent de réduire les atteintes de l'activité humaine sur le climat et l'environnement. Une des possibilités est d'accroître le taux de production d'électricité à partir de ressources de type non-fossiles et renouvelables. Dans ce contexte, le développement de la production d'électricité à partir de l'énergie solaire concentrée par voie thermodynamique est une solution prometteuse.

Les énergies renouvelables possèdent généralement une limitation due à leur caractère intermittent à leur difficulté de stockage. Si la limitation due au stockage est importante pour des énergies comme l'énergie éolienne ou photovoltaïque, elle l'est moins pour la concentration solaire qui utilise généralement des systèmes de stockage de la chaleur ou qui peut être hybridée avec d'autres sources énergétiques (gaz naturel, biomasse, etc.).

Pour travailler à température élevée, il faut accroître le flux optique incident qui pourrait être réalisé par concentration de rayonnement solaire. Cette opération est réalisée à l'aide de capteurs appelés concentrateurs solaires.

La première partie de ce chapitre a pour objectif de décrire l'état de l'art concernant la technologie du solaire à concentration. Tout d'abord, le développement de la concentration d'énergie solaire est introduit avec un bref historique et un rappel des technologies actuelles. Le solaire thermodynamique est ensuite abordé. Par la suite, les différentes technologies de concentration des rayons du soleil sont donc présentées. Puis les choix actuels en termes de fluide de transfert et de technologie de concentration sont expliqués.

Le principe de la concentration solaire passe par la conversion de l'énergie solaire vers l'énergie thermique puis vers l'énergie mécanique ensuite électrique. Dans cette optique, la production d'électricité liée aux systèmes de concentration solaire est abordée à la fin du chapitre. La position de l'Algérie dans la production d'électricité propre ainsi que les solutions actuellement proposées et envisagées sont ainsi expliquées.

1.2. DEVELOPPEMENT DES SYSTEMES SOLAIRES A CONCENTRATION (BREF HISTORIQUE)

L'homme utilise l'énergie solaire depuis l'antiquité. Archimède aurait fait brûler les navires romains assiégeant Syracuse en focalisant les rayons du Soleil sur leurs voiles à l'aide de 70 miroirs [9]. Les propriétés optiques de miroirs en paraboles, cercles et ellipses sont clairement mises en évidence sur la Figure 1.1.

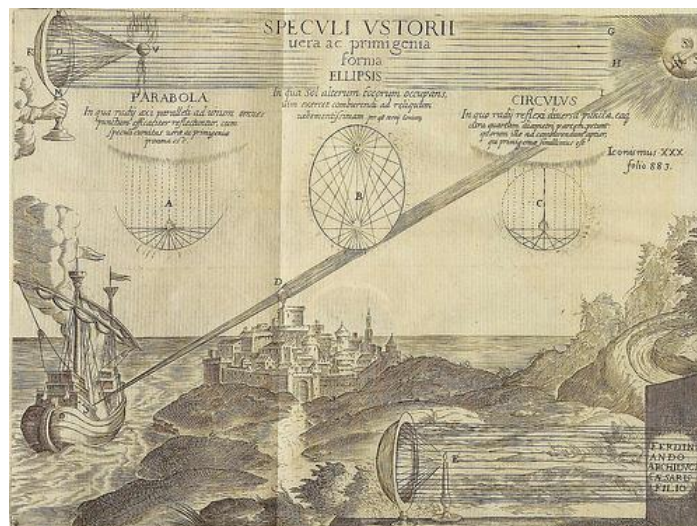


Figure 1.1. Illustration de la légende de la destruction de la flotte romaine à Syracuse par Archimède [10].

Les premières traces de miroir parabolique remontent à l'antiquité, époque à laquelle les Grecs allumaient la flamme olympique grâce aux seuls rayons du soleil et à un tel miroir. En **1615**, Salomon de Caus construit une pompe solaire, utilisant de l'air chauffé avec le rayonnement solaire [11].

En **1747**, M. de Buffon fit construire un miroir composé de 168 glaces planes orientables pour concentrer la lumière du soleil vers le même point. Il arrive ainsi à faire fondre un morceau d'argent (dont la température de fusion est de 1044°C) [12].

Au XVIIIème siècle, le chimiste français Antoine Laurent de Lavoisier crée un four solaire (Figure 1.2) permettant d'atteindre une température de 1755°C (La réussite de la fusion du Platine) [13]. En **1872**, un distillateur solaire de 5000 m^2 est construit au Chili pour produire 20 000 litres d'eau douce par jour.

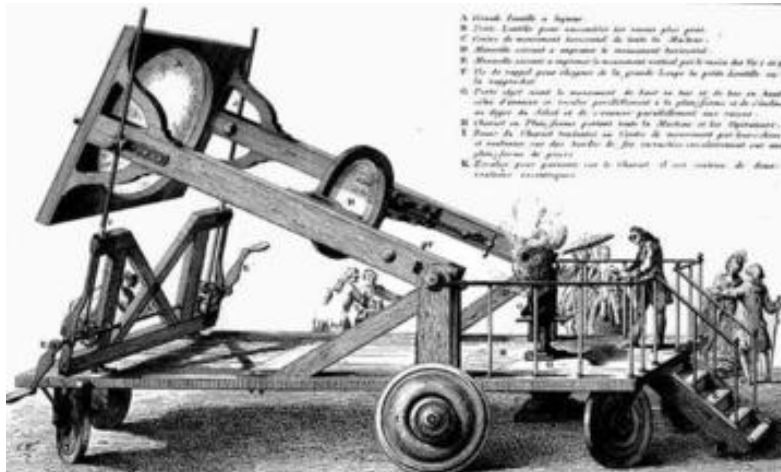


Figure 1.2. Le four solaire de Lavoisier [13].

Entre **1868** et **1875**, John Ericsson annonçait l'étude de l'alimentation solaire des machines et fabriqua sept prototypes (Exemple du premier moteur Dish-Stirling). Il a également réalisé le premier couplage d'une machine à vapeur avec un capteur cylindo-parabolique. En **1878**, le professeur de mathématiques Augustin Mouchot crée un réflecteur associé à une machine solaire à vapeur qui sert à actionner l'imprimerie de l'Exposition Universelle (Figure 1.3) ([9] et [14]).

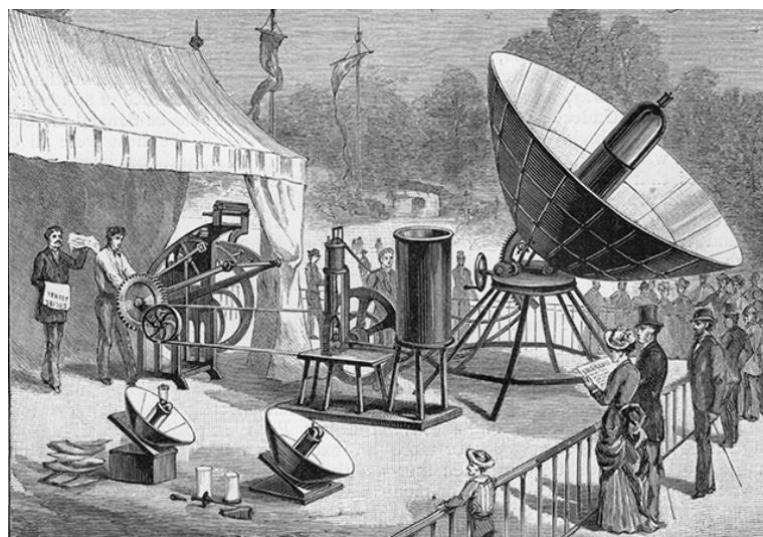


Figure 1.3. L'imprimerie Solaire d'Augustin Mouchot au jardin des Tuileries en 1880 [15].

En **1912**, l'américain Franck Shuman a achevé la construction d'une centrale thermo-solaire parabolique de 45 MW à taille industrielle en Egypte [16]. En **1949**, Félix Trombe construit à Mont Louis (Pyrénées Orientales, France) un immense miroir parabolique qui permet d'atteindre 3000°C à son point de concentration [16].

A cette époque, l'énergie solaire n'est pas développée car elle n'est pas assez rentable par rapport aux énergies fossiles. Il faut attendre **1954** et la conquête spatiale pour voir les laboratoires de Bell Telephone (États-Unis) apparaître les premières cellules photovoltaïques de rendement acceptable (environ 6%), ce rendement sera par la suite (au début des années **1960**) augmenté à 15%. D'abord construites pour alimenter les satellites, elles ne seront utilisées dans le civil que plus tard [9] et [15].

En **1973**, suite à l'augmentation du prix du pétrole, l'énergie solaire subit un essor considérable, c'est à partir de cette période que se développe le recours aux capteurs solaires à concentration.

En **1976**, la première centrale solaire française voit le jour; c'est la centrale Thémis, construite sur le site de Targassonne en Cerdagne (Pyrénées-Orientales). Elle fut inaugurée en **1983**. Thémis comportait un champ de 200 héliostats (miroirs plans orientables) installés sur 5 ha orientant leurs rayons vers le sommet d'une tour.

Au début des années 80, dans l'inquiétude générale des pays industrialisés de manquer de pétrole à bon marché, plusieurs projets de centrales électro-solaires voient le jour, lancés par des Etats ou par des Organismes internationaux [17]. Dans ce qui suit, nous présentons quelques exemples des centrales solaires à concentration :

➤ La centrale à tour Solar One de 10 MW a été développée en Californie du Sud en **1981**. A la même époque, la société, Luz, entame la construction de neuf centrales thermiques solaires Solar Energy Generating Systems (SEGS). La centrale fait appel à la technologie cylindro-parabolique, qui a été mise en service en **1984** (Figure 1.4). L'installation SEGS de 354 MW reste aujourd'hui la plus grande centrale d'énergie solaire au monde (Figure 1.5) [16].



Figure 1.4. Vue montrant une partie de la centrale SEGS en Californie [8].



Figure 1.5. Bloc de puissance d'une centrale SEGS [8].

Le Tableau 1.1 montre les caractéristiques de chaque centrale thermique.

Tableau 1.1. Caractéristiques des neuf centrales thermiques solaires SEGS [8].

Centrale SEGS	1ere année en opération	Puissance de sortie (MW_e)	Température de sortie (K)
I	1985	13,8	580
II	1986	30	589
III & IV	1987	30	622
V	1988	30	622
VI	1989	30	663
VII	1989	30	663
VIII	1990	80	663
IX	1991	80	663

Le Tableau 1.2 montre les caractéristiques de chaque type de collecteur solaire de la centrale thermique.

Tableau 1.2. Caractéristiques des collecteurs solaires ([8] et [18]).

collecteur	Luz (LS-1)	Luz (LS-2)		Luz (LS-3)
Année	1984	1985	1988	1989
Surface (m ²)	128	235		545
Longueur d'ouverture (m)	2,5	5		5,7
Longueur (m)	50	48		99
Diamètre de récepteur (m)	0,042	0,07		0,07
Taux de concentration	61 : 1	71 : 1		82 : 1
Efficacité optique	0,734	0,737	0,764	0,8
Absorptivité du récepteur	0,94	0,94	0,99	0,96
Réfectivité du miroir	0,94	0,94	0,94	0,94
Emissivité du récepteur @ 400°C	0,3	0,24	0,19	0,19
Température (°C/K)	300/573	300/573	350/623	350/623
Température d'opération (°C/K)	307/580	349/622	390/663	390/663

Avec (LS : Luz System)

- SOLAR One est une centrale thermique à tour d'une puissance de 10 MW construite à Barstow en Californie, était opérationnel de **1982** à **1988**. En **1995**, « Solar One » a été transformée en centrale à sel fondu à l'image de Thémis et a fonctionné sous le nouveau nom de Solar Two pendant trois ans (**1996-1999**) [8].
- Nevada Solar One (**2007**) est une centrale à concentration cylindro-parabolique d'une puissance crête de 64 MW. Elle est composée de 182 000 miroirs et 18 240 tubes absorbeurs [8].
- En **2008**, la centrale Andasol 1 était la plus puissante centrale solaire thermodynamique de type cylindro-parabolique d'Europe, elle a été inaugurée près de Guadix en Andalousie (Espagne). Elle a alors une capacité de 50 MW, et génère une puissance-crête de 150 MW avec les extensions Andasol 2 et 3 [18].
- La centrale solaire PS10 (**2008**, en Espagne), est la première centrale solaire thermique commerciale en Europe. Elle est constituée de 624 héliostats mobiles. Sa tour solaire a une puissance électrique nominale de 11 MW. Près de PS10, se trouve la centrale solaire à tour PS20 d'une puissance nominale de 20 MW (Figure 1.6). Cette dernière a été mise en service en **2009** [18].



Figure 1.6. La centrale solaire PS10 au premier plan et la centrale solaire PS20 à l'arrière-plan [18].

- Des milliers de miroirs qui suivent le mouvement du soleil, répartis sur plus de 100 hectares, font converger les rayons solaires vers un récepteur situé au sommet d'une tour de 140 mètres. Il s'agit de la centrale à tour Gemasolar inaugurée l'année **2011** en Andalousie (Espagne) avec une puissance de 19.9 MW [18].
- La première centrale hybride solaire-gaz en Algérie (SPP1 de Hassi R'mel) a été inaugurée le 14 Juillet **2011** (Figure 1.7). Elle produit 150 MW (puissance nette) avec un apport solaire de 20% de la puissance nominale, soit 30 MW, dont le champ solaire est constitué de capteurs cylindro-paraboliques. En **2015**, 14 centrales électriques photovoltaïques d'une capacité installée de 268 MW ont été mises en service dans les Hauts Plateaux et le sud de l'Algérie [19].



Figure 1.7. La centrale hybride de Hassi R'mel, Algérie.

- Parmi les pays les plus ambitieux figure le Maroc, avec le complexe multi technologiques de «Ouarzazate», d'une étendue de 3 000 hectares et d'une capacité totale de 580 MW (Figure 1.8). A la fin des travaux, ce complexe devient le plus grand au monde. Il sera composé de trois centrales, deux de type cylindro-parabolique, NOOR I (160 MW) et

NOOR II (200 MW), et la troisième de type tour, NOOR III (150 MW). Ainsi qu'une centrale photovoltaïque associée à une plateforme de recherche et développement qui s'étend sur plus de 150 hectares. La centrale solaire NOOR I est entrée en service en février 2016. Le projet solaire global NOOR ambitionne de produire 2 000 MW d'ici 2020, répartis sur cinq sites [20] et [21].



Figure 1.8. Complexe multi technologiques de 'Ouarzazate', Maroc [20].

1.3. FONCTIONNEMENT D'UNE CENTRALE SOLAIRE THERMODYNAMIQUE

Les centrales solaires thermodynamiques (également appelé solaire à concentration ou CSP - Concentrated Solar Power-) recouvrent l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie radiative du soleil en chaleur à température élevée, puis à convertir cette chaleur en énergie mécanique et électrique au moyen d'un cycle thermodynamique couplé à une génératrice électrique. Les centrales thermodynamiques se basent sur deux modes de fonctionnement : à génération directe ou indirecte de l'électricité. Dans le cas de la génération directe, le fluide qui circule dans le champ solaire est le même que celui qui actionne la turbine. Dans le cas de la génération indirecte, le fluide caloporteur circulant dans le champ solaire réchauffe un fluide de travail qui alimente la turbine.

Toute installation thermodynamique solaire doit remplir les mêmes fonctions pour transformer l'énergie du rayonnement incident en énergie électrique avec la meilleure efficacité possible. Une centrale solaire thermodynamique est généralement composée de trois étapes (blocs) décrites sur la Figure 1.9 [22] :

- le premier bloc est un système de captation solaire constitué d'un réflecteur/concentrateur, communément appelé champ solaire. Il capte les radiations solaires directes et les concentre vers un récepteur dans lequel s'écoule un fluide caloporteur. Durant cette étape, le rayonnement solaire est converti en puissance thermique.
- le second bloc est un système de production de chaleur à haute température (sous la forme de vapeur d'eau ou d'un autre fluide).
- le troisième bloc est un système de conversion thermodynamique composé de deux éléments: l'élément principal est une turbine qui transforme l'énergie thermique du fluide de travail en énergie mécanique. La turbine couplée à un générateur électrique transforme l'énergie mécanique en électricité. L'électricité ainsi produite peut être injectée sur le réseau électrique de transport et de distribution.

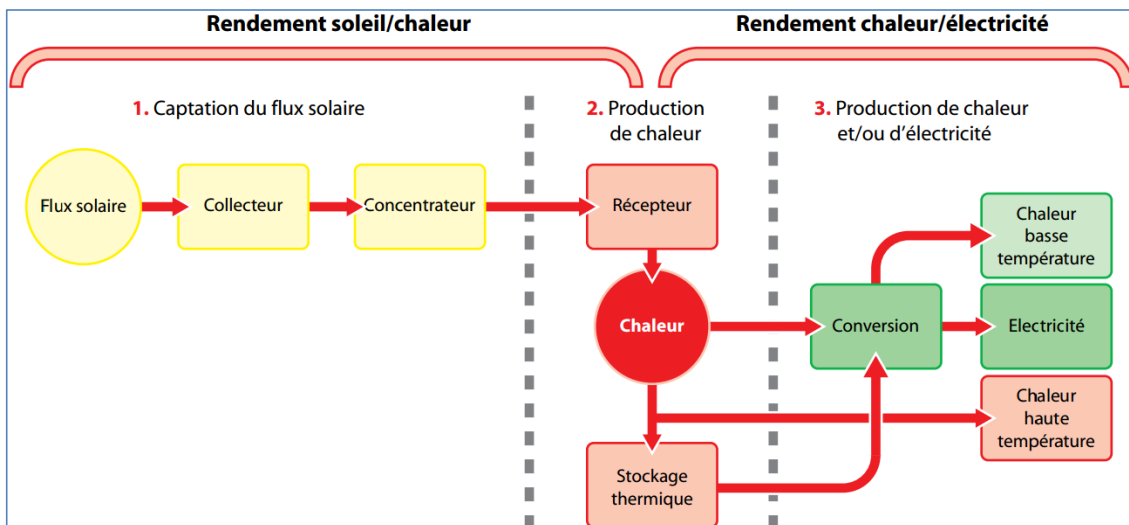


Figure 1.9. Eléments clés du processus de transformation de la chaleur du soleil en électricité par voie thermodynamique [22].

1.3.1. Avantage du solaire thermodynamique

Le solaire thermodynamique a l'avantage de produire de l'électricité en continu grâce aux systèmes de stockage thermique auxquels il peut être associé. Cela permet de couvrir des pics de consommation situés après le coucher du soleil. Grâce à cette possibilité de production en continu, le solaire thermodynamique se distingue des énergies renouvelables intermittentes et doit être vu comme leur complément plutôt que leur concurrent. L'autre avantage du solaire thermodynamique est l'hybridation, c'est-à-dire l'association d'une centrale solaire à une autre source de chaleur issue d'énergie fossile ou de la biomasse, garantissant ainsi une production continue. Cela permet des systèmes de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur) qui peuvent améliorer la rentabilité des projets. L'hybridation offre

ainsi une capacité ferme, prédictible, et non relative, reposant sur le taux et la qualité de l'ensoleillement.

Sur le plan des technologies, les centrales solaires thermodynamiques recouvrent une grande variété de systèmes disponibles, que ce soit au niveau de la concentration du rayonnement, du choix du fluide caloporteur ou du mode de stockage.

1.3.2. Limitation du solaire thermodynamique

Toutefois, le C.S.P. possède des défauts majeurs limitant actuellement son expansion. Le plus conséquent est son prix : l'électricité produite possède un coût (L.C.O.E. pour Levelized Cost Of Electricity) aux alentours de 100 €/MWh, contre environ 44-70 €/MWh pour les centrales à cycle combiné au gaz ou les centrales photovoltaïques [23, 24]. De plus, contrairement aux panneaux photovoltaïques qui sont modulaires (installations allant de quelques kilowatts à plusieurs centaines de mégawatts), il est quasiment indispensable de construire des centrales de grande taille pour rentabiliser la technologie C.S.P, ce qui induit des investissements très conséquents. Il est donc nécessaire de développer des solutions bon marché pour favoriser son essor. Les travaux de recherche concernant le C.S.P. portent donc sur la diminution des coûts et sur l'amélioration des performances.

Au niveau mondial, le CSP a un important potentiel de développement. La filière a déjà fait un bond entre 2005 et fin 2017 en passant de 355 MW installés à 4,9 GW, tirée par l'Espagne et les États-Unis (Figure 1.10) [1]. Par ailleurs CSP Today, un cabinet d'études anglais spécialiste du CSP, prévoit un marché de 22 GW en 2025 (Figure 1.11) [21].

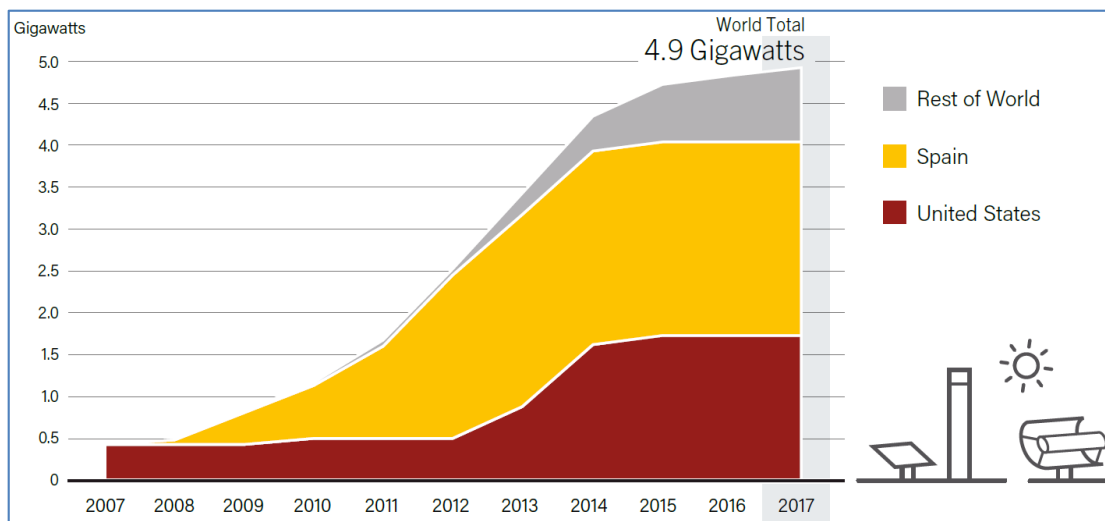


Figure 1.10. Capacité du solaire thermodynamique installée (MW), jusqu'en fin 2017 [1].

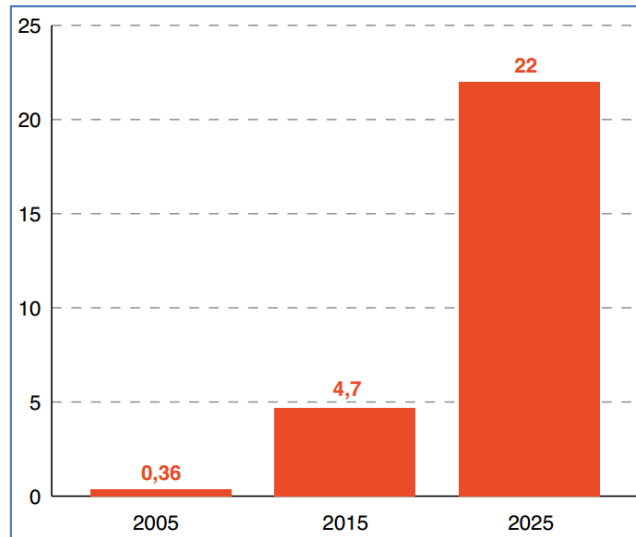


Figure 1.11. Évolution des capacités CSP dans le monde (GW) [21].

Pour un horizon plus lointain, l'Agence internationale de l'énergie (AIE) prévoit une contribution du solaire thermodynamique à hauteur de 11 % de la production électrique mondiale en 2050, avec plus de 980 GW installés (Figure 1.12) [21].

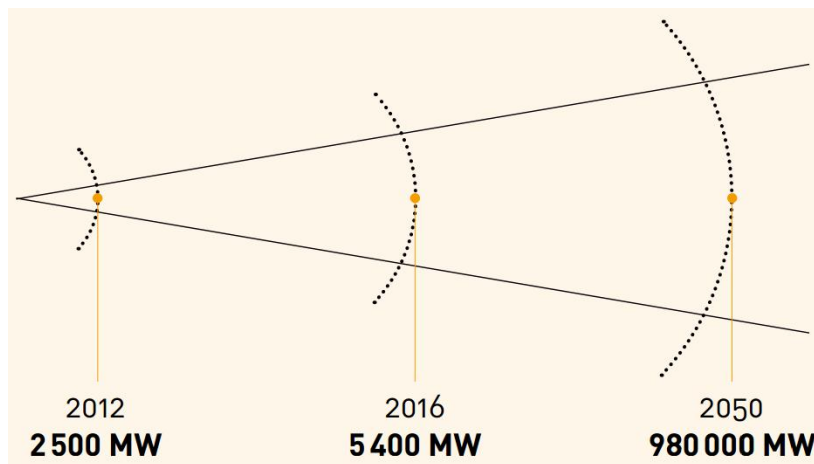


Figure 1.12. Perspectives d'évolution des capacités CSP dans le monde [21].

1.3.3. Les fluides caloporteurs et thermodynamiques

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire collecté est convertie grâce à un fluide caloporteur puis un fluide thermodynamique. Dans certains cas, le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique. Le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, oriente le choix des matériaux du récepteur et conditionne la possibilité et la commodité du stockage. Le Tableau 1.3 regroupe les différents fluides de transfert ou de stockage envisageables, leurs avantages et leurs inconvénients [26].

Tableau 1.3. Les différents fluides de transfert ou de stockage envisageables, leurs avantages (en vert) et leurs inconvénients (en rouge) [26].

Fluide	CVS (MJ.m ⁻³ .K ⁻¹)	k_f (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	μ_f (Pa.s)	$T_{\min,f}$ (°C)	$T_{\max,f}$ (°C)	ζ_f (€.K.kWh ⁻¹)
Huiles synthétiques	1,8-2,4	0,1-0,2	2.10 ⁻⁴	13	400	3200-9000
Sels fondus	2,7-3,2	0,55	3-6.10 ⁻³	> 130	< 600	1800-3000
Air (100 bars, 600 °C)	0,04	0,06	3.10 ⁻⁵	/	/	≈ 0
Eau liquide (1 bar)	4,2	0,6	5.10 ⁻⁴	0	100	≈ 0
Vapeur d'eau (100 bars, 600 °C)	0,134	0,08	1.10 ⁻³	100	/	≈ 0
Métaux fondus	1-1,3	26-46	2.10 ⁻⁴	100	900	4800-6900

a) Les huiles : sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. Leur gamme de température est limitée à environ 400 °C et possèdent une viscosité faible. Elles posent moins de problème de solidifications ($T_{\min} = 13$ °C) et peuvent donc être refroidies jusqu'à la température ambiante si nécessaire. Elles sont cependant relativement onéreuses, et sont inflammables. Les utiliser comme fluide de stockage induit l'utilisation d'une énorme masse de produit combustible, centralisée dans une cuve, ce qui ne paraît pas judicieux. C'est le fluide le plus couramment employé dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.

b) Les sels fondus : à base de nitrates de sodium et de potassium, les sels fondus offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée. Ils sont donc également de très bons fluides de stockage. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C. Ils sont également moins onéreux que les huiles synthétiques, et ne sont pas inflammables. De plus, ils possèdent un point de solidification fortement supérieur à la température ambiante (entre 130 °C et 220 °C selon les sels) et nécessitent donc un système adapté pour éviter leur solidification. Enfin, puisqu'ils sont corrosifs, le risque de détérioration de la tuyauterie d'une centrale est accru. Les contraintes liées aux sels fondus sont trop importantes pour une centrale ayant plusieurs kilomètres de conduite (corrosion, coût de fonctionnement du système de circulation en raison de la viscosité élevée des sels). Les sels fondus sont préférés pour les applications de stockage car ils permettent de diminuer la taille du réservoir et les coûts pour une énergie stockée équivalente (capacité de stockage volumique plus importante), mais aussi parce qu'ils ne présentent pas de risques d'incendie (contrairement aux huiles). Leur association avec un concentrateur à tour et un cycle de Rankine constitue une combinaison déjà éprouvée.

A titre d'exemple, la Figure 1.13 montre une brève comparaison entre deux centrales solaires de type cylindro-parabolique, celle du gauche de la figure utilise un huile synthétique comme HTF, alors que celle du droite utilise le sel fondu.

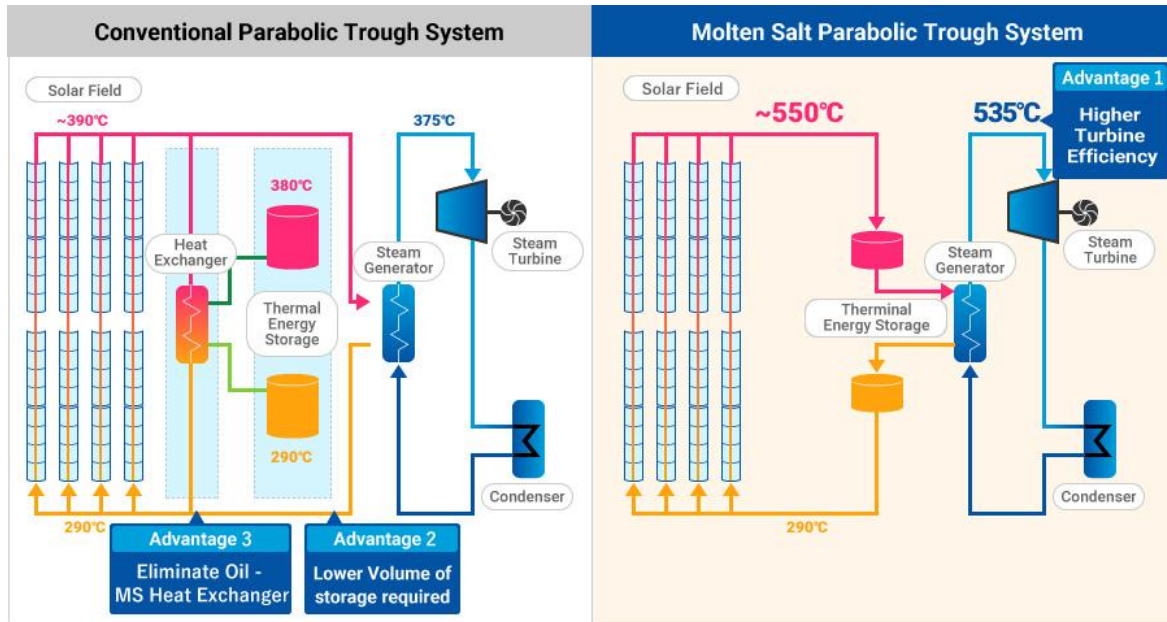


Figure 1.13. Centrales solaires de type cylindro-parabolique. (À gauche) avec l'huile synthétique, (À droite) avec le sel fondu [5].

c) Les gaz : tels que l'hydrogène ou l'hélium qui peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques pour entraîner les moteurs Stirling. Ce type de moteur est installé au foyer d'un collecteur parabolique produisant de l'électricité.

d) L'eau liquide : est, a priori, un fluide de transfert idéal. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique et un coût faible. Elle ne peut toutefois pas dépasser 100°C à pression atmosphérique, seuil au-delà duquel elle se transforme en vapeur. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine. Cependant son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées en raison des hautes températures atteintes, ainsi qu'avec des durées de stockage ne dépassant pas l'heure, ce qui pose problème pour les technologies cylindro-paraboliques.

e) Les fluides organiques : (butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.

f) Les métaux fondus : (généralement du sodium) sont utilisés dans certaines centrales nucléaires car ils possèdent une conductivité thermique très élevée, une viscosité faible et une température maximale d'utilisation allant jusqu'à 800 °C. Ils possèdent une capacité de

stockage moyenne et un prix relativement élevé, mais ils sont surtout très réactifs et présentent donc de forts risques d'explosion.

g) L'air : peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz. L'air a pour avantage d'être disponible facilement et à un coût minimal, avec une température maximale de fonctionnement supérieure à 1000 °C. Il sera donc préféré dans les systèmes désirant atteindre de hautes températures, comme les centrales à tour. Toutefois, ne possédant pas une capacité volumique de stockage élevée, il doit être associé à un matériau ayant cette propriété si l'on désire stocker de l'énergie. Il est également nécessaire de le circuler avec de forts débits, ce qui présente des surcoûts au niveau du système de circulation et de compression.

1.4. POTENTIEL MONDIAL DE LA RESSOURCE SOLAIRE

Les centrales solaires sont une technologie relativement récente, possédant un important potentiel de développement. Elles offrent une opportunité aux pays ensoleillés comparable à celle des fermes éoliennes pour les pays côtiers. Le monde recèle un potentiel de ressources très important dans les régions où l'ensoleillement est intense. Les zones les plus favorables à l'utilisation de l'énergie solaire concentrée sont celles où l'ensoleillement direct (Direct Normal Irradiation -DNI-) est supérieur à 1900 kWh/m²/an [27]. Les endroits les plus prometteurs pour l'implantation de ces technologies sont ceux du sud-ouest des États Unis, l'Amérique du Sud, une grande partie de l'Afrique, les pays méditerranéens et du Moyen Orient, les plaines désertiques d'Inde et du Pakistan, la Chine, l'Australie, etc. (Fig. 1.14).

L'Algérie, par sa situation géographique, bénéficie des conditions favorables à l'utilisation des énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire (potentiel solaire, l'un des plus importants au monde).

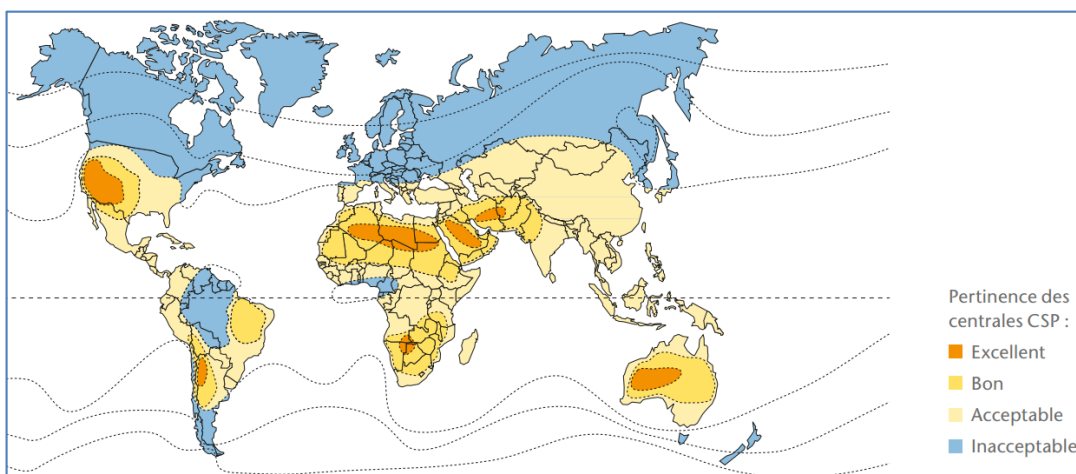


Figure 1.14. Cartographie du potentiel de l'énergie solaire avec l'installation des CSP dans le monde [27].

1.5. DIFFERENTS TYPES DE CENTRALES SOLAIRES

D'une superficie pouvant atteindre plusieurs centaines de milliers de mètres carrés, les centrales solaires thermodynamiques recouvrent l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur à température élevée, puis à convertir cette chaleur en énergie électrique. Selon le mode de concentration du rayonnement solaire, une grande variété de configurations différentes est possible pour les centrales solaires thermodynamiques.

Les centrales solaires à concentration se distinguent en quatre technologies, selon leur type de concentration (ponctuelle ou linéaire) et la mobilité de leurs récepteurs (mobiles ou fixes) : les centrales à tour, les collecteurs linéaires de Fresnel, les collecteurs paraboliques dits Dish-Stirling et les collecteurs cylindro-paraboliques [28]. La Figure 1.15, résume ces différentes technologies et présente leur association possible en fonction de la température de la source chaude. Cette Figure est inspiré de la feuille de route 'ADEME' sur le solaire thermodynamique (ADEME 2011) [29].

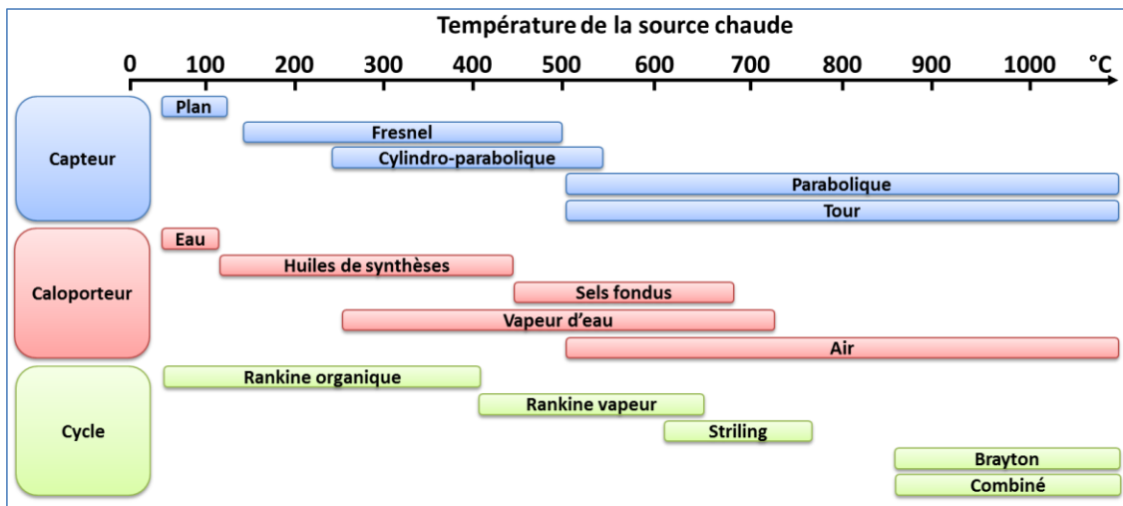


Figure 1.15. Technologies en fonction de la température de la source chaude [29].

1.5.1. Les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques

Les centrales solaires à collecteurs cylindro-paraboliques représentent 94 % des centrales actuellement en activité. C'est également la technologie privilégiée pour la plupart des centrales en construction et en projet. Cette technologie bénéficie, en effet, du retour d'expérience des centrales SEGS (Solar Energy Generating Systems) en Californie, en opération depuis bientôt 30 ans [8].

Ce type de centrale se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui tournent autour d'un axe horizontal pour suivre la course du soleil (Fig. 1.16). C'est également la technologie la plus éprouvée des CSP [30].

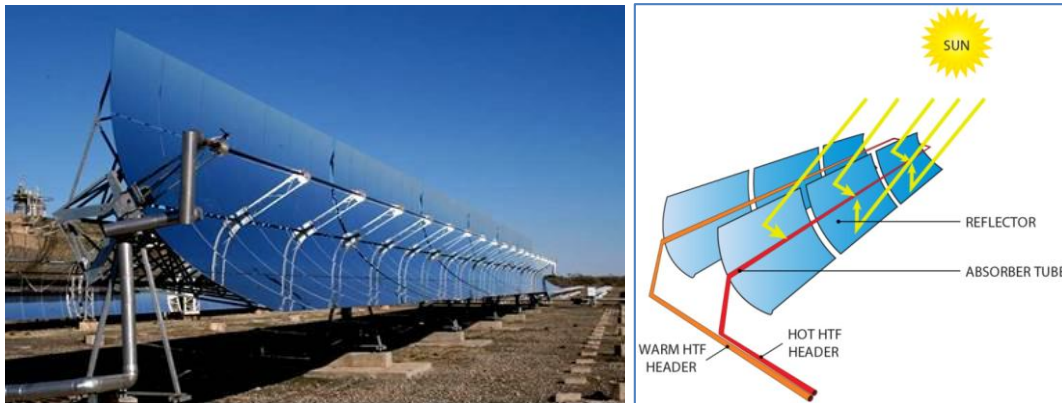


Figure 1.16. Concentrateur cylindro-parabolique [30].

Les rayons solaires sont concentrés sur un tube récepteur horizontal, dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température atteint en général 400°C . Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine et un générateur électrique [30] (Fig. 1.17).

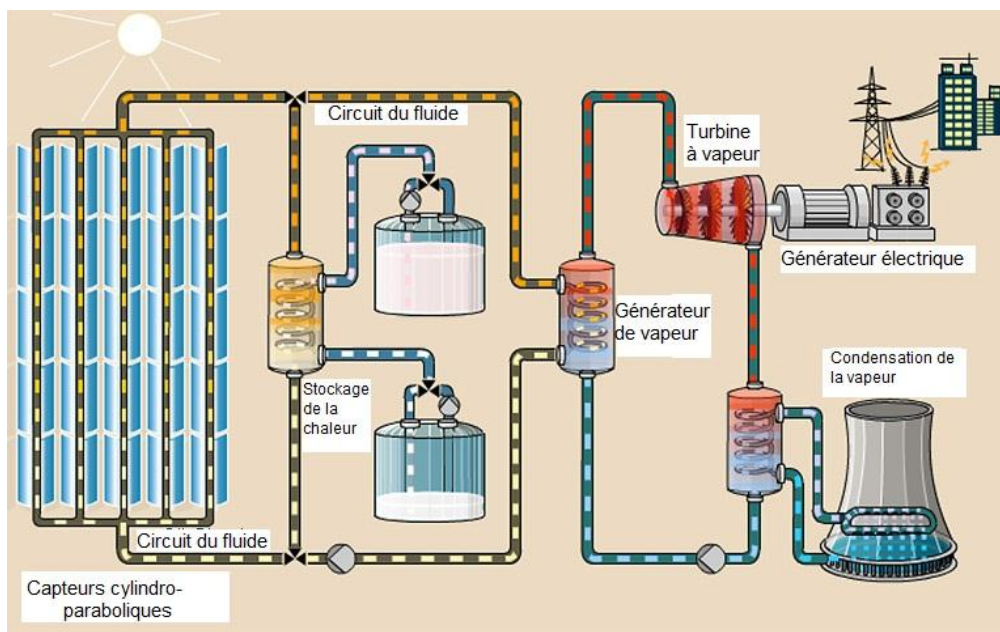


Figure 1.17. Cycle d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques [30].

1.5.2. Les centrales solaires à miroir de Fresnel

Un facteur de coût important dans la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques repose sur la mise en forme du verre pour obtenir sa forme parabolique. Une alternative possible consiste à approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans

[30]. C'est le principe du concentrateur de Fresnel. Chacun des miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube ou un ensemble de tubes récepteurs linéaires fixes, comme illustre la Figure 1.18.

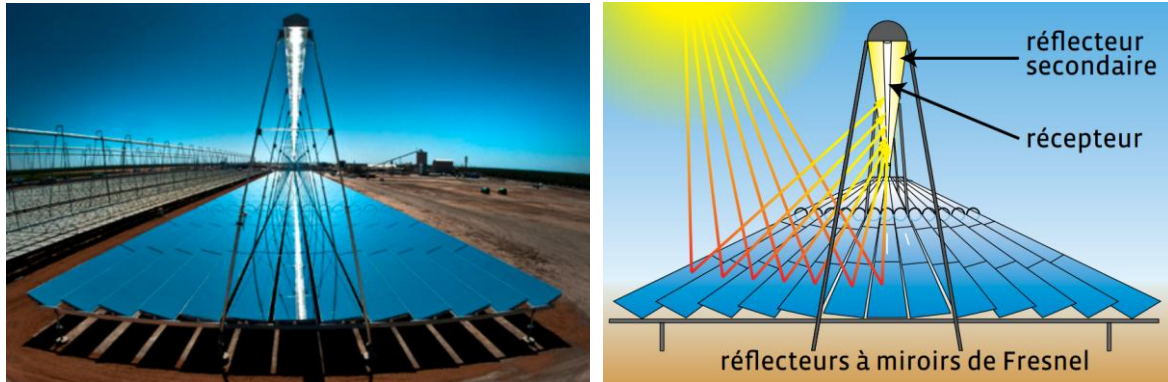


Figure 1.18. Centrale solaire à miroir de Fresnel [31].

En circulant dans le récepteur horizontal, un fluide caloporteur qui peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 500°C. La vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité (Figure 1.19). Le cycle thermodynamique est généralement direct, ce qui permet d'éviter les échangeurs de chaleur ([30] et [9]).

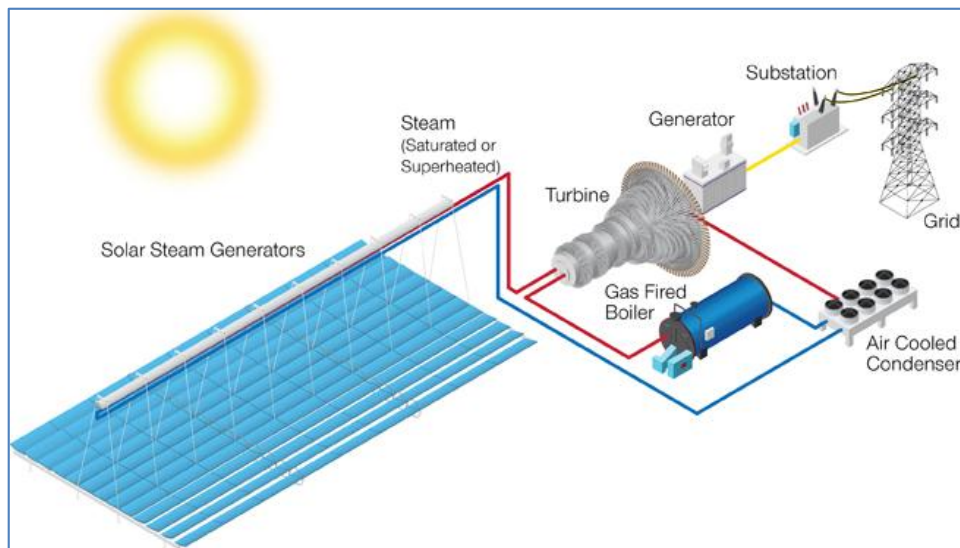


Figure 1.19. Cycle du centrale solaire à miroir de Fresnel [31].

1.5.3. Les centrales à tour

Les centrales solaires à tour sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. Les miroirs de concentration sont appelés héliostats. Chaque héliostat est orientable, et suit le soleil individuellement et le réfléchit précisément en direction du receveur au sommet de la tour solaire (Figure 1.20) [27].

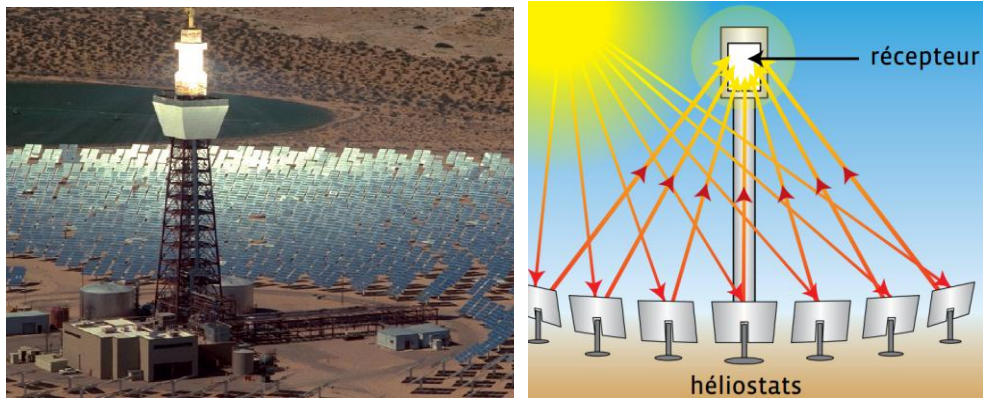


Figure 1.20. Centrale à Tour (Solar Two, California(Daggett)) [27].

Le facteur de concentration peut dépasser 1000, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000 °C. L'énergie concentrée sur le receveur est ensuite soit directement transférée au fluide thermodynamique (génération directe de vapeur entraînant une turbine ou chauffage d'air alimentant une turbine à gaz), soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité, comme illustre la Figure 1.21 ([27] et [30]).

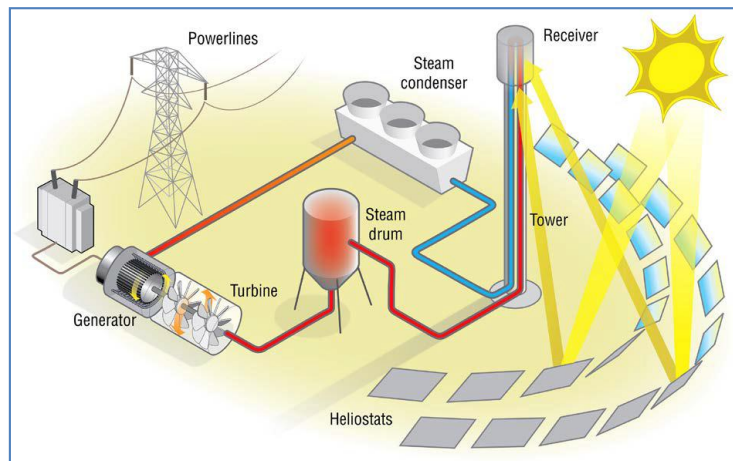


Figure 1.21. Cycle de la centrale à Tour [27].

1.5.4. Les centrales à capteurs paraboliques

Ayant la même forme que les paraboles de réception satellite, les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système. Il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui monte en température sous l'effet de la concentration. Cela entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique puis en électricité (Figure 1.22).

Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 1000 °C.

Un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Pour ce type de système, le stockage n'est pas possible ([30] et [9]).

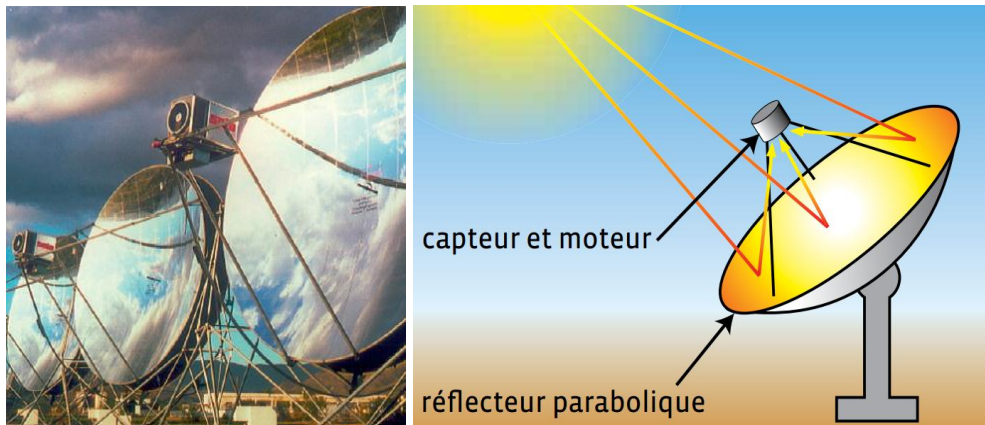


Figure 1.22. Centrale à capteurs paraboliques [30].

1.5.5. Un cas particulier : la tour solaire à effet de cheminée

Dans ce concept, les rayons solaires ne sont pas concentrés. L'air est chauffé par une surface de captage solaire formée d'une couverture transparente et agissant comme une serre. L'air chaud étant plus léger, il s'échappe par une grande cheminée centrale. La différence de température entre la partie basse et la partie haute de la cheminée donne lieu à un déplacement perpétuel de l'air (phénomène de la convection naturelle). Cette circulation d'air permet alors à des turbos générateurs situés à l'entrée de la cheminée de produire de l'électricité (Figure 1.23). Le principal avantage de ce système est qu'il peut fonctionner sans intermittence en utilisant le rayonnement du soleil le jour et la chaleur emmagasinée dans le sol la nuit [30].

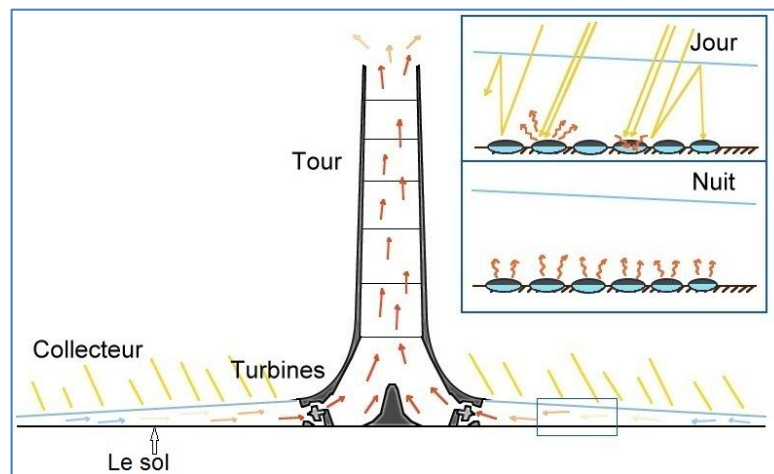


Figure 1.23. La Tour solaire à effet de cheminée [30].

1.6. PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ

Les énergies renouvelables contribuent à limiter les impacts des émissions de gaz à effet de serre sur l'environnement. Elles disposent d'atouts essentiels pour prendre ainsi leur place dans les bouquets énergétiques des pays notamment la production d'électricité propre.

1.6.1. La production d'électricité à partir de différentes sources

La production d'électricité mondiale a continué d'être dominée par les sources d'énergie non renouvelables (73,5 % jusqu'au 2017) [1]. Les combustibles fossiles demeurent le noyau dur de cette production avec plus de deux tiers du total. Cependant, la production d'électricité renouvelable a atteint 26,5 % (fin 2017) de la production d'électricité mondiale, avec une augmentation de 5,7 % par rapport à la production en 2012 (20,8 %) [33 et 1]. La Figure 1.24 montre la répartition de la production d'électricité par source d'énergie (Rapport IEA - juin 2018).

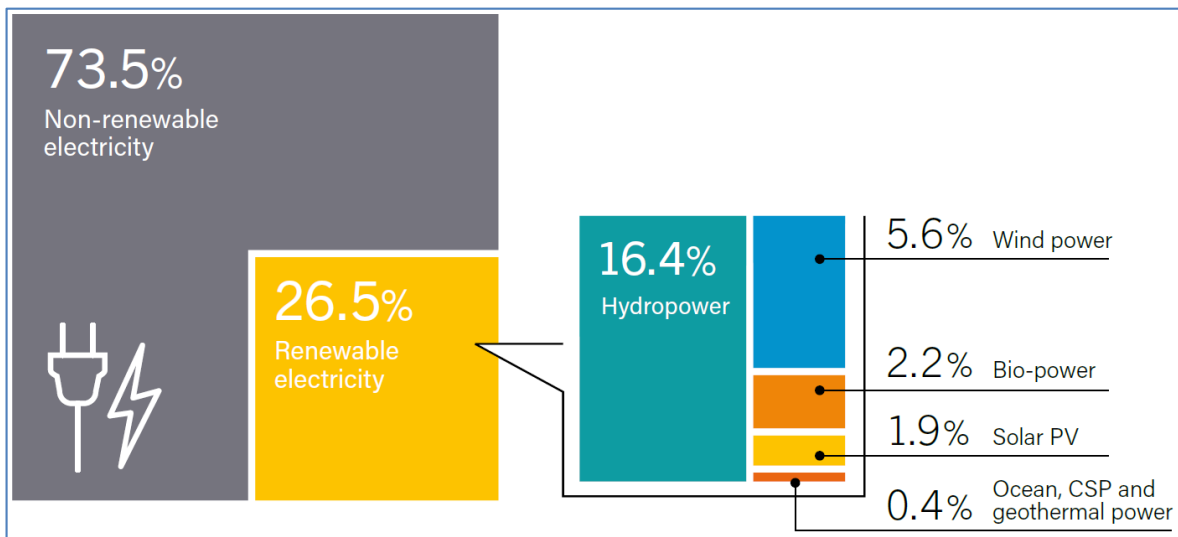


Figure 1.24. Structure de la production d'électricité mondiale, fin 2017 [1].

L'attention portée à la production d'énergie propre peut jouer un rôle majeur dans la réduction des émissions liées aux énergies non renouvelables. La Figure 1.25 montre des prévisions jusqu'en 2040 de la production d'électricité par différentes sources, notamment la croissance observée sur la part de l'électricité renouvelable produite [2].

L'augmentation de la part renouvelable dans le mix électrique mondial va se poursuivre dans les prochaines années. L'Agence internationale de l'énergie (AIE) estime qu'elle pourrait atteindre 28 % en 2018. La puissance des centrales renouvelables passerait ainsi de 1 580 GW en 2012 à 2 350 GW en 2018 [34].

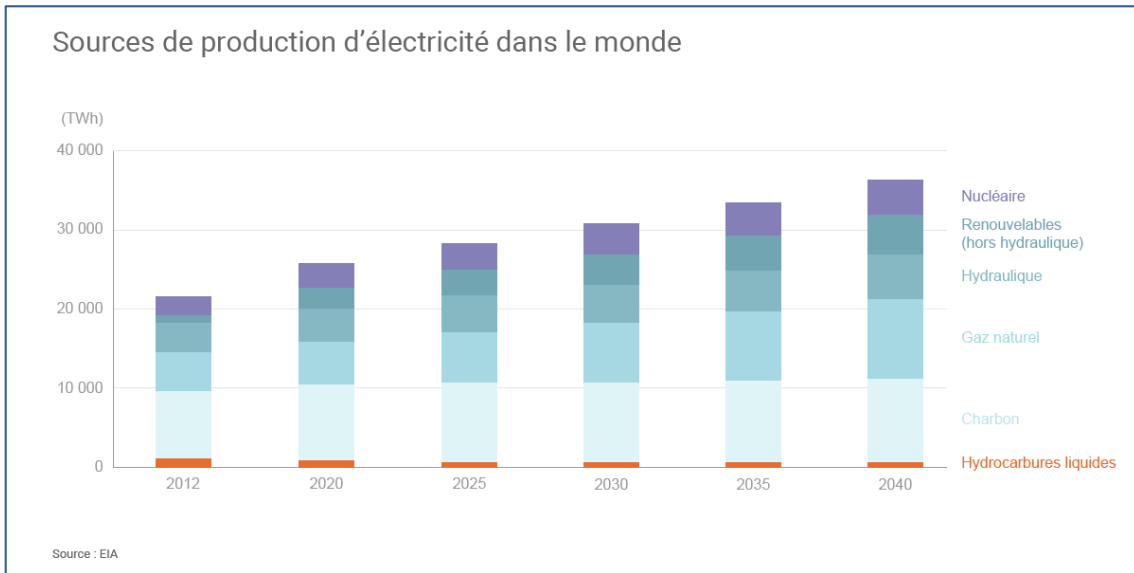


Figure 1.25. Sources de la production d'électricité mondiale, fin 2016 [34].

1.6.2. La production d'électricité d'origine renouvelable

Les énergies renouvelables sont appelées à jouer un rôle important dans la production énergétique, la lutte contre le changement climatique et pour la santé humaine. Si l'hydraulique demeurera la principale source d'énergie renouvelable, le poids des autres filières renouvelables, biomasse, éolien, solaire photovoltaïque, solaire thermique à concentration, géothermie et énergies marines, continuera d'augmenter grâce à des niveaux de croissance beaucoup plus importants. La Figure 1.26 montre les parts estimés de l'électricité renouvelable provenant de ces sources.

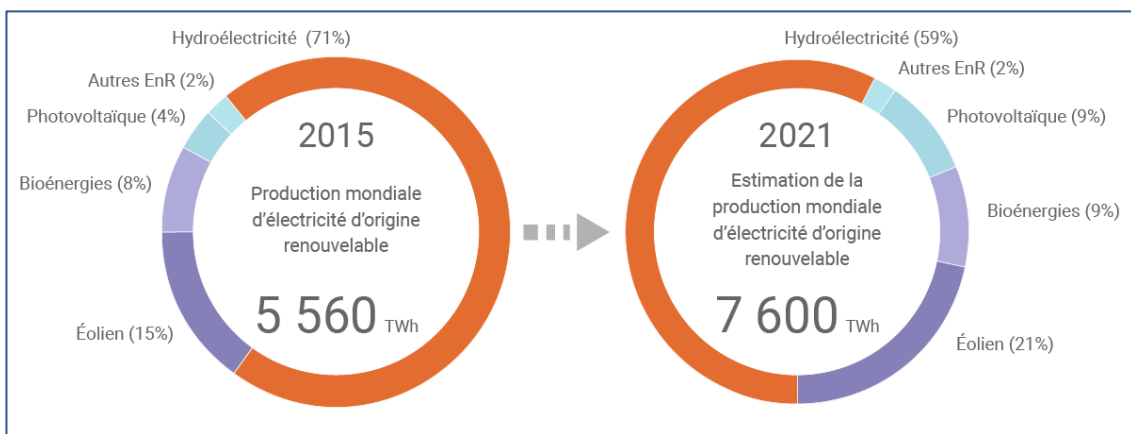


Figure 1.26. Structure de la production d'électricité d'origines renouvelables, 2015 & 2021 (AIE source).

L'hydroélectricité est la première d'entre elles, suivie par l'énergie éolienne qui depuis 2009 est devenue la seconde source d'énergie renouvelable. Elle devance la filière biomasse qui rassemble la biomasse solide, la biomasse liquide, le biogaz et les déchets ménagers

renouvelables. Suivent la géothermie, le solaire, qui rassemble les centrales photovoltaïque et les centrales solaire thermiques et les énergies marines qui restent une filière en phase de démonstration [2].

Au total, la part des énergies renouvelables dans la production mondiale d'électricité pourrait passer de 23% en 2015, à 26.5 % en fin 2017 puis une prévision d'aller à 28% en 2021 selon l'AIE (Figure 1.26). On peut donc affirmer que les énergies renouvelables ont conforté leur place dans la structure mondiale de la production d'électricité [1].

1.6.3. La production d'électricité par l'énergie solaire à concentration

Depuis le début des années 2000, la demande pour des centrales solaires thermodynamiques a progressivement augmentée dans le monde. Cette technologie permet de réduire les émissions de CO2 tout en valorisant l'énergie électrique produite : d'un côté, l'énergie thermique peut être stockée, de l'autre, ces centrales solaires peuvent être couplées à des centrales fossiles pour répondre aux demandes très variées du système électrique.

La Figure 1.27 montre l'évolution de la production d'électricité par voie solaire thermodynamique dans le monde. Les installations sont localisées dans les régions du globe ayant l'ensoleillement le plus favorable. Jusqu'en 2030, la production électrique augmente d'une façon remarquable. Alors qu'en 2050, plus des trois quarts de l'énergie électrique produite provient de quatre grandes régions du globe : Amérique du Nord, Afrique, Inde et Moyen-Orient [22].

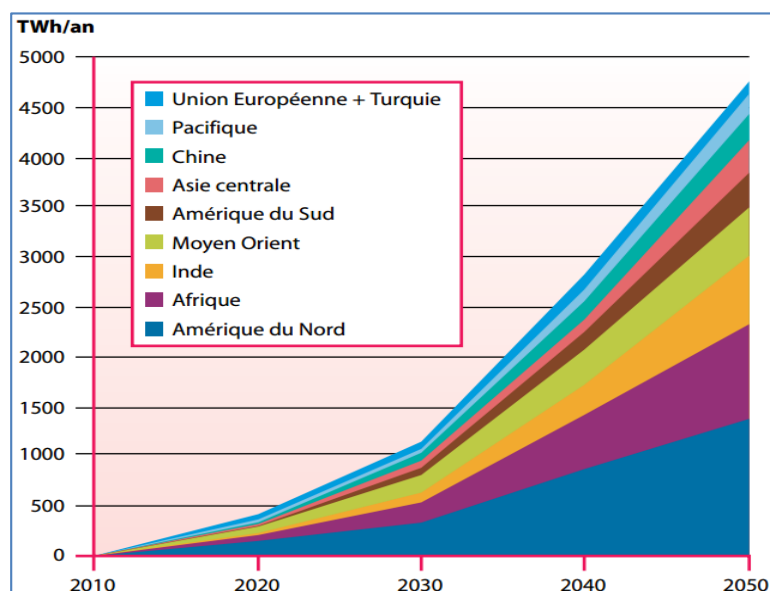


Figure 1.27. Production électrique par voie solaire thermodynamique par région du monde, données historiques et projection [22].

1.6.4. La production d'électricité en Algérie

L'Algérie repose presque exclusivement sur les combustibles fossiles (99,2 %) pour répondre aux besoins croissants d'électricité de sa population. Les énergies renouvelables n'occupent donc qu'une faible part du mix électrique national (0,8 %) et leur production est partagée entre la filière hydraulique qui reste majoritaire avec 0,7 %, et les filières solaires photovoltaïque et thermodynamique qui représentent quant à elles 0,1 % du bilan, comme illustre la Figure 1.28 [33].

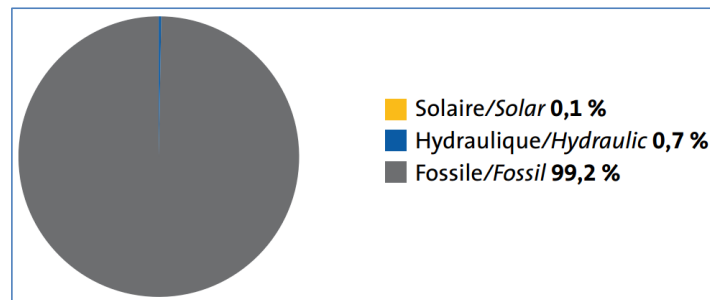


Figure 1.28. Structure de la production d'électricité, fin 2012 [33].

L'énergie hydraulique présente (84,9 %) de la production d'électricité d'origine renouvelable en Algérie, avec seulement (15,1 %) de l'énergie solaire (Figure 1.29) [33].

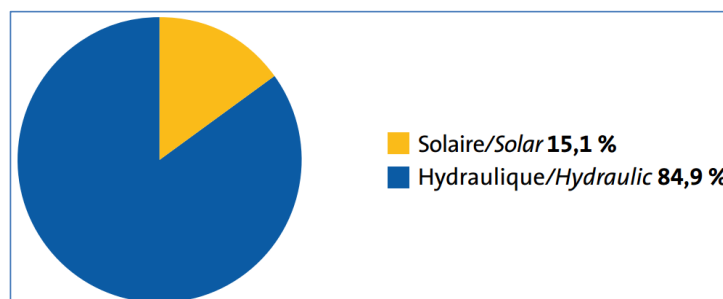


Figure 1.29. Structure de la production d'électricité d'origine renouvelable, fin 2012 [33].

L'Algérie amorce cependant aujourd'hui une dynamique verte avec le lancement d'un programme prévoyant l'installation de plus de 22 000 MW de capacités renouvelables, 12 000 MW étant dédiés à couvrir la demande intérieure en électricité et 10 000 MW destinés à l'exportation (Figure 1.30) [7].

Le programme de développement des énergies vertes s'appuiera en grande partie sur le secteur solaire pour lequel l'Algérie dispose d'un des meilleurs potentiels au monde (Figure 1.31).

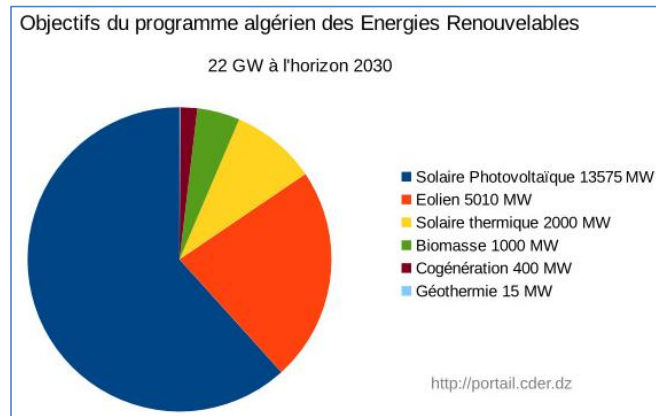


Figure 1.30. Objectifs du programme algérien des énergies renouvelables à l'horizon 2030 [7].

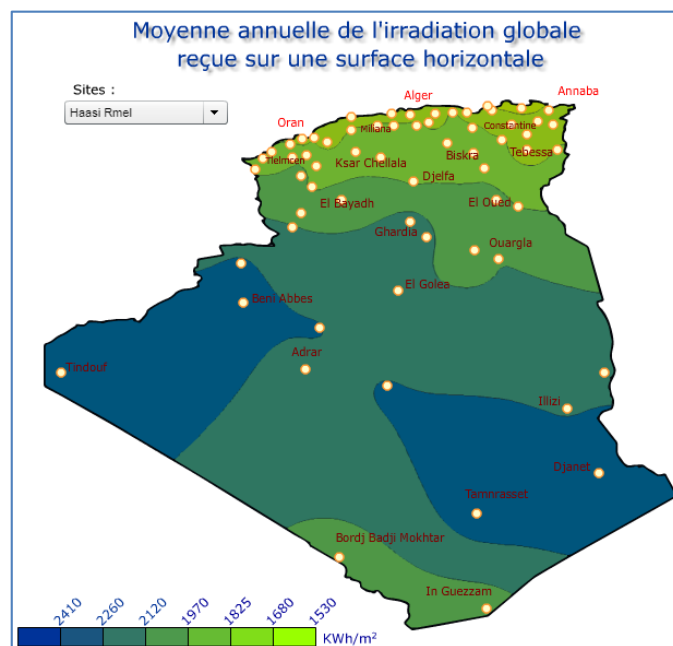


Figure 1.31. Cartographie de l'irradiation globale en Algérie [7].

Concernant la filière du solaire thermique, l'Algérie a inauguré en Juillet 2011 sa première centrale hybride solaire-gaz d'une puissance de 150 MW, dont 30 MW solaires (capteurs cylindro-paraboliques), dans la région saharienne de Hassi R'mel [7].

Sur la période 2016-2020, le programme repose principalement sur le développement à grande échelle des deux technologies photovoltaïque (66 %) et éolien (22 %) avec intégration de : la biomasse, la cogénération, la géothermie et à partir de 2021 le solaire thermique (Figure 1.32). Dans ce contexte et d'après le dernier chiffre connu (mi-2018), 23 centrales électriques photovoltaïques d'une capacité installée de 500 MW ont été mises en service dans les Hauts Plateaux et le sud de l'Algérie.

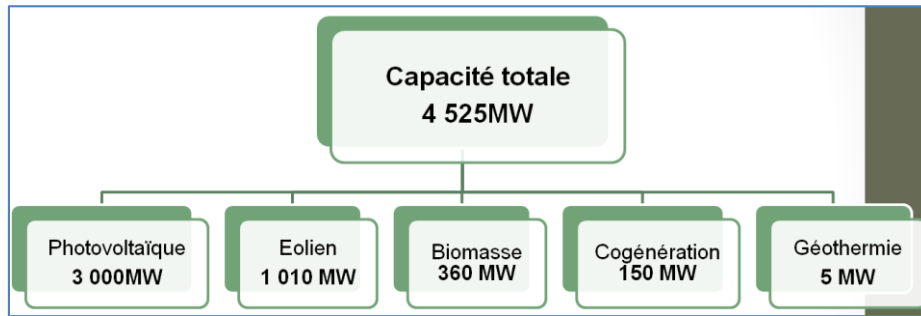


Figure 1.32. Répartition des capacités à installer par filière (Première phase 2015-2020) [7].

Pour la phase 2021-2030, la filière PV représente 61% des capacités à réaliser contre 23 % pour l'éolien et 11% pour le CSP. Le CSP dont le coût reste élevé avec une croissance relativement lente du développement de son marché à travers le monde, est considéré au-delà de 2021 avec la prévision d'installer de 2000 MW (Figure 1.33) [7].

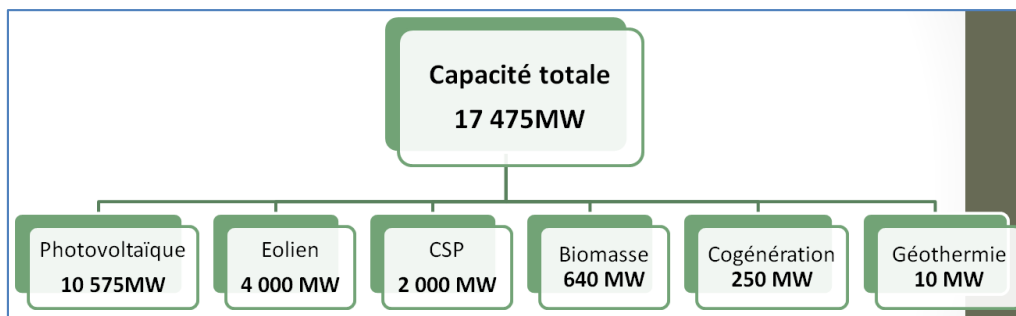


Figure 1.33. Répartition des capacités à installer par filière (Deuxième phase 2021-2030) [7].

À l'horizon 2030, et selon le programme de développement des énergies renouvelables adopté en 2011 et révisé en 2015, 37 % de la capacité installée et 27% de la production d'électricité destinée à la consommation algérienne, seront d'origine renouvelable [7].

1.7. CONCLUSION

L'énergie solaire constitue le plus grand potentiel énergétique dont nous disposons sur terre. L'idée d'exploiter cette énergie pour la conversion thermodynamique, bien que relativement ancienne, se matérialise seulement aujourd'hui. Dans le contexte énergétique actuel qui vise à réduire au maximum l'utilisation des combustibles fossiles, le développement des centrales solaires constitue très certainement un enjeu essentiel pour la production d'électricité propre. Au début de ce chapitre, un état de l'art de la conversion thermomécanique de l'énergie solaire, de grande et petite puissance, en mettant l'accent sur les centrales à concentration, a été abordé. Puis, les diverses familles de concentrateurs solaires, ainsi que le contexte de la production d'électricité mondiale propre sont proposés. En fin, la situation actuelle de l'Algérie devant le marché mondiale a été mise en place.

Chapitre 2
Collecteur solaire
cylindro-parabolique

2.1. INTRODUCTION

Les centrales solaires de type cylindro-parabolique sont actuellement considérées comme la filière la plus mature et la plus pérenne des centrales CSP. Ce chapitre a pour but de citer leur composition, leur fonctionnement et les différentes connaissances apportées par les études antérieures. Tout d'abord, la technologie des capteurs cylindro-paraboliques est abordée, avant de se focaliser sur les aspects géométriques liés au fonctionnement du système. La dernière partie du chapitre est consacré à établir un état de l'art sur les principales recherches réalisés, jusqu'au ce jour. Cela permettra d'apprécier l'intérêt de la problématique de ce travail de thèse, ainsi de comprendre et de bénéficier du retour d'expérience des études déjà existantes.

2.2. TECHNOLOGIE DES CAPTEURS CYLINDRO-PARABOLIQUES

Un collecteur cylindro-parabolique est le composant de base du champ solaire (Fig. 2.1.a). Il s'agit d'un réflecteur de forme cylindro-parabolique qui concentre le rayonnement solaire sur un récepteur linéaire situé le long de la ligne focale du réflecteur (Fig. 2.1.b). Ce récepteur est composé d'un tube absorbeur protégé par une enveloppe en verre. L'ensemble est équipé d'un système de poursuite pour suivre la course du soleil (Fig. 2.1.c). Cette technologie est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire.

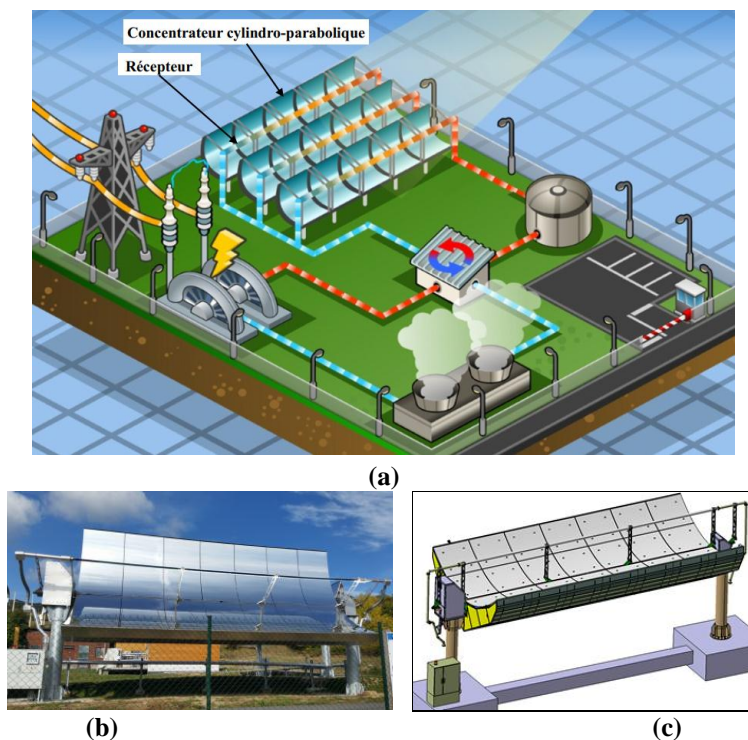


Figure 2.1. (a) Schéma simplifié d'une centrale de type cylindro-parabolique, (b) Collecteur de la MicroSol-R, (c) Schéma de construction du collecteur de la MicroSol-R.

2.3. PRINCIPAUX COMPOSANTS D'UN CONCENTRATEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE

2.3.1. Les miroirs

Pour un collecteur cylindro-parabolique, le miroir est une surface réfléchissante qui permet de collecter et de concentrer le rayonnement solaire incident au foyer du système (Figure 2.2). Ces miroirs sont composés généralement de verre pauvre en fer avec une bonne transmissivité. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection. Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident [35].



Figure 2.2. Réflexion des rayons solaires sur le tube absorbeur.

2.3.2. Le tube collecteur

Le tube absorbeur doit avoir les caractéristiques suivantes [36] :

- Bonne absorption du rayonnement (il s'agit d'une couche de cermet d'un composite céramique/métal projeté par plasma) qui joue le rôle d'un absorbeur sélectif (96% d'absorptivité pour 14% d'émissivité à la température de travail), son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées : La température du tube dépassant généralement 400°C, les pertes par échanges convectifs et radiatifs peuvent être très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide. La Figure 2.3 montre un exemple d'un tube absorbeur le plus fréquent et le plus développé commercialement (Schott PTR[®]70) [36].

Les principaux composants d'un récepteur de type Schott PTR[®]70 sont montrés sur la Figure 2.4.



Figure 2.3. Un récepteur de type Schott PTR®70.

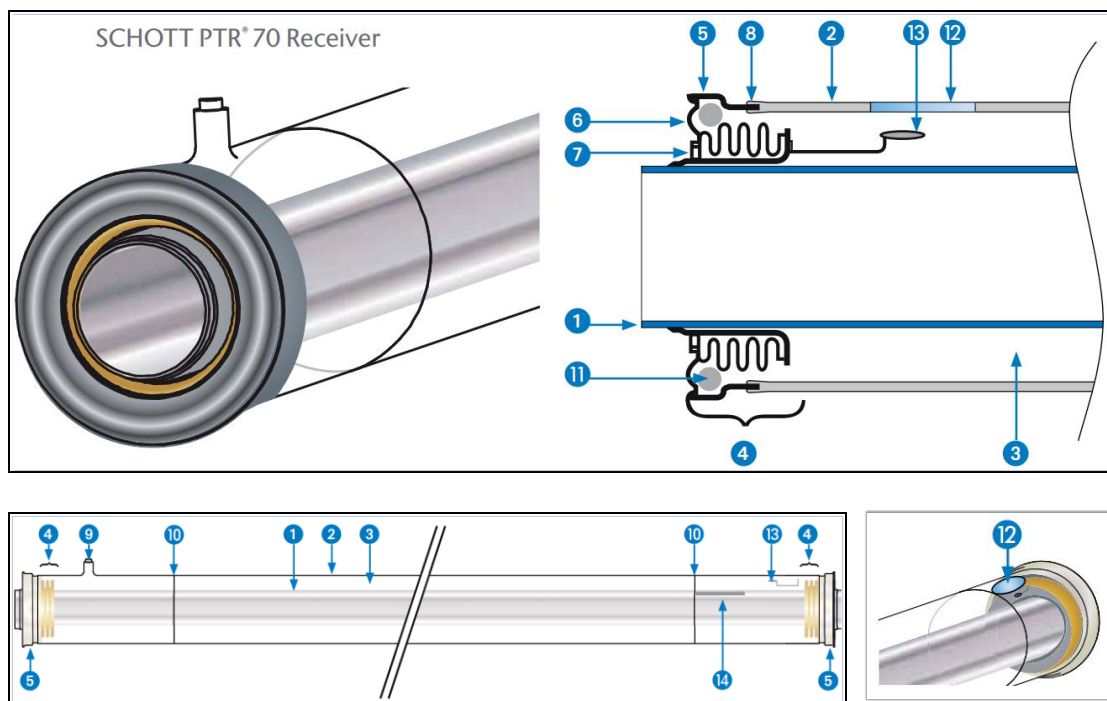


Figure 2.4. Description des composants constitutifs d'un tube absorbeur de type Schott PTR®70.

Le Tableau 2.1 résume les principales caractéristiques des composants constitutifs du récepteur montré sur la Figure 2.4. Ce tableau est inspiré de la fiche de construction d'un tube récepteur, dont les détails se trouvent à la référence [36].

Tableau 2.1. Caractéristiques des composants constitutifs du récepteur SCHOTT PTR® 70.

N°	Composant	Description
1	Tube absorbeur en acier	Le tube absorbeur en acier inoxydable recouvert d'une couche sélective (nickel/chrome noir/cermet), et ce, pour maximiser l'absorptivité et limiter les pertes thermiques.
2	Enveloppe en verre	L'enveloppe en verre borosilicate pourvu d'un film antireflet pour augmenter la transmittance solaire. Cette enveloppe permet de protéger l'absorbeur des intempéries et de réduire les pertes thermiques
3	Espace annulaire sous vide	Le vide entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre est essentiel pour éliminer les pertes thermiques par convection.
4	Soufflet	Les soufflets sont nécessaires pour compenser les différentes dilatations thermiques de l'absorbeur d'acier et de l'enveloppe en verre.
5	Bague de fusion en métal	La bague de fusion métallique aux extrémités du récepteur est connectée au tube de verre à travers le joint verre-métal et soudée à la partie métallique extérieure pour connecter le tube absorbeur avec le verre.
6	Partie extérieure du métal	La partie métallique extérieure relie l'anneau de fusion métallique au soufflet.
7	Manchon soufflet intérieur	Son but est de créer la liaison entre le tube absorbeur en acier et le soufflet.
8	Joint verre-métal	Joint sensible entre le verre et l'anneau de fusion métallique. Des matériaux spécialement adaptés sont utilisés pour minimiser la tension du verre causée par la dilatation thermique.
9	Buse d'évacuation	La buse de la pompe est nécessaire pour garder le vide pendant la construction du récepteur. Il ressort du tube et est donc très sensible à tout impact mécanique.
10	Connexion verre-verre	Ce sont des courtes connexions utilisées principalement pendant la construction du récepteur.
11	Guetteur	En absorbant les gaz libres restants, le matériau maintient le vide pendant toute la durée de vie du récepteur.
12	Indicateur de vide	La couleur de ce point circulaire indique si le vide du récepteur est en bon condition.
13	Anneau indicateur de vide	Pendant la production du récepteur, le matériau de la bague indicatrice de vide est chauffé et s'évapore sur le tube en verre pour laisser l'emplacement à l'indicateur de vide.
14	Numéro de série du récepteur	Chaque récepteur a un numéro de série individuel. Le numéro est requis pour surveiller le récepteur pendant sa durée de vie.

Pour les grandes installations où une température du fluide de transfert très élevée est recherchée, les récepteurs (tube absorbeur + enveloppe en verre) sont connectés en série à l'aide des joints de connexion. La Figure 2.5 montre un exemple de deux tubes connectés dans une centrale cylindro-parabolique.

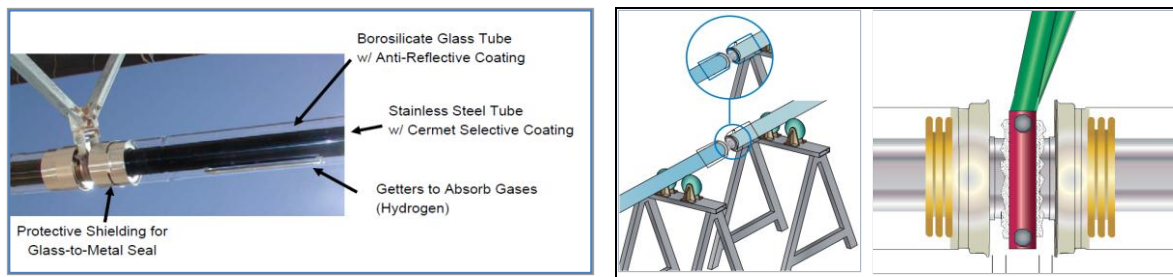


Figure 2.5. Type d'un joint de connexion entre deux récepteurs.

2.3.3. Le mécanisme de poursuite

Son rôle est d'adapter l'orientation du capteur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours parallèle au plan de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique. De cette manière, la radiation est réfléchiée au foyer de la parabole et concentrée sur un tube récepteur dans lequel circule le fluide caloporteur (Figure 2.6).

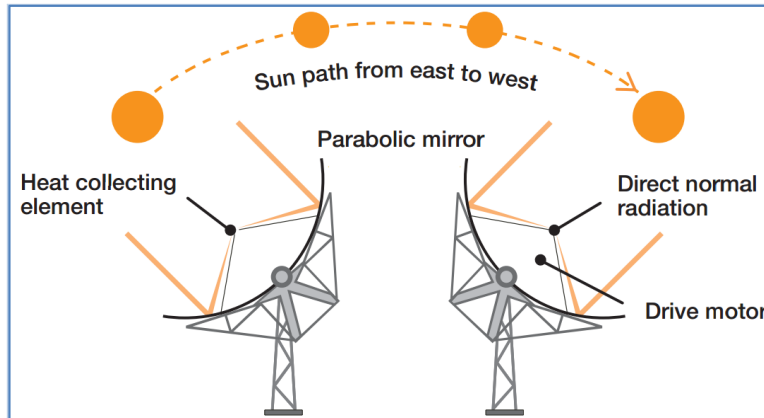


Figure 2.6. Illustration de poursuite solaire pour un collecteur cylindro-parabolique à axe Nord-Sud.

La structure métallique doit suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent (Figure 2.7). Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.

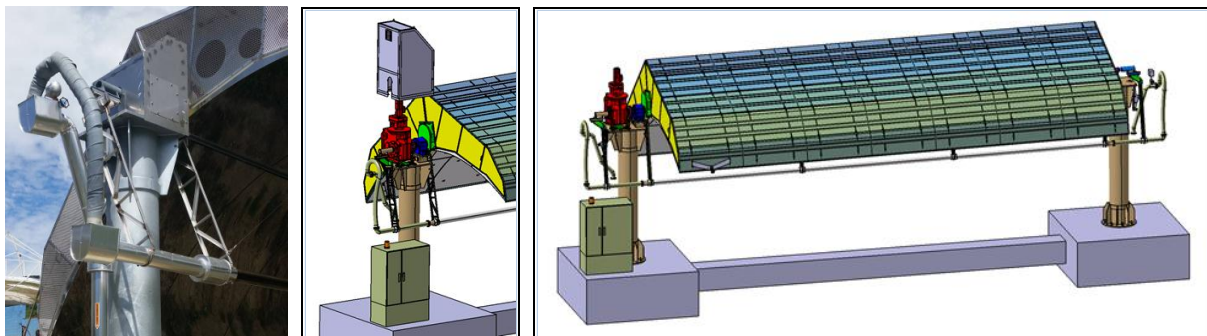


Figure 2.7. Schéma simplifié du mécanisme de poursuite du collecteur cylindro-parabolique de la MicroSol-R.

Lorsque le suivi se fait suivant un axe, il apparaît un angle d'incidence entre la normale au plan du concentrateur et le rayonnement solaire. Le suivi selon deux axes permet d'éliminer l'apparition de l'angle d'incidence.

Le repérage du Soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles (Figure 2.8) [37] :

- L'**azimut a** : c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.
- La **hauteur h** du Soleil : c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

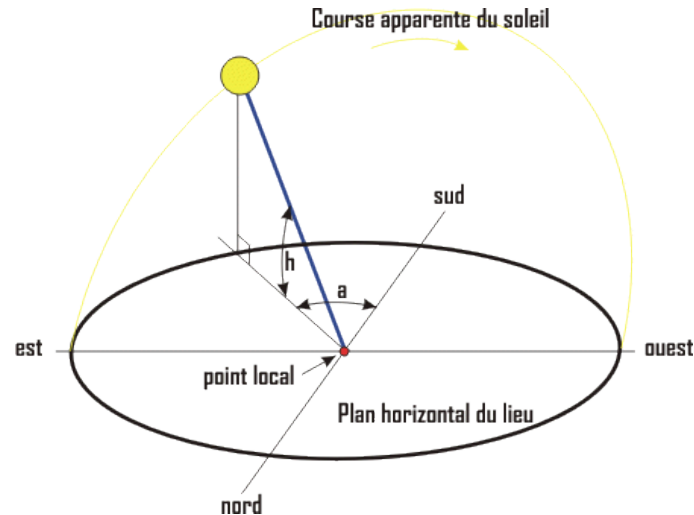


Figure 2.8. Repérage de la position du Soleil. Adopté de la Réf. [9].

Pour un système de poursuite mono-axial, l'angle de suivi d'un collecteur cylindro-parabolique à axe Nord-Sud est défini par la relation suivante :

$$\tan(\theta_t) = \frac{\sin(a)}{\tan(h)} \quad (2.1)$$

Dans le cas d'un collecteur cylindro-parabolique à axe Est-Ouest, l'angle de suivi s'exprime par :

$$\tan(\theta_t) = \frac{\sin(a-90)}{\tan(h)} \quad (2.2)$$

En réalité, si on prend comme référence le collecteur NS, le collecteur EO est un collecteur NS qui a subi une rotation de 90° autour de l'axe (Oz).

2.3.4. Angle d'incidence d'un collecteur cylindro-parabolique

L'angle d'incidence présente l'angle entre le rayonnement solaire direct incident et la normale à la surface s'ouverture du concentrateur. Au cours de la journée, seul le plan focal du capteur est orienté vers le soleil, le rayonnement solaire est reçu selon un angle d'incidence qui varie tout au long de la journée. Un capteur permet de contrôler la position du soleil par rapport à la rangée de collecteur. Cette information est transmise au système de contrôle central qui ajuste l'angle d'inclinaison en fonction. Il faut noter que nous considérons un système mono-axial de poursuite du soleil.

L'angle d'incidence des rayons du soleil pour un collecteur à axe Nord-Sud est défini par la relation suivante :

$$\cos(\theta_{inc}) = \sqrt{1 - \cos^2(h) \cdot \cos^2(a)} \quad (2.3)$$

L'angle d'incidence des rayons du soleil pour un collecteur Est-Ouest est défini par la relation suivante :

$$\cos(\theta_{inc}) = \sqrt{1 - \cos^2(h) \cdot \cos^2(a - 90)} \quad (2.4)$$

2.3.5. Types de rayonnements

Le rayonnement peut être transmis, absorbé ou diffusé par un milieu intervenant en quantités variables, en fonction de la longueur d'onde (Figure 2.9). Les interactions complexes de l'atmosphère terrestre avec le rayonnement solaire aboutissent à trois composantes fondamentales à large bande d'intérêt pour les technologies CSP.

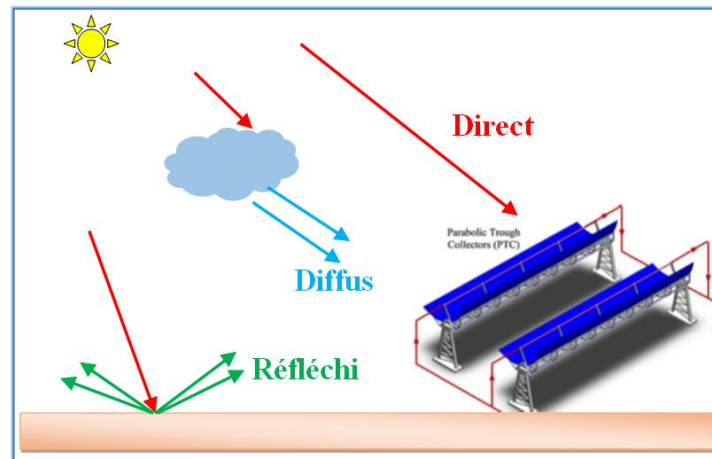


Figure 2.9. Composants du rayonnement solaire.

2.3.5.1. Rayonnement direct

Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant du seul disque solaire. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages.

2.3.5.2. Rayonnement diffus

Dénoté également rayonnement indirect, le rayonnement diffus résulte de la diffraction de la lumière par les nuages et les molécules diverses en suspension dans l'atmosphère, et de sa réfraction par le sol. Il s'agit donc d'un rayonnement qui ne suit pas une direction définie par le soleil en direction du point d'observation à la surface de la Terre.

2.3.5.3. Rayonnement global

C'est la somme des deux types de rayonnements direct et diffus.

2.4. ASPECTS GEOMETRIQUES

2.4.1. La géométrie du concentrateur cylindro-parabolique [9]

La Figure 2.10 montre les caractéristiques géométriques d'un concentrateur cylindro-parabolique.

- L'équation de la parabole est : $y^2 = 4fx$ (2.5)

Avec : f est la distance focale du parabole (m).

- r est le **rayon parabolique**, qui représente la distance entre la courbe de la parabole et le foyer F, défini par :

$$r = \frac{2f}{1+\cos(\varphi)} \quad (2.6)$$

avec, φ est l'angle mesuré entre l'axe du collecteur et le rayon parabolique.

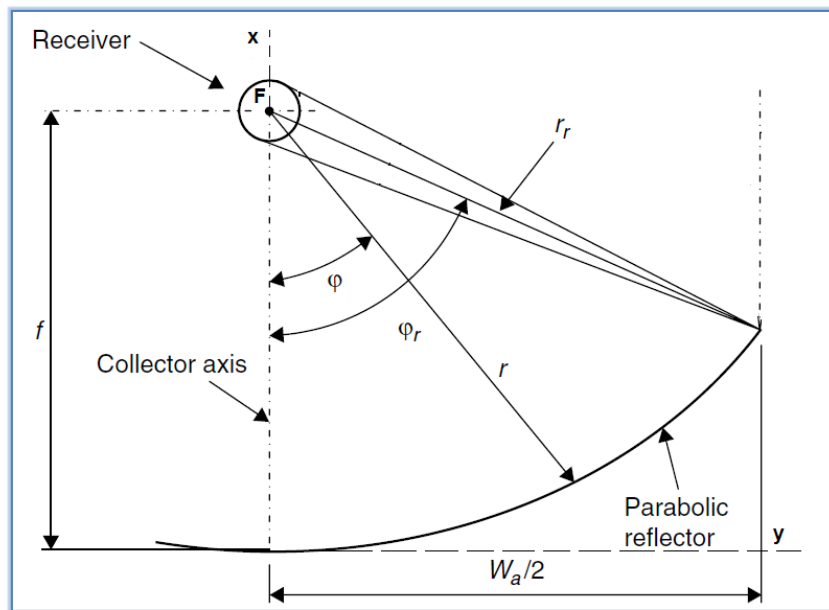


Figure 2.10. Section d'un concentrateur cylindro-parabolique [9].

- **Longueur d'ouverture d'une parabole [9]**

D'après la figure 2.10, on a :

$$W_a = 2r_r \sin(\varphi_r) \quad (2.7)$$

$$\text{avec, } r_r = \frac{2f}{1+\cos(\varphi_r)} \quad (2.8)$$

On remplace (r_r) dans l'équation (2.7), on obtient :

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1+\cos(\varphi_r)} \quad (2.9)$$

On a aussi :
$$\tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) = \frac{\sin(\varphi_r)}{1+\cos(\varphi_r)} \tag{2.10}$$

On trouve finalement l'expression de la longueur d'ouverture (W_a) comme suit :

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tag{2.11}$$

- **Angle d'ouverture d'une parabole (rim angle) [9]**

D'après la relation (2.11), on peut définir l'angle d'ouverture par :

$$\varphi_r = 2 \arctan\left(\frac{W_a}{4f}\right) \tag{2.12}$$

2.4.2. Taux de concentration (Concentration géométrique)

En se basant sur la définition générale d'un taux de concentration qui est le rapport de la surface d'ouverture du collecteur A_a (Aperture area) à celle du récepteur A_r (Receiver area) [25], le taux de concentration est donné par :

$$C = \frac{A_a}{A_r} \tag{2.13}$$

Pour un collecteur cylindro-parabolique, le taux de concentration ou la concentration géométrique, est définie par la relation suivante :

$$C = C_g = \frac{W_a}{\pi D} \tag{2.14}$$

La Figure 2.11 montre les angles d'ouvertures possibles d'une parabole, avec un foyer F commun et une longueur d'ouverture constante.

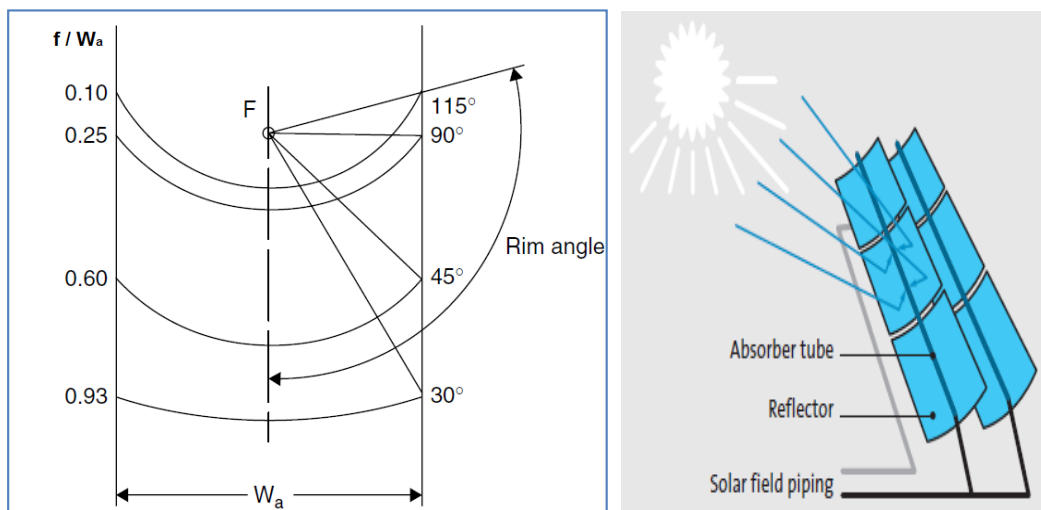


Figure 2.11. Section d'une parabole possédant un foyer commun F et la même longueur d'ouverture (W_a) [25].

2.5. LE STOCKAGE THERMIQUE DANS LES CENTRALES C.S.P

2.5.1. Prérequis d'un stockage thermique performant

Nous rappelons que la nature de l'énergie solaire impose certaines limitations aux procédés solaires concentrés : l'intermittence (nuit, soleil occulté par les nuages) et le décalage offre/demande demeurent des contraintes importantes. L'alternance jour/nuit implique la mise en place de systèmes relais qui compense la faiblesse ou l'absence d'ensoleillement. Cependant, ces systèmes relais fonctionnent souvent avec des énergies carbonées. Donc, pour atteindre l'objectif de production à 100% énergie issue du solaire, nous sommes contraint à avoir recours au **stockage de chaleur**.

L'utilisation d'un système de stockage de l'énergie permet d'avoir un contrôle de la production de chaleur et/ou d'électricité, en dépit de la variabilité de la ressource. Le système de stockage peut ainsi diminuer le coût du KWh produit, mais il est pour cela nécessaire qu'il remplisse un certain nombre de critères communément admis [39] :

- une grande densité énergétique du matériau utilisé (qu'il soit liquide ou solide) ;
- un bon échange thermique entre le fluide de transfert thermique et le stockage ;
- une stabilité mécanique et chimique des matériaux de stockage ;
- une compatibilité chimique entre le fluide de transfert, l'échangeur et les matériaux de stockage ;
- une réversibilité totale du procédé, pour un grand nombre de cycles de charges et de décharges successives ;
- peu de pertes thermiques ;
- un coût bas ;
- un impact environnemental minimisé.

En ce qui concerne le stockage thermique, il existe actuellement trois grandes familles de stockage d'énergie, que sont le stockage sensible, le stockage latent et le stockage thermochimique (Figure 2.12), elles-mêmes divisibles en plusieurs catégories [39, 40].

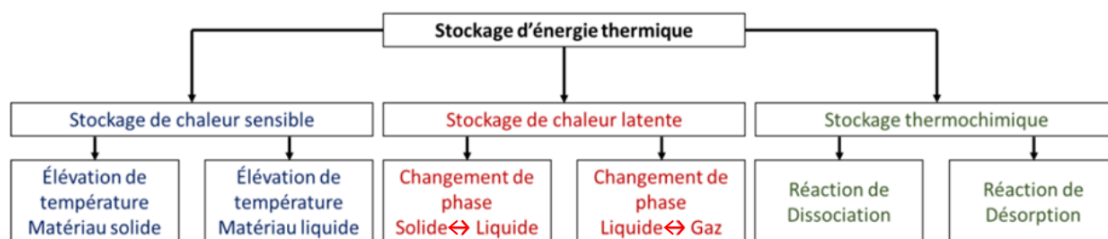


Figure 2.12. Les différentes manières physiques de stocker l'énergie thermique [39, 40].

1. le stockage de l'énergie par voie sensible consiste à chauffer un milieu liquide ou un solide sans changement de phase (accumuler l'énergie sous la forme d'une élévation de température d'un ou de plusieurs liquides ou solides). Ce milieu est choisi en fonction du niveau de température requis par l'application. Le stockage et la restitution de la chaleur ne se fait pas à température constante. Pour des températures inférieures à 100 °C, l'eau liquide est le composé le plus largement utilisé. Pour des températures supérieures à 100 °C, le stockage de chaleur se réalise dans d'autres milieux liquides comme les sels fondus ou les huiles organiques. Ces composés permettent d'atteindre des températures élevées (jusqu'à environ 350 °C pour les huiles et 800 °C pour les sels fondus). Ils nécessitent cependant l'utilisation d'un fluide intermédiaire et le coût des matériaux et échangeurs peut être élevé.

2. Le stockage par chaleur latente est une solution de stockage thermique qui exploite la chaleur latente d'un Matériau à Changement de Phase (MCP), autrement dit sa capacité à passer de l'état solide à l'état liquide (fusion) sous l'effet de la chaleur. L'énergie de changement de phase est absorbée lors de la fusion du MCP et est restituée lors de sa solidification. Cette solution nécessite l'utilisation d'un fluide caloporteur pour transférer la chaleur de la source à l'unité de stockage.

Le MCP subissant des cycles de fusion/solidification, il ne peut être utilisé directement comme fluide de transfert. Il existe différents types de MCP :

- les MCP organiques, comme les paraffines, les acides gras et les mélanges organiques,
- les MCP inorganiques, les sels hydratés et mélanges de sels hydratés.

3. Le stockage thermochimique consiste à emmagasiner de l'énergie en dissociant deux corps ou en forçant la **désorption** d'un corps piégé par un autre (réactions endothermiques). L'énergie peut ensuite être restituée par mise en contact des deux corps, donnant respectivement une recombinaison et une sorption (absorption si un fluide pénètre dans un corps, ou **adsorption** si le fluide se fixe sur la surface d'un solide). La Figure 2.13 schématise le principe du stockage de l'énergie par adsorption/désorption.

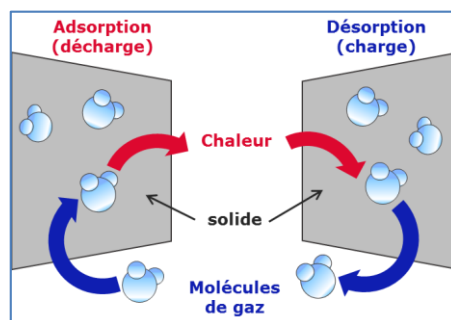


Figure 2.13. Principe de stockage de l'énergie par adsorption/désorption.

Actuellement, toutes les centrales solaires à concentration commerciales utilisent la technologie de stockage de l'énergie par chaleur sensible, car c'est la technologie la plus maîtrisée et la moins onéreuse.

2.5.2. Avantages et inconvénients de chaque type de stockage

- Le stockage sensible possède l'avantage d'être bon marché, simple de fonctionnement et mature. Ses inconvénients principaux sont une faible densité énergétique, une température potentiellement variable lors de la restitution de l'énergie, et des pertes thermiques relativement importantes.
- Les matériaux de changement de phase possèdent généralement une densité énergétique plus importante que celle du stockage sensible. Le stockage latent a également l'avantage de restituer l'énergie à une température constante. Parmi ses inconvénients la faible conductivité thermique limitant les vitesses de charge et de décharge et imposant de grandes surfaces d'échange, durée de stockage limitée (pertes thermiques), et des coûts relativement importants comparés au stockage sensible.
- Les avantages du stockage thermochimique sont la possibilité de stockage très longue durée (tant qu'on ne remet pas en contact les deux entités réactives) et la très forte densité énergétique (5 à 10 fois plus importante que pour des systèmes de stockage par chaleur latente ou par chaleur sensible). Il permet également de fournir de la chaleur à une température constante. Mais tout comme la technologie de stockage d'énergie par voie latente, le coût de celle-ci est actuellement trop élevé. Il y a un manque de connaissance sur les techniques de séparation et de stockage physique des différents composés, ainsi que sur l'intégration du système et la gestion du processus. Enfin, les performances se dégradent souvent après plusieurs cycles de fonctionnement.

2.5.3. Stockage indirect/direct

Deux configurations générales existent pour un système de stockage par chaleur sensible. Pour une meilleure compréhension, la description de ces configurations sera appliquée au stockage dit « à deux cuves », qui est généralement utilisé dans les CSP [41].

Le principe de fonctionnement du stockage deux-cuves est relativement simple [39] :

- pour stocker l'énergie thermique disponible, le fluide à la température basse du système est pompé de la première cuve, appelée « cuve froide », pour être envoyé dans le champ solaire ou vers un échangeur, chauffé jusqu'à la température haute, puis injecté (ou stocké) dans la seconde cuve, nommée « cuve chaude » ;

- pour déstocker l'énergie initialement chargée, le fluide chaud est pompé de la cuve chaude, envoyé vers un échangeur (du groupe de puissance ou du procédé nécessitant de la chaleur), l'énergie emmagasinée est utilisée, puis le fluide revenu à sa température basse est réinjecté dans la cuve froide.

Le stockage à deux cuves peut donc se présenter sous deux configurations (Figure 2.14) [39] :

1. si le fluide est identique pour le champ solaire et le stockage, la configuration est appelée « stockage direct » (Figure 2.14-a). Le stockage direct possède les avantages de réduire les coûts et d'augmenter l'efficacité de la centrale, car on supprime alors l'échangeur thermique.
2. si le fluide caloporteur circulant dans le champ solaire est différent du fluide de stockage, on nomme cette technologie « stockage indirect » (Figure 2.14-b). Le stockage indirect permet d'optimiser le choix de chaque fluide en fonction de son application (stockage ou caloporteur) ;

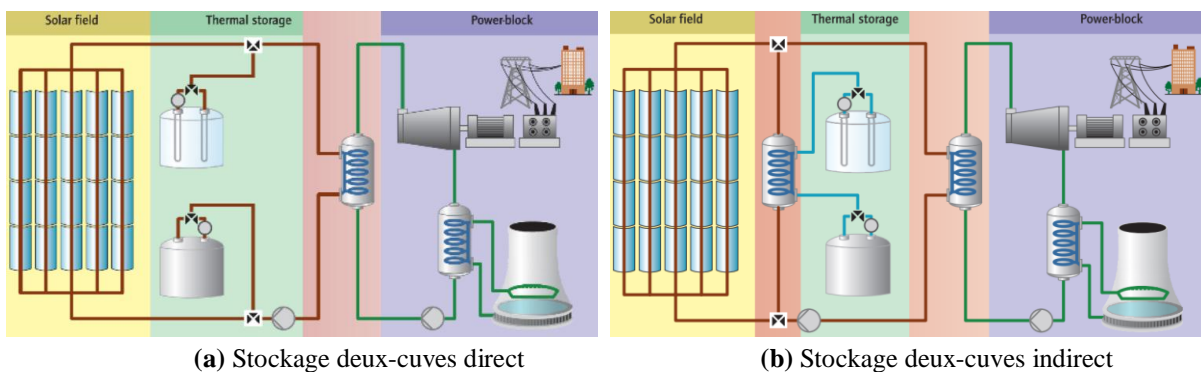


Figure 2.14. Stockage deux-cuves indirect vs stockage deux-cuves direct [39]

Le choix de l'utilisation du stockage direct ou indirect dépend quant à lui du choix du ou des fluides utilisés dans la centrale. Le choix de ces derniers résulte lui-même de l'analyse de critères technico-économiques qu'il est nécessaire de détailler.

2.6. ETAT DE L'ART

Depuis des décennies, la grande majorité des centrales solaires à concentration productrices d'électricité dans le monde étaient basées sur la technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques. Ainsi, la première à avoir été commercialisée. L'exemple le plus vieux au monde demeure le complexe de Solar Electric Generating Systems (SEGS) composé de 9 centrales cylindro-paraboliques mises en service entre 1984 et 1990, et ce dans le désert de

Mojave en Californie (États-Unis). A ce jour, ce complexe reste toujours le plus puissant avec une capacité installée de 354 MW.

Vu l'importance du sujet, de nombreuses études sur ce type de concentrateurs ont été proposées dans la littérature. Cet état d'art peut être organisé en trois catégories : (i) les études expérimentales ; (ii) les modèles simplifiés utilisant un flux solaire constant absorbé par le récepteur (approche non réaliste) ; (iii) les modèles complexes proposés avec une distribution réelle de flux solaire.

Dans les laboratoires Sandia (États-Unis), Dudley [42] a réalisé une série de mesures expérimentales sur le collecteur de type LS-2, de même que celui installé à la centrale SEGS. Ces essais sont effectués avec et sans ensoleillement, et ce, pour un tube absorbeur sous vide ou bien rempli d'air avec deux types de revêtement (Cermet/Chrome noir). Dudley a aussi développé un modèle numérique (1D) pour prédire les performances thermiques du concentrateur. Les résultats numériques obtenus sont comparés avec les résultats expérimentaux disponibles. Divers résultats sont examinés, y compris l'influence de plusieurs paramètres sur les performances du système. Ces travaux sont référencés comme les premiers à être publiés sur ce sujet.

Dans un champ solaire composé de concentrateurs cylindro-paraboliques d'une puissance de 250 KW en Iran, Yaghoubi [43] a utilisé la thermographie infrarouge hors ensoleillement. Il a pu déterminer la valeur des pertes thermiques pour trois différents types de tubes absorbeurs, en mesurant la température du verre du récepteur solaire. Les résultats ont montré que les pertes thermiques pour un tube rempli d'air sont 40% plus élevée que celles de tube sous vide, alors que 3 à 5% de l'efficacité du collecteur est réduite. Pour le verre brisé, les calculs ont montré que l'efficacité thermique est réduite de 12 à 16%.

Kalogirou [44] a établi un bilan d'énergie global qui tient compte les différents échanges thermiques, section par section sur le récepteur, écrit en langage EES. Le modèle a été validé sur la base de la série d'expériences de Dudley. Ensuite, le modèle a été appliqué sur un autre concentrateur installé sur le laboratoire Archimedes Solar Energy (Chypre), afin d'analyser les performances du système dans un cas idéal simple. Le collecteur a une courte longueur de 2 m et une largeur de 1,2 m.

Récemment, Victor C et al. [45] ont décrit la méthodologie et les résultats obtenus de la partie expérimentale et numérique. Les pertes thermiques d'un concentrateur de petite échelle

(longueur de 4 m et une largeur de 3 m) sont présentées. Les détails sur les conditions des tests ne sont pas communiqués.

Valenzuela et al. [46] ont proposé des qualifications optiques et thermiques pour évaluer les performances d'un system de concentration cylindro-parabolique à grande échelle. Sur la base d'une série des tests expérimentaux, un modèle composé principalement par des corrélations empiriques a été développé.

Une analyse basée sur des corrélations algébriques non linéaires a été proposée par Yelmez et el. [47]. Le modèle est tout d'abord validé avec les résultats expérimentaux proposés par Dudley, puis, il est comparé avec d'autres modèles numériques issus de la littérature, afin d'étudier les performances du système.

D'autres résultats de qualification ont été obtenus avec des corrélations empiriques telles que Refs. [46-47]. Généralement, les corrélations empiriques ne sont pas assez précises et sont spécifiques à chaque champ solaire, ce qui les rend peu flexibles et réutilisables pour un autre.

Il y a finalement peu de travaux essayant de qualifier expérimentalement les concentrateurs cylindro-paraboliques. Vu le coût élevé des expériences, les chercheurs développent généralement des modèles numériques pour étudier et tester diverses techniques susceptibles d'améliorer les performances de système de concentration.

Face à ce constat et à la suite des travaux de Dudley [42], beaucoup d'études numériques ont été proposées. Une majorité s'est intéressée de travailler à l'état stationnaire et de négliger la nature non uniforme du flux incident sur le tube absorbeur. Ces travaux s'appuient sur des caractéristiques optiques d'entrées (Efficacité optique, d'angle d'incidence modifié...) au lieu d'utiliser la méthode de ray-tracing pour déterminer les rayons incidents sur le récepteur.

Odeh et al. [48] ont proposé d'analyser les performances d'un PTC avec deux types de fluides caloporteurs : l'huile synthétique et l'eau. Une formule mathématique a été développée pour prédire l'efficacité thermique du PTC en fonction de la température de tube absorbeur. Les pertes thermiques du PTC ont été décrites en termes de propriétés de l'absorbeur, de la vitesse du vent, de la température de la paroi de l'absorbeur et du rayonnement solaire.

Forristall [49] a développé des modèles 1D et 2D implémentés dans EES software (Engineering Equation Solver), et validés par des données expérimentales (SNL). Chaque phénomène est décrit avec détails à la fois pour les pertes thermiques (échanges par conduction, convection et rayonnement) et pour le gain solaire (qui inclut la réflectivité des

miroirs, le facteur d'interception, la transmittivité du verre et l'absorptivité du tube absorbeur...). Pour ce faire, quatre versions de EES sont proposées. Le modèle montre quelques incohérences dans les entrées du code. Néanmoins, plusieurs recommandations et suggestions ont été retenues.

Brooks [50] a conduit une étude sur les performances du récepteur cylindro-parabolique en Afrique du Sud en utilisant la norme ASHRAE 93-1986. Un récepteur sous vide a été testé avec l'utilisation de l'eau comme fluide caloporteur.

García-Valladares et al. [51] ont développé un modèle numérique qui tient compte des différents échanges thermiques sur un récepteur HCE mono-passe. Ils ont proposé ensuite d'étudier un absorbeur de type double passe afin de comparer ces deux configurations. Les résultats obtenus montrent que les performances du système peuvent être améliorées avec la nouvelle proposition. A noter que l'avantage énergétique de la configuration de double passe n'est pas assez fort devant la construction de ce type de HCE.

Plus intéressante est l'étude de Padilla [52]. Dans cette étude, l'auteur a présenté un modèle 1D avec une analyse particulière entre les surfaces voisines. Le modèle numérique proposé a été validé avec les mêmes expériences précédentes de SNL, ensuite, il est comparé avec les résultats du modèle de Forristall [49] et celles de Garcia et al [51]. Les résultats obtenus montrent que son modèle est meilleur par rapport aux autres modèles numériques proposés à la comparaison, ainsi qu'il s'approche des résultats expérimentaux.

Omar behar et al. [53] Ont proposé un modèle numérique unidimensionnel pour décrire les performances thermiques du prototype testé au laboratoire SNL. La comparaison des rendements thermiques et des températures de sortie montre que les résultats obtenus sont vraiment proches. Cependant, l'estimation des pertes thermiques présente une certaine divergence surtout à haute température, et ce, après avoir comparé ces résultats avec ceux obtenus expérimentalement, ce qui montre une faiblesse bien claire.

Certaines études récentes confirment les résultats précédemment discutées avec peu d'amélioration. Par exemple, Hongbo Liang [54] a développé un modèle mathématique unidimensionnel sous différentes hypothèses et détails sur le PTC. Un algorithme simple est adopté pour résoudre les équations non linéaires. Les modèles proposés sont comparés entre eux et validés avec les données expérimentales du SNL.

Très récemment, Weidong Huang et al. [55] ont proposé un modèle thermique bidimensionnel appliqué sur le tube récepteur d'un PTC. Egalement, un algorithme numérique est développé. Après avoir validé le modèle utilisé avec les mesures expérimentales de SNL, ils ont comparé leurs résultats avec d'autres modèles de la littérature. Les trois paramètres considérés dans la comparaison sont : la température de sortie du HTF, le rendement et les pertes thermiques du concentrateur. Depuis cette étude, la précision des valeurs obtenue s'est améliorée.

Les études examinées précédemment ne tiennent pas compte de l'effet de la non-uniformité du flux de chaleur sur le tube absorbeur du PTC, ce qui traduit les limites de ces travaux. Par ailleurs, ils ont l'inconvénient de ne fournir qu'une information très localisée spatialement.

La compréhension de la distribution du flux sur l'absorbeur permet d'améliorer les performances du système. En savoir plus sur la distribution de la concentration solaire permet ainsi, de prédire le profil de température autour du tube absorbeur et de déterminer la température maximale et minimale de l'absorbeur et du fluide caloporteur. Ces données nous ont conduits à sélectionner les matériaux appropriés qui assurent une performance optimale avec une durée de vie plus longue. Compte tenu de ce fait, ces dernières années, de nombreuses recherches sont menées pour étudier les systèmes PTC.

Pour ces raisons, Jeter [56, 57] a proposé une formulation mathématique analytique basée sur la fonction gaussienne pour calculer la distribution du flux thermique sur le tube absorbeur. Pour ce faire, un paramètre adimensionnel appelé facteur de concentration local (LCR) a été proposé pour évaluer la non-uniformité du rayonnement solaire sur le récepteur. Ces travaux analytiques restent une référence jusqu'à présent, mais ils nécessitent une intégration particulière, tandis que les caractéristiques géométriques et optiques du système PTC n'ont pas pu être modifiées. Néanmoins, ces approches ont permis d'aboutir à des résultats importants à un moment où les moyens numériques n'étaient pas vraiment bien développés.

Riveros et Oliva [58] ont utilisé une méthode graphique assistée par ordinateur avec une procédure de tracé de rayons modifiée. Le but était de trouver la taille et la position optimale des récepteurs afin d'étudier et dimensionner les concentrateurs d'énergie solaire.

Güven et Bannerot [59] ont établi un modèle optique qui utilise une technique de ray-tracing pour évaluer les performances et les erreurs optiques au moyen d'une analyse statistique.

Récemment, la plupart des études ont été basées sur la méthode de tracé de rayons Monte Carlo Ray Tracing (MCRT) en tenant compte la non-uniformité du flux solaire réfléchi. Afin

d'estimer le flux de chaleur autour du récepteur, les auteurs se réfèrent généralement aux courbes analytiques de Jeter pour valider leurs modèles optiques.

Bin Yang et al. [60] ont simulé et calculé le taux de concentration du collecteur solaire cylindro-parabolique en utilisant la méthode MCRT dans différentes conditions. Le flux solaire non-homogène, l'angle d'ouverture et la concentration géométrique du système sont considérés. Les résultats calculés sont validés et comparés avec les travaux de Jeter, où des écarts parfois importants entre les courbes sont observés.

Y.L. He et al. [61, 62 and 63] ont combiné la méthode optique de MCRT avec une analyse thermique utilisant l'outil (CFD) pour simuler le problème de transfert de chaleur complexe d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. Ce modèle prend en compte la distribution réelle (non uniforme) de flux solaire et a été validé avec les travaux de Jeter cités ci-dessus.

Dans ces trois papiers, la distribution de flux solaire LCR sur la surface externe de tube absorbeur a été obtenue et tracée à l'aide d'un PTC idéal. La comparaison entre les résultats obtenus par He et al. [61] et celles de Jeter [56] indique des écarts notables sur les courbes de distribution de flux solaire LCR, particulièrement dans zone où l'effet d'ombre apparaît.

De même, Z.D. Cheng et al. [64] ont développé une méthode numérique à usage général pour améliorer les outils de conception des collecteurs solaires à concentration. Une nouvelle méthode de modélisation s'appuie sur la technique MCRT pour les systèmes d'énergie solaire concentrée a été présentée. Les mêmes remarques précédemment discutées sont observées sur la courbe de distribution LCR.

Dans la même optique, Weidong Huang et al. [65] ont proposé un nouveau modèle analytique pour étudier les performances optiques du système. Egalement, un algorithme d'intégration modifié a été développé pour simuler les performances du PTC. La distribution de flux solaire LCR sur le tube récepteur n'a pas été présentée dans le papier. Il est à noter que les résultats optiques obtenus ont été calculés en utilisant un PTC typique.

Peu de temps après, Hachicha [66] a développé un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis pour l'analyse thermique et optique d'un PTC. Une méthode géométrique mathématique est appliquée pour estimer le flux de chaleur autour du récepteur. Le modèle optique est validé à la fois avec les résultats analytiques de Jeter, ainsi qu'avec la courbe obtenue par He et al. Le modèle développé a été validé par les données expérimentales proposées par SNL. Cependant, il existe certaines discordances dans les résultats obtenus.

Dans la continuité des précédents travaux, Ze-Dong Cheng et al. [67] ont présenté les résultats de l'analyse théorique qui s'intéresse à étudier la relation entre les paramètres géométriques du réflecteur d'un système PTC et la forme focale formée par le phénomène de dé focalisation issu de l'idée des rayons solaires non parallèles. Ensuite, la performance de l'ensemble du processus de conversion photo-thermique dans le système PTC a été étudiée numériquement, et ce, à l'aide d'un modèle qui combine la méthode des volumes finis (FVM) avec la méthode MCRT. Le modèle de validation optique n'a pas été présenté dans l'article, pour la raison de ne pas répéter les mêmes résultats communiqués précédemment par [61, 62, 63 et 64].

Xingwang Song et al. [68] ont analysé l'effet de l'angle d'incidence du rayonnement solaire afin de simuler la distribution de flux thermique autour de la surface externe de tube absorbeur. L'insertion d'une vis hélicoïdale a été proposée dans le modèle. L'angle d'incidence a été décomposé en deux composantes et la non-uniformité du flux solaire est considérée. Les résultats de ce modèle sont validés avec celles du papier de Jeter, tandis que la performance et la température analysées autour de tube absorbeur ont été simulées en utilisant un collecteur de CAMDA New Energy Equipment Co., Ltd.

D. Zhao et al. [69] ont proposé une approche de transformation de coordonnées combinée avec la méthode MCRT, afin de simuler la distribution circonférentielle du flux solaire sur le tube absorbeur. Dans le processus de simulation, les rayons solaires non-parallèles, la concentration géométrique et l'angle d'ouverture de la parabole sont considérés. La courbe LCR de Jeter est proposée pour valider les résultats de ce modèle.

Ze-Dong Cheng et al. [70] ont développé un modèle pour optimiser les performances optiques des systèmes PTC. Ce modèle proposé est basé sur l'algorithme dit PSO (Particle Swarm Optimization) et la méthode MCRT. Les résultats des simulations sont obtenus en utilisant la configuration du collecteur appelée T6R4 PTC.

Dans leur étude comparative, Hongbo Liang et al. [71] ont proposé trois modèles optiques différents pour analyser la densité de flux concentrée sur le tube absorbeur. Pour valider leurs résultats, la même configuration géométrique du PTC utilisée par Jeter [56] ainsi que les mêmes propriétés optiques sont considérées. Le temps de calcul de chaque modèle ainsi que les paramètres demandés aux simulations numériques sont discutés. Ce travail suppose un flux solaire non uniforme et considère les effets de certains paramètres. Ces derniers travaux sont en tous points similaires à ceux de Ya Ling He et al. [61].

2.7. PROBLEMATIQUE DU TRAVAIL DE THESE

La centrale MicroSol-R, construite dans le même temps qu'a été effectué ce doctorat, est un outil complet de recherche expérimentale sur tous les éléments d'une centrale solaire à concentration industrielle : collecteurs, récepteurs, stockage, production de chaleur, production d'électricité, etc.

La problématique de ce travail de thèse consiste en l'étude du comportement de l'ensemble du système, notamment la température de sortie du champ solaire, le rendement optique et thermique, les pertes thermiques, etc.

L'accent de ce travail est donc mis sur le collecteur : étude expérimentale et numérique de son comportement, qualification thermique et optique de ses performances afin d'améliorer le rendement global du système.

L'étude du système global nécessite le développement d'un outil prédictif des performances d'un collecteur cylindro-parabolique quelconque. Le modèle développé décrit le comportement du système selon un ordre de complexité croissante. L'utilisation d'outils de simulation peut ensuite permettre d'aller au-delà des limitations expérimentales imposées par la centrale MicroSol-R.

2.8. CONCLUSION

L'étude des performances d'un concentrateur cylindro-parabolique nécessite la compréhension des éléments clés constituant une centrale solaire à l'échelle opérationnelle. En effet, l'objectif est de comprendre le comportement d'un capteur dans les conditions idéales et réelles de fonctionnement, ainsi que l'impact des paramètres géométriques et optiques sur le rendement du système. Dans ce contexte, nous avons vu au début de ce chapitre les différents éléments composant le collecteur cylindro-parabolique. Ensuite, les aspects géométriques liés aux capteurs cylindro-paraboliques sont détaillés dans une section séparée. A la fin du chapitre, un état de l'art sur les principales études proposées dans la littérature a été abordé. Cet état de l'art nous a permis d'explorer la problématique de ce travail de thèse devant les différentes études antérieures.

Chapitre 3
Etude analytique et
numérique

3.1. INTRODUCTION

Dans l'objectif de comprendre le comportement d'un concentrateur cylindro-parabolique dans un premier temps, et puis de pouvoir améliorer les performances thermiques d'une centrale solaire cylindro-parabolique. Cela passe par le développement d'un outil numérique prédictif basé sur un bilan énergétique qui tient compte des différents échanges thermiques existant entre tous les éléments connectés.

Deux modèles développés sont décrits dans ce chapitre, l'un pour modéliser le comportement optique d'un collecteur cylindro-parabolique et l'autre pour prédire ses performances thermiques. Le but de cette étude est d'obtenir un outil de simulation globale qui nécessite à son tour l'accouplement des deux modèles quel que soit leur degré de complexité.

Concernant la modélisation optique, trois points sont distingués :

- Tout d'abord, les paramètres optiques intervenant dans le fonctionnement d'un concentrateur cylindro-parabolique sont détaillés.
- Dans le cas où le flux solaire arrivant sur le récepteur est considéré uniforme sur toute la surface de tube absorbeur, le flux non uniforme entre le côté face au soleil et le côté face à la parabole n'est pas prise en compte. Avec cette hypothèse, l'optique du concentrateur n'est pas tout à fait modélisée, car elle comprend trop de paramètres inconnus, notamment les erreurs de pente et de courbure. Les résultats expérimentaux de qualification optique sont donc utilisés en entrée du modèle du récepteur.
- Dans le cas réel où le flux solaire arrivant sur le récepteur est considéré non-uniforme sur toute la surface du récepteur, la distribution des rayons solaires est prise en compte. Dans ce contexte et à l'aide de la méthode de lancer de rayon (MCRT), l'optique du capteur est modélisée d'une façon détaillée.

Concernant la modélisation thermique qui s'effectue selon un ordre de complexité croissante, trois modèles sont proposés :

- Un modèle unidimensionnel relativement simple est développé. Le code de calcul est traduit en langage Matlab.
- Sur la base des équations de conservation d'énergie, un modèle plus détaillé en 2D est proposé. Pour résoudre le système d'équation résultant, un code Matlab est utilisé.

- Un modèle complet en 3D basé sur l'accouplement du modèle optique et celui thermique est développé. Le logiciel ANSYS-Fluent est utilisé pour simuler le modèle résultant.

3.2. MODELISATION OPTIQUE

La modélisation optique du concentrateur et des flux radiatifs qu'il concentre a plusieurs buts. Le premier est d'estimer les flux radiatifs absorbés par le récepteur linéaire afin de modéliser son comportement thermique. Le second est l'étude de ces flux concentrés afin de déterminer les éventuelles zones de fortes concentrations locales, pouvant entraîner des points chauds et dégrader le récepteur. Le troisième est l'étude des paramètres géométriques du capteur afin d'améliorer les performances de ce dernier.

Pour une modélisation optique, deux cas sont possibles :

- 1- Pour un modèle simplifié (1D & 2D), le flux solaire arrivant sur le récepteur est considéré uniforme sur toute la surface du tube absorbeur. Les résultats expérimentaux de qualification optique sont donc utilisés en entrée du modèle du récepteur ;
- 2- Pour un modèle détaillé en 3D, l'optique du concentrateur est modélisée, même qu'elle comprend trop de paramètres inconnus, notamment les erreurs de pente et de courbure. Avec la méthode dite du lancer de rayon (méthode de Monte-Carlo), il est possible de déterminer avec une très grande précision le trajet des rayons lumineux et l'intensité du rayonnement arrivant sur chaque partie du récepteur.

La première sous-partie est une étude préliminaire portant sur les paramètres optiques d'un concentrateur cylindro-parabolique. Elle a pour dessein de montrer le niveau d'influence des caractéristiques optiques sur les performances du système. La seconde sous-partie traite les deux modèles optiques proposés. Un modèle simple sans tenir compte de la distribution de flux thermique sur le récepteur, et un modèle détaillé considérant un flux réel non homogène.

3.2.1. Modélisation optique simplifié d'un concentrateur cylindro-parabolique

Le flux solaire reçu par le tube absorbeur est considéré uniforme. Divers effets optiques peuvent minimiser les performances optiques du système de concentration à savoir : le type de matériau du réflecteur, imperfections des composants des capteurs, etc.

3.2.1.1. L'efficacité Optique

Elle prend en compte toutes les pertes optiques depuis la captation du rayonnement solaire, jusqu'à sa conversion en énergie thermique. Il est défini comme étant le rapport du rayonnement absorbé au rayonnement incident à l'ouverture du concentrateur. Elle dépend des propriétés optiques du matériau utilisé, de la géométrie du collecteur, de l'angle d'incidence du rayonnement solaire [7].

Le rendement optique a été estimé à l'aide de l'expression suggérée par [8] qui tient compte l'effet d'extrémité, le facteur d'interception γ et de l'angle d'incidence :

$$\eta_o = [\rho_{cl}\tau_g\alpha_r\gamma]K(\theta_{inc})X_{end} \quad (3.1)$$

Avec :

ρ_{cl} : Réflectivité (Coefficient de réflexion) du miroir

τ_g : Coefficient de transmission du vitrage

α_r : Absorptivité (Coefficient d'absorption) du récepteur

γ : Facteur d'interception

$K(\theta_{inc})$: Angle d'incidence modifié

θ_{inc} : Angle d'incidence

X_{end} : Facteur des pertes de fin de ligne

3.2.1.2. Facteur d'interception

Il existe trois paramètres qui caractérisent les erreurs optiques : une erreur aléatoire, décrite par σ_{tot} , et deux erreurs non aléatoires, décrites par dr_y et β , respectivement. Pour quantifier toutes ces erreurs (aléatoires et non aléatoires) ainsi que de la géométrie du collecteur avec un seul paramètre, le facteur d'interception est introduit. Ce facteur représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchiée par les surfaces réfléchissantes.

$$\gamma = \gamma(\varphi_r, C, D, \sigma, (dr)_y, \beta) \quad (3.2)$$

L'expression générale du facteur d'interception γ proposée par [59] s'écrit comme suit :

$$\gamma = \frac{1+\cos\varphi_r}{2\sin\varphi_r} \int_0^{\varphi_r} \frac{\text{erf}(M)-\text{erf}(N)}{1+\cos\varphi} d\varphi \quad (3.3)$$

Avec :

$$M = \frac{\sin\varphi_r(1+\cos\varphi)(1-2d^*\sin\varphi)-\pi\beta^*(1+\cos\varphi_r)}{\sqrt{2\pi\sigma^*(1+\cos\varphi_r)}} \quad (3.4)$$

$$N = - \frac{\sin \varphi_r (1 + \cos \varphi) (1 + 2d^* \sin \varphi) + \pi \beta^* (1 + \cos \varphi_r)}{\sqrt{2} \pi \sigma^* (1 + \cos \varphi_r)} \quad (3.5)$$

La fonction d'erreur (erf) étant définie par l'intégrale :

$$\text{erf}(y) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \times \int_0^y e^{-z^2} \times dz \quad (3.6)$$

C : Facteur de concentration

D : Diamètre extérieur de tube absorbeur

σ^* : Paramètre d'erreur aléatoire universel ($\sigma^* = \sigma C$)

σ : Déviation standard de la distribution normale du flux

β^* : Paramètre non aléatoire universel due aux erreurs angulaires ($\beta^* = \beta C$)

β : Angle entre le rayon réfléchi du centre de soleil et la normale à l'ouverture

d^* : Paramètre d'erreur non aléatoire universel due au mal positionnement de l'absorbeur dans le plan focal et les erreurs de profil du réflecteur ($d^* = (dr)_y/D$)

φ : Angle entre l'axe du parabole et un point sur le miroir

φ_r : Angle d'ouverture du collecteur

3.2.1.3. Angle d'incidence

L'angle d'incidence est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle peut produire deux effets :

- L'effet cosinus, qui est le fait qu'une surface reçoive une densité de flux égale au DNI multiplié par le cosinus de l'angle observé entre les rayons du soleil et la normale de la surface de collecte (Figure 3.1).

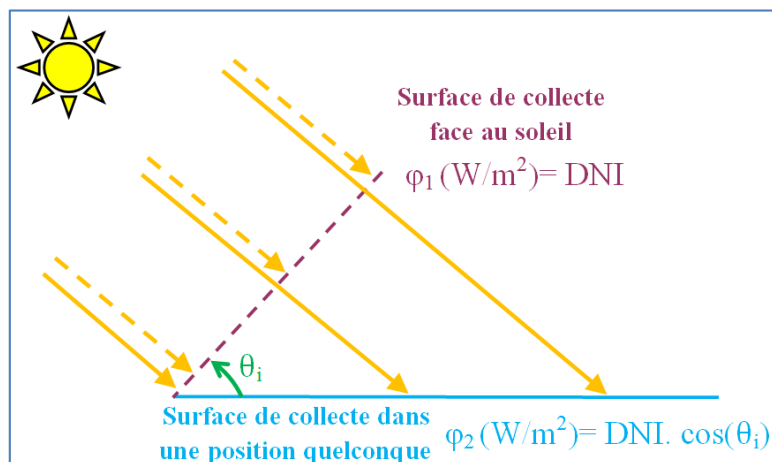


Figure 3.1. Illustration de l'effet cosinus.

- Egalement le fait que les rayons réfléchis par les miroirs forment des cônes pouvant avoir un diamètre apparent plus important que celui du récepteur, entraînant des pertes optiques d'autant plus grandes que le trajet parcouru par les rayons réfléchis est grand (Figure 3.2). Avec un angle d'incidence proche de zéro, on remarque relativement peu de pertes optiques dues au cône de réflexion (Figure 3.2-a). Par contre sur la Figure 3.2-b, on remarque davantage de pertes optiques dues au cône de réflexion. Ces cônes de réflexion sont d'une part dus à la taille finie du soleil, mais surtout aux miroirs dont la réflexion n'est pas totalement spéculaire. La Figure 3.2-c illustre des différentes sections sur le cône de réflexion dues au niveau d'intersection avec des plans quelconques.

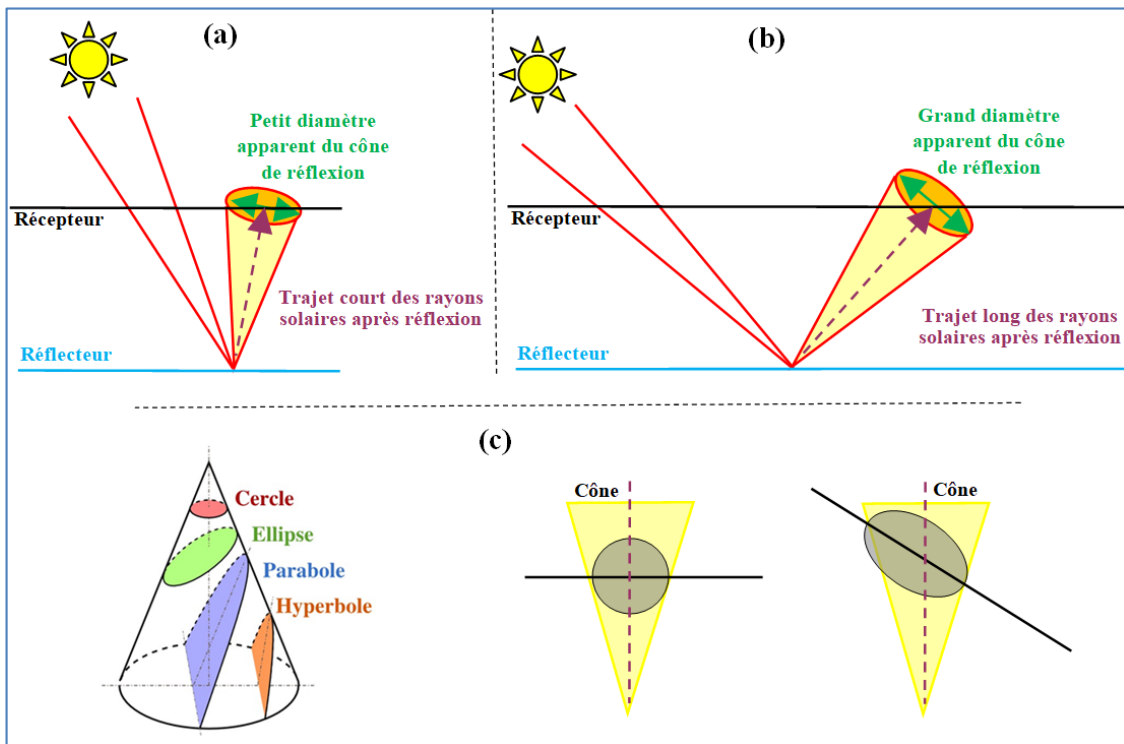


Figure 3.2. Illustration de l'effet de l'angle d'incidence sur le diamètre du cône de réflexion dû à la taille finie du soleil. (a) faible angle d'incidence, (b) fort angle d'incidence et (c) différentes sections sur le cône de réflexion.

3.2.1.4. Angle d'incidence modifié

Les pertes optiques suscitées à des angles d'incidence différents sont estimées par le facteur de l'angle d'incidence modifié $K(\theta_{inc})$, qui est donné en fonction de l'angle d'incidence. Il est parfois appelé I.A.M (Incidence Angle Modifier). Ce facteur décroît sensiblement avec l'accroissement de l'angle d'incidence et il est égal à 1 pour une incidence parallèle à la normale d'ouverture du collecteur [25].

A titre d'exemple, ce paramètre est présenté comme une corrélation empirique sur la base des données expérimentales menées à Sandia National Laboratories (États-Unis) sur un concentrateur solaire thermique de type LS-2, et est donné comme suit [42] :

$$K(\theta_{inc}) = \cos(\theta_{inc}) + 0,000884 * \theta_{inc} - 0,00005369 * (\theta_{inc}^2) \quad (3.7)$$

3.2.1.5. Les pertes d'extrémité (fin de ligne)

Pour un angle d'incidence nul, le rayonnement solaire réfléchi par le concentrateur frappe la totalité du récepteur (HCE). Cependant, lorsque l'angle d'incidence commence à augmenter, remarquons que certaines zones proches de l'extrémité du récepteur ne sont pas éclairées par le rayonnement solaire. Ces effets sont visibles sur les photographies (a), (b), (c) de la Figure 3.3, et illustrés sur le schéma (d) de la même Figure.

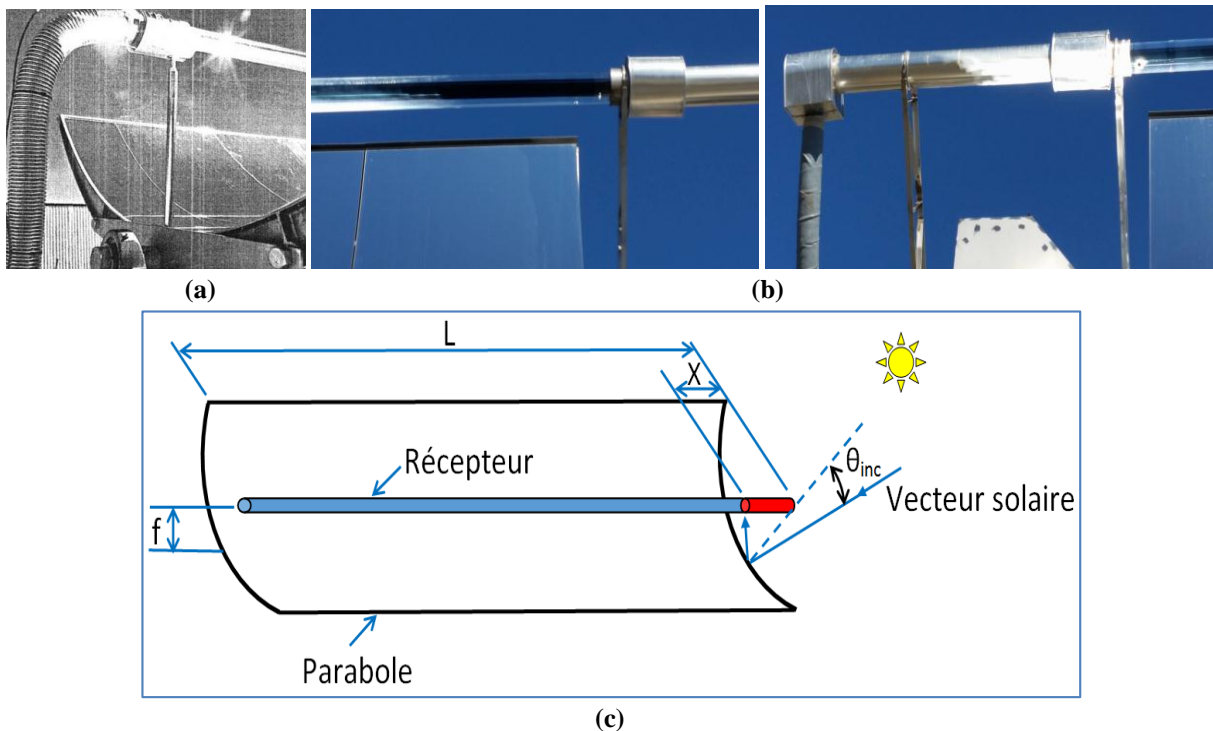


Figure 3.3. Présentation des pertes de fin de ligne dans un collecteur cylindro-parabolique ; (a) photographie du laboratoire SNL, (b) photographie du laboratoire PROMES (MicroSol-R), (c) schéma simple des pertes d'extrémité.

La distance X qui désigne la longueur du récepteur non éclairée peut être calculée selon la référence [52] par la relation suivante :

$$X = f \tan(\theta_{inc}) \quad (3.8)$$

Ces pertes d'extrémités (notées également pertes de fin de ligne) sont exprimées en fonction de la distance focale du collecteur, de la longueur du collecteur et de l'angle d'incidence par la relation suivante [52] :

$$X_{end} = 1 - \frac{f}{L} \tan(\theta_{inc}) \quad (3.9)$$

3.2.2. Modélisation optique d'un concentrateur cylindro-parabolique utilisant MCRT

Pour cette modélisation, deux approches sont possibles : une approche analytique et une approche stochastique. L'approche analytique reste limitée par le travail de Jeter [56], où il a modélisé un capteur cylindro-parabolique typique. Cette approche reste une référence dans la littérature, mais non applicable pour n'importe quelle capteur vu les hypothèses simplificatrices utilisées. Toutefois, la complexité optique des capteurs solaires à concentration, en particulier le concentrateur cylindro-parabolique, pousse les développeurs à utiliser des méthodes stochastiques basées sur des techniques de lancer de rayons. Ces méthodes sont privilégiées pour leur relative simplicité de mise en œuvre et d'adaptation aux géométries complexes.

Avec la méthode dite du lancer de rayon (méthode de Monte-Carlo), il est possible de déterminer avec une très grande précision le trajet des rayons lumineux et l'intensité du rayonnement arrivant sur chaque partie du récepteur. Il est alors envisageable d'optimiser les dimensions du collecteur : distance focale, rayon de courbure et l'ouverture de la parabole.

3.2.2.1. Description de la méthode de Monte Carlo

La méthode Monte Carlo est une méthode visant à calculer une valeur numérique en utilisant des procédés aléatoires, c'est-à-dire des techniques probabilistes. Le nom de ces méthodes, qui fait allusion aux jeux de hasard pratiqués à Monte-Carlo, a été inventé en 1947 par Nicholas Metropolis [73], et publié pour la première fois en 1949 dans un article coécrit avec Stanislaw Ulam [74] lors du développement de l'arme nucléaire. Ils ont utilisé ces méthodes probabilistes pour résoudre des équations aux dérivées partielles.

Dans le domaine de l'ingénierie, modéliser un système complexe par Monte Carlo permet d'obtenir des résultats approchés très simplement sans devoir s'imprégner de toute sa complexité. La méthode consiste alors à tirer au hasard des nombres dans l'intervalle $[0,1]$, et ce, pour écrire les inconnues du problème en fonction de ces nombres. La précision du résultat est directement liée aux nombres aléatoires générés. La méthode présente l'avantage d'être plus applicable lorsque le système physique implique de nombreuses variables et les relations entre ces variables ne sont pas facilement exprimées avec des méthodes analytiques ou numériques. L'inconvénient de la méthode est la convergence de la solution qui se fait très lentement, ainsi que le temps de calculs qui peut être très long.

L'exemple le plus connu pour illustrer cette méthode est l'estimation du nombre π . Il est également possible d'estimer le facteur de forme entre les surfaces, ainsi que des flux thermiques tels que le rayonnement solaire reçu.

Beaucoup d'outils sont basés sur cette méthode pour la simulation du flux solaire réfléchi par les miroirs d'un capteur solaire à concentration et atteignant son récepteur. Il y a des logiciels commerciaux tels que SolFast [75] ou SPRAY [76] ; des logiciels gratuits, mais dont le code est fermé tels que SolTrace [77] ; et des environnements de développement avec un code libre d'accès tel que Tonathiu [78] et EDStaR [79]. Il existe également des codes internes à des laboratoires non accessibles.

3.2.2.2. Description du capteur modélisé

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont réalisés en pliant une feuille de matériau réfléchissant en une forme parabolique. Le miroir est une surface réfléchissante qui permet de collecter et de concentrer le rayonnement solaire vers le foyer du concentrateur. Un tube métallique noir, recouvert d'un tube de verre pour réduire les pertes de chaleur, est placé le long de la ligne focale du collecteur, comme indiqué sur la Figure 3.4. Lorsque la parabole est dirigée vers le soleil, les rayons incidents sur le réflecteur sont réfléchis et concentrés sur le tube récepteur dans lequel circule le fluide caloporteur. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire la vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine/générateur électrique.

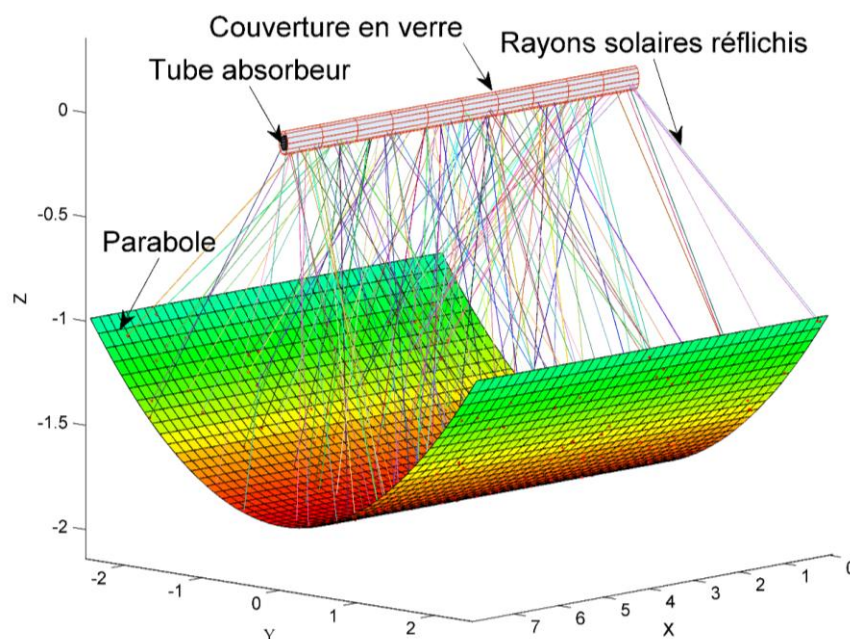


Figure 3.4. Schéma d'un concentrateur cylindro-parabolique réalisé par le code optique développé.

3.2.2.3. Hypothèses simplificatrices

L'optique du concentrateur comprend beaucoup de paramètres inconnus, notamment les différents angles et coordonnées d'intersections des rayons solaires, ce qui complique la modélisation. Cependant, le modèle développé doit être suffisamment rapide avec une précision relativement importante, et ce, pour pouvoir l'intégrer au code global de la centrale. Pour ce faire, on devrait tenir compte des hypothèses suivantes :

1. Chaque rayon est considéré comme un faisceau qui transporte la même quantité d'énergie.
2. La fonction de distribution du rayonnement réfléchi est supposée gaussienne.
3. Le déplacement des rayons réfractés dû à la couverture de verre est ignoré (On considère que l'épaisseur du verre est très faible, de sorte que le changement de direction des rayons qui traversent le verre selon la loi de Snell est négligé).

N.B. Rappelons que la relation liant les indices de réfraction n_1 et n_2 de chacun des milieux et les angles incident θ_1 et réfracté θ_2 (Figure 3.5), appelée relation de Snell-Descartes, s'écrit :

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (3.12)$$

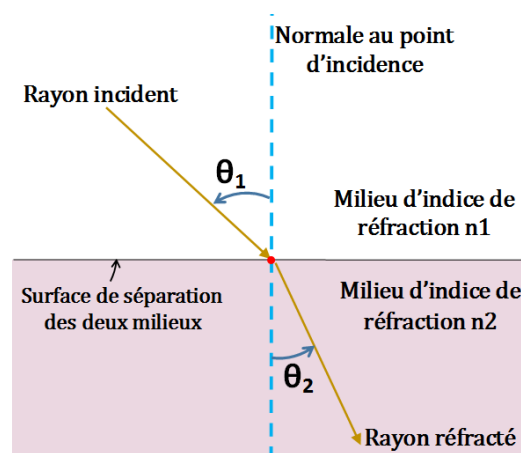


Figure 3.5. Schéma descriptif de la loi dite de Snell-Descartes.

Les étapes à suivre pour déterminer la distribution de flux thermique sur le récepteur sont résumées comme suit :

1. Déterminer la position d'émission du rayon solaire sur la parabole.
2. Chercher la direction du rayon émis.
3. Après avoir vérifié que le rayon solaire est bien réfléchi par la parabole, il devient nécessaire de déterminer la direction de ce dernier.
4. Déterminer le point d'intersection du rayon réfléchi sur la couverture en verre, puis sur le tube absorbeur.

5. Finalement, compter le nombre de rayons solaires arrivant sur chaque subdivision de la couche externe de tube absorbeur.

La Figure 3.6 montre l'organigramme du modèle proposé. Les étapes décrites dans cet organigramme seront détaillées dans les prochaines sections.

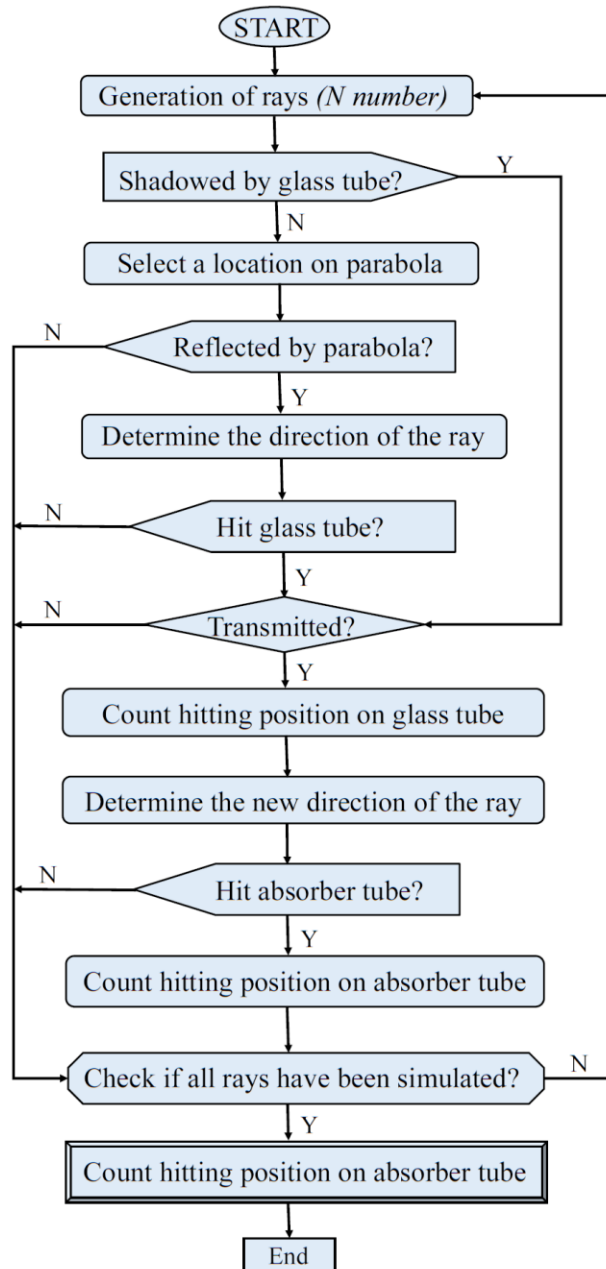


Figure 3.6. Organigramme de la méthode MCRT [62].

3.2.2.4. Lancer des rayons

Un système de coordonnées cartésiennes (OXYZ) est proposé. Comme illustré dans la Figure 3.7, le point d'intersection d'un rayon incident avec la parabole est choisi comme (x', y', z') et sa direction est décrite par les cosinus directeurs (u_x, u_y, u_z) .

Les coordonnées du point d'intersection entre le rayon solaire et la parabole sont exprimées par [62] :

$$\begin{cases} x' = x_0 + \xi_1 \cdot L \\ y' = y_0 + \xi_2 \cdot w_a \\ z' = z_0 + y'^2 / (4f) \end{cases} \quad (3.10)$$

avec ξ représente un nombre aléatoire entre 0 et 1 généré par MATLAB. Ce dernier permet de simuler la loi uniforme via la fonction 'rand'. La position initiale (x_0, y_0, z_0) a été choisie comme étant $(0, -w_a/2, -f)$. Tout d'abord, un nombre aléatoire, ξ_1 , est utilisé pour limiter la coordonnée (x') entre 0 et L (longueur du parabole suivant X). Ensuite, un nouveau nombre aléatoire est généré pour localiser la coordonnée (y') entre $(-w_a/2)$ et $(w_a/2)$.

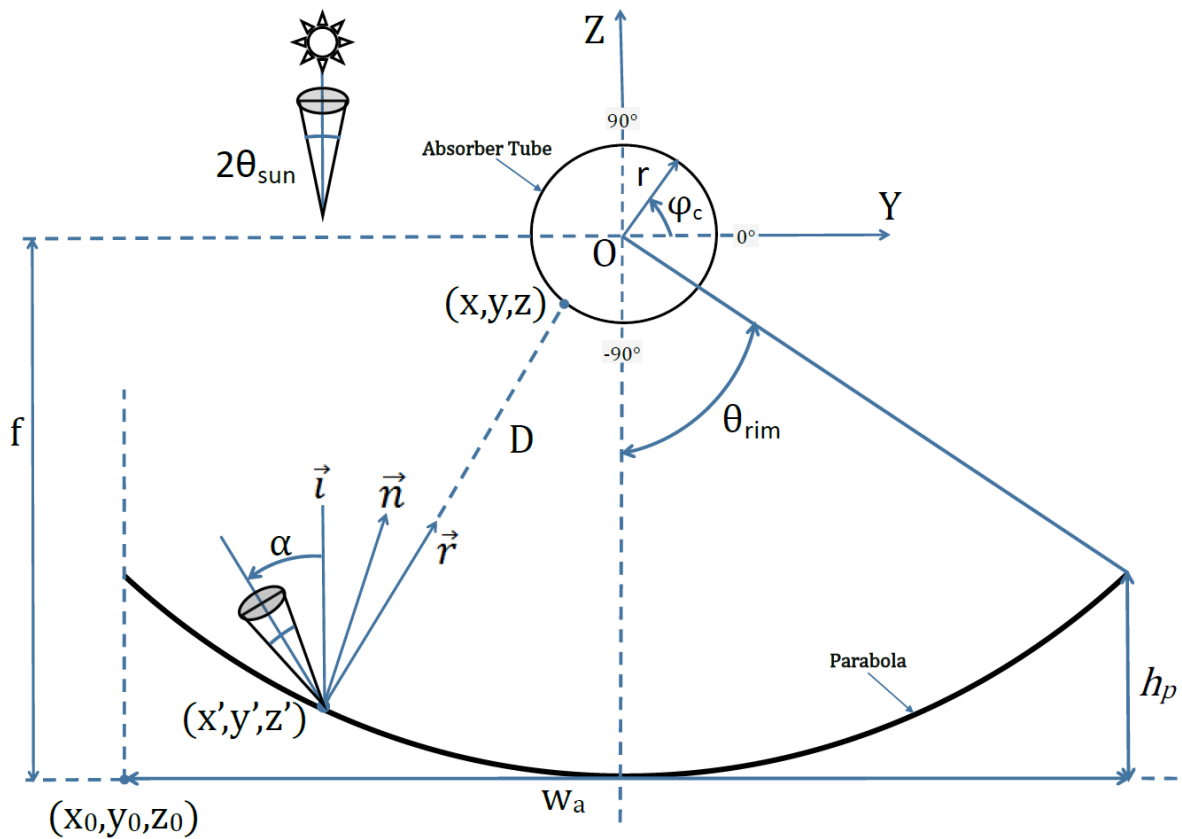


Figure 3.7. Schéma d'une coupe transversale d'un concentrateur cylindro-parabolique.

Deux cas sont proposés pour exprimer les cosinus directeurs. Tout d'abord, sans tenir compte de l'erreur de suivi (α) et de l'angle d'incidence (θ_{inc}) (les deux paramètres sont égaux à zéro). Deuxièmement, lorsque ces deux paramètres sont considérés.

Pour le premier cas, les cosinus directeurs dans le cas idéal sont exprimés comme suit [62] :

$$\begin{cases} u_x = \sin(\theta') \cos(\delta) \\ u_y = \sin(\theta') \sin(\delta) \\ u_z = -\cos(\theta') \end{cases} \quad (3.11)$$

avec, θ' est l'angle de déviation dans la direction radiale du soleil varie entre 0 et 2π , comme montré sur la Figure 3.8-a. Cet angle est donné par la relation suivante [62] :

$$\theta' = \arcsin \sqrt{\sin^2 \theta_{sun} \cdot \xi_4} \quad (3.12)$$

$\theta_{sun} = 4.65 \text{ mrad}$, représente la taille finie du soleil.

L'azimut solaire, notée ϕ dans la Figure 3.8-b, s'exprime par :

$$\delta = 2\pi \xi_3 \quad (3.13)$$

l'erreur de suivi (α) et de l'angle d'incidence (θ_{inc}) (les deux paramètres sont égaux à zéro). Deuxièmement, lorsque ces deux paramètres sont considérés.

Dans le second cas, où l'erreur de suivi (α) et de l'angle d'incidence (θ_{inc}) sont considérés, les cosinus directeurs exprimés par :

$$\begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tan(\theta') \cos(\delta) / \cos(\theta_{inc}) \\ \tan(\theta') \sin(\delta) / \cos(\theta_{inc}) \\ -\cos(\theta') \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

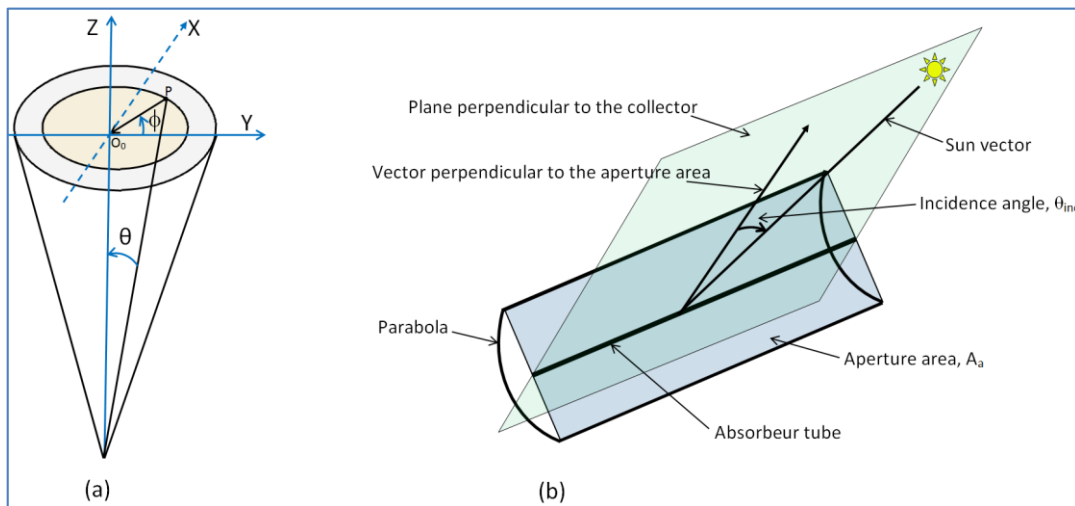


Figure 3.8. Schéma d'un vecteur de rayon solaire incident et d'un angle d'incidence.

3.2.2.5. Réflexion

Si le rayon frappe la parabole, alors il est nécessaire de voir s'il est réfléchi ou absorbé. Un nombre aléatoire est généré et comparé à la réflectivité du collecteur parabolique. Si le

nombre aléatoire est supérieur à la réflectivité, le photon sera absorbé et le processus d'initialisation d'un photon recommence ; sinon, alors le rayon est considéré comme ayant été réfléchi. Selon la loi de Fresnel, la direction du rayon réfléchi, \vec{r} , est obtenue par la relation suivante (à l'aide un vecteur unitaire, \vec{n} (Fig. 3.7), normal à la surface parabolique) :

$$\vec{r} = \vec{i} - 2(\vec{n} \cdot \vec{i})\vec{n} \quad (3.15)$$

avec, \vec{i} , est le vecteur unitaire du rayon incident.

Pour déterminer la direction du rayon réfléchi, Riveros and Oliva [58] ont proposé une formule générale basé sur la méthode de Monte-Carlo. Basant sur cette formule, la direction du rayon réfléchi adopté à notre problème peut être exprimé par :

$$\begin{cases} u'_x = u_x \\ u'_y = u_y \left[1 - \frac{2y'^2}{y'^2 + 4f^2} \right] + \frac{4fy'}{y'^2 + 4f^2} u_z \\ u'_z = u_z \left[1 - \frac{8f^2}{y'^2 + 4f^2} \right] + \frac{4fy'}{y'^2 + 4f^2} u_y \end{cases} \quad (3.16)$$

3.2.2.6. Transmission

De la même manière que la réflexion. Lorsque le rayon intercepte la couverture en verre, un nombre aléatoire entre zéro et un est généré. Si le résultat de ce tirage est supérieur à la transmittance du verre, alors le rayon est absorbé et le suivi du rayon s'arrête. Sinon, le processus se poursuit.

3.2.2.7. Intersection avec le tube absorbeur

Une des tâches primordiales du lancer de rayons est donc de calculer les points d'intersection entre les rayons et le tube absorbeur. Cette étape est la plus coûteuse en temps de calcul.

Les coordonnées du point d'intersection entre le rayon et le tube absorbeur (x,y,z) sont obtenues en fonction de l'origine des rayons (x,y,z) et ses directions (u'_x, u'_y, u'_z) , comme montré par la relation (3.16). Finalement, il reste la détermination de la distance D (entre la parabole et le tube absorbeur) qui apparait dans la relation (3.17) et dans la Figure 3.7.

$$\begin{cases} x = x' + D \cdot u'_x \\ y = y' + D \cdot u'_y \\ z = z' + D \cdot u'_z \end{cases} \quad (3.17)$$

3.2.2.8. Distribution de flux solaire

Après avoir réalisé l'ensemble des lancers de rayons, il est temps d'estimer le flux solaire reçu par le tube absorbeur. Pour ce faire, nous avons divisé le tube en N_x éléments le long de sa longueur et N_c sections dans la direction circonférentielle. Nous avons ensuite calculé le nombre de rayons réfléchis dans chaque élément pour estimer la distribution du flux solaire sur le tube absorbeur. Pour ce faire, on utilise un paramètre adimensionnel dénoté LCR (Local Concentrated Ratio). Ce dernier est défini comme étant le rapport entre le flux de chaleur reçu par le tube absorbeur et celui reçu par la parabole. C'est un paramètre relativement similaire à la distribution du flux de chaleur. Il est calculé par la relation suivante :

$$\text{LCR} = \frac{A_a}{N} \times \frac{N_e}{A_e} \quad (3.18)$$

avec :

A_a = la surface d'ouverture du collecteur.

N = le nombre total des rayons générés.

N_e = le nombre de rayons reçus par chaque élément de tube absorbeur.

A_e = la surface de chaque élément sur le tube absorbeur.

Finalement, le flux thermique est obtenu par :

$$q = \text{LCR} \cdot \text{DNI} \quad (3.19)$$

avec, DNI est le rayonnement direct normal (Direct Normal Irradiance).

3.3. MODELISATION THERMIQUE

3.3.1. MODELE MATHEMATIQUE GENERAL

Un capteur à miroirs cylindro-paraboliques (Figure 3.9) concentre le rayonnement solaire direct sur un récepteur linéaire placé sur la ligne focale des miroirs. Le récepteur linéaire est généralement formé d'un tube sous vide pour limiter les dissipations par convection. La position relative des miroirs est fixe par rapport au récepteur. L'ensemble pivote généralement autour d'un seul axe de rotation pour suivre la course du soleil d'une façon continue [80].

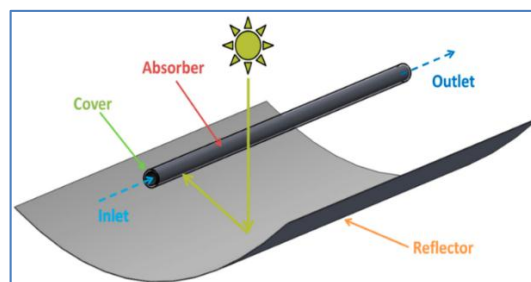


Figure 3.9. Schéma simple d'un capteur cylindro-parabolique.

Le tube absorbeur est souvent recouvert d'une couche sélective, et entouré d'une enveloppe transparente en verre placée le long de la ligne focale, comme illustre la Figure 3.10.

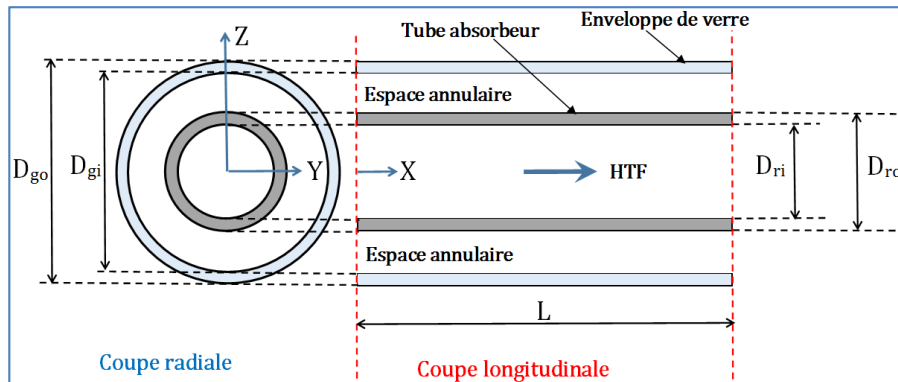


Figure 3.10. Coupe longitudinale/radiale d'un récepteur du capteur cylindro-parabolique.

Avec :

$D_{r,i}$ et $D_{r,o}$ sont les diamètres intérieurs et extérieurs de tube absorbeur.

$D_{gl,i}$ et $D_{gl,o}$ sont les diamètres intérieurs et extérieurs du vitrage (glass).

3.3.1.1. Hypothèses simplificatrices

Pour le calcul du bilan énergétique des modèles simples (1D et 2D), on devrait tenir compte des hypothèses suivantes :

- les résultats expérimentaux de qualification optique sont utilisés en entrée du modèle du récepteur ;
- le flux solaire arrivant sur le récepteur est considéré uniforme sur toute la surface du tube absorbeur, ainsi que sur toute la surface de l'enveloppe de verre ; l'inhomogénéité du flux entre le côté face au soleil et le côté face à la parabole n'est pas prise en compte ;
- pour le cas d'un espace annulaire sous vide, l'échange par convection moléculaire libre est négligée (vide considéré comme parfait) ;
- le rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe de verre est considéré comme s'effectuant entre deux tubes concentriques semi-infinis ;
- l'enveloppe de verre rayonne vers un environnement virtuel à une température de ciel supposée inférieure de 8 °C à la température ambiante ;
- la vitesse du fluide de transfert ainsi que la température sont considérées uniformes sur la section du tube ;
- l'effet thermique des pertes de charge est négligé, et on ne s'intéresse pas aux variations de pression le long du tube.

3.3.1.2. Bilan énergétique

L'absorbeur est le principal composant dans le capteur cylindro-parabolique qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, de le convertir en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur. Les applications de mise en forme et l'amélioration des qualités de ce composant, nécessitent la prédiction des pertes thermiques au sein de ce dernier, et la détermination des pertes nécessite à son tour une analyse du bilan thermique au niveau de l'absorbeur, ce bilan tient compte les différents échanges thermiques existants.

Cette étude porte sur une modélisation mathématique de l'absorbeur, où nous avons établi un bilan thermique pour décrire les échanges de chaleur résultant. Pour cela, nous avons mis au point deux programmes de simulation (basés sur deux modèles thermiques 1D et 2D), qui permettent d'effectuer l'analyse énergétique du concentrateur cylindro-parabolique et de prédire ses performances thermiques. Le présent travail vise à étudier le collecteur de la centrale MicroSol-R sur la base des qualifications expérimentales obtenues. Notons que les caractéristiques géométriques et optiques des collecteurs sont présentées au chapitre III.

Toutefois, la littérature est déjà pourvue de quelques résultats expérimentaux obtenus. Le modèle sera en premier lieu validé et comparé avec le collecteur de type LS-2 testé par Dudley et al. au laboratoire SNL [42]. La Figure 3.11 est une photographie du collecteur testé.

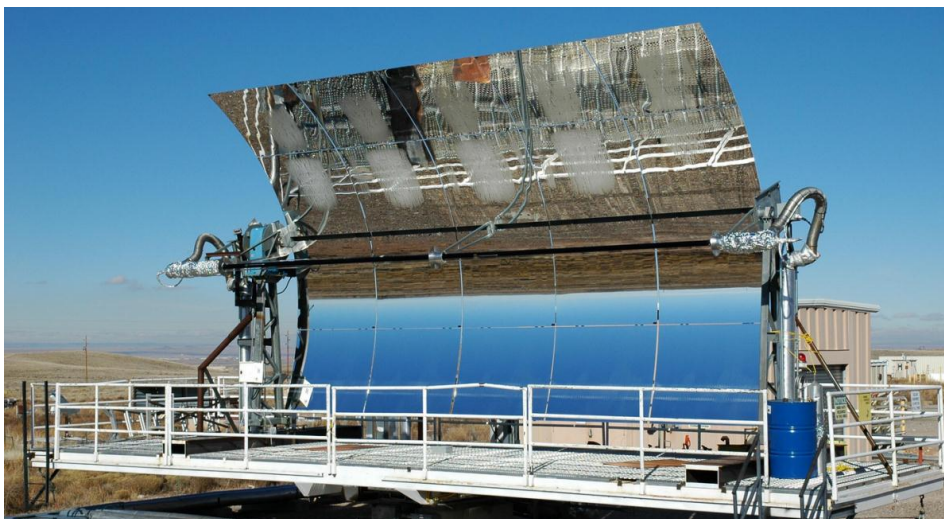


Figure 3.11. Collecteur LS2 testé au laboratoire SNL.

Le collecteur LS-2 est une ligne de 7,8 m de long et 5 m d'ouverture avec une concentration géométrique de 22,42, alors que l'angle d'ouverture est de 68,38 °. L'ensemble des caractéristiques du collecteur considéré sont données dans le Tableau 3.1.

Tableau 3.1. Caractéristiques du capteur cylindro-parabolique [42].

Symbole	Paramètre	Valeur	Unité
Structure			
w_a	Longueur d'ouverture du collecteur	5	m
f	Distance focale	1.84	m
θ_{rim}	Angle d'ouverture du collecteur	68.38	°
θ_{inc}	Angle d'incidence	0	°
G_c	Concentration géométrique	22.42	--
N_{sp}	Nombre de supports de fixation par concentrateur	3	--
Miroirs			
L_m	Longueur des miroirs	7.8	m
ρ	Réflectivité des miroirs	0.93	--
Récepteurs (tubes + enveloppes en verre)			
L	Longueur du récepteur	12	m
$D_{r,i}$	Diamètre intérieur de tube absorbeur	0.066	m
$D_{r,o}$	Diamètre extérieur de tube absorbeur	0.070	m
$D_{g,i}$	Diamètre intérieur de glass (enveloppe en verre)	0.109	m
$D_{g,o}$	Diamètre extérieur de glass (enveloppe en verre)	0.115	m
τ_g	Transmittance de l'enveloppe en verre	0.955	--
ε_r	Emissivité de tube absorbeur	0.14 @350°C	--
α_r	Absorptivité de tube absorbeur	0.906	--
k	Conductivité thermique de tube absorbeur (Acier)	54	W/m.k

Le fluide caloporteur utilisé dans le laboratoire SNL est connu sous le nom « Syltherm800 liquid oil ». Les propriétés thermiques de ce dernier, dans un intervalle de Température T entre 373,15 et 673,15K, sont données dans le Tableau 3.2 [81], sous la forme générale de l'équation 3.20. Rappelons que les propriétés thermiques du fluide utilisé à PROMES (Jarytherm® DBT (dibenzyltoluène) sont fournis au chapitre 4.

$$\Phi(T) = a.T^4 + b.T^3 + c.T^2 + d.T + e \quad (3.20)$$

Tableau 3.2. Les propriétés thermiques du « Syltherm800 liquid oil » [81].

Dénomination de (Φ)	Symbole	a	b	c	d	e	Unité
Chaleur spécifique	C_p	--	--	--	$1,708.10^{-3}$	1,107798	$kJ/kg.K$
Conductivité thermique	k_{fl}	--	--	$-5,753496.10^{-10}$	$-1,875266.10^{-4}$	0,1900210	$W/m.K$
Densité	ρ	--	--	$-6,061657.10^{-4}$	-0,4153495	1105,702	kg/m^3
Viscosité dynamique	μ	$6,672.10^{-13}$	$-1,566.10^{-9}$	$1,388.10^{-6}$	$-5,541.10^{-4}$	$8,487.10^{-2}$	$kg/m.s$

3.3.2. Modèle simplifié (1D)

Dans ce modèle, en ajoutant aux hypothèses simplificatrices présentées précédemment, le fait que les épaisseurs de la vitre et de tube absorbeur sont négligeables. L'énergie solaire incidente absorbée par le tube récepteur, n'est pas entièrement transmise au fluide caloporteur, une partie est dissipée sous forme de pertes thermiques entre l'absorbeur et la vitre. L'objectif du présent modèle thermique est de déterminer l'énergie absorbée par le fluide caloporteur (HTF) et de décrire toutes les pertes thermiques dues aux mécanismes de transfert de chaleur : conduction, convection et rayonnement. Au final, le rendement thermique qui est le rapport de l'énergie délivrée à l'énergie arrivée au réflecteur peut être estimé. La Figure 3.12 schématise les échanges thermiques pouvant être observés entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique.

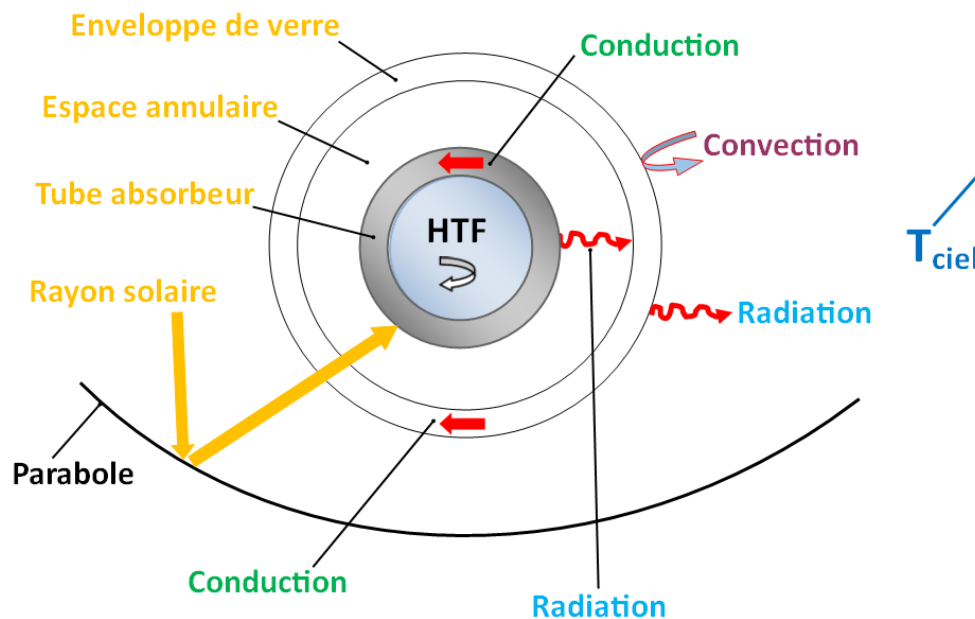


Figure 3.12. Schématisation des échanges thermiques entre les différents éléments du collecteur cylindro-parabolique.

Le modèle proposé se base sur le principe de la conservation d'énergie entre le fluide caloporteur et l'atmosphère. Il couvre toutes les corrélations et équations nécessaires pour décrire les termes du bilan énergétique. Chaque terme est exprimé en watts. Dans ce modèle, rappelons que le flux de chaleur, les températures et les propriétés thermodynamiques sont supposés uniformes autour de la circonférence de tube absorbeur. Les équations du bilan énergétique s'écrivent alors comme suit [44] :

$$q_{conv,f-ri} = q_{cond,r} \quad (3.21)$$

$$q_{SolAbs,ro} = q_{conv,ann} + q_{rad,ann} + q_{cond,r} \quad (3.22)$$

$$q_{conv,ann} + q_{rad,ann} = q_{cond,g} \quad (3.23)$$

$$q_{cond,g} + q_{SolAbs,go} = q_{conv,g-a} + q_{rad,g-sky} \quad (3.24)$$

$$q_{HeatLoss} = q_{conv,g-a} + q_{rad,g-sky} \quad (3.25)$$

Finalement, les équations (3.21-3.25) sont exprimés par :

- La convection entre le fluide et le tube absorbeur (Equation 3.21) ;
- L'énergie totale absorbée par le récepteur est la somme de l'échange thermique dans l'espace annulaire (rayonnement et/ou convection) et la conduction thermique à travers le tube absorbeur comme illustre l'équation 3.22 ;
- L'énergie conduite à travers la couverture de verre est la somme du transfert de chaleur par convection et/ou rayonnement à travers l'espace annulaire (Equation 3.23) ;
- L'énergie solaire absorbée et la chaleur conductrice à travers le couvercle sont perdues à l'air ambiant par convection et vers le ciel par rayonnement (Equation 3.24 et 3.25).

3.3.2.1. Le taux de chaleur transféré par convection entre le fluide caloporteur et le tube absorbeur

L'échange convectif entre le fluide caloporteur et la surface intérieure de tube absorbeur (énergie gagnée) s'exprime par [82, 44] :

$$q_{conv,f-ri} = h_f \cdot \pi D_{r,i} (T_r - T_f) \cdot L \quad (3.26)$$

Avec :

T_r et T_f sont les températures moyennes du récepteur et du fluide caloporteur respectivement.

h_f est le coefficient de transfert de chaleur du fluide à l'intérieur de tube, il peut être calculé par :

$$h_f = \frac{Nu \cdot k_f}{D_{r,i}} \quad (3.27)$$

k_f est la conductivité du fluide.

Le nombre de Nusselt dépend du type d'écoulement à travers le tube récepteur. Pour le calculer, on peut distinguer deux cas :

- ✓ Ecoulement laminaire (pour un nombre de Reynolds $Re < 2300$) : le nombre de Nusselt vaut 4.36 [82].
- ✓ Ecoulement turbulent ($Re > 2300$) : le nombre de Nusselt est évalué par la corrélation de Gnielinski, et ce pour une surface intérieure de tube absorbeur lisse. Il faut noter aussi que cette corrélation suppose une distribution uniforme du flux de chaleur sur toute la périphérie du tube, ainsi qu'une température uniforme. Le nombre de Nusselt utilisé dépend des nombres de Reynolds et de Prandtl. Dans ces conditions, le nombre de Nusselt est exprimé par [83] :

$$Nu_{D_{ri}} = \frac{\frac{f_{ri}}{8(Re_{D_{ri}} - 1000)Pr_f}}{1 + 1.27\sqrt{f_{ri}/8}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ri}}\right)^{0.11} \quad (3.28)$$

Pour $0.5 < Pr_f < 2000$ et $2300 < Re_{D_{ri}} < 5 \times 10^6$

tel que :

Pr_f est le nombre de Prandtl évalué à la température du fluide caloporteur.

Pr_{ri} est le nombre de Prandtl évalué à la température de la surface intérieure de tube absorbeur.

Le coefficient de frottement de la surface intérieure de tube absorbeur f_{ri} qui fait apparaître dans l'équation (3.28) peut être calculé par :

$$f_{ri} = [1.82 \log(Re_{D_{ri}}) - 1.64]^{-2} \quad (3.29)$$

Avec :

$Re_{D_{ri}}$ est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre intérieur de tube absorbeur, donnée par :

$$Re_{D_{ri}} = \frac{\rho V_m D_{r,i}}{\mu} = \frac{V_m D_{r,i}}{\nu} \quad (3.30)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot V_m \cdot S_{r,i} \quad (3.31)$$

$$S_{r,i} = \pi \left(\frac{D_{r,i}^2}{4}\right) \quad (3.32)$$

Avec :

\dot{m} est le débit massique du fluide caloporteur (kg/s).

V_m est la vitesse moyenne du fluide à l'intérieur de tube (m/s).

$S_{r,i}$ est la surface d'entrée (du fluide) à l'intérieur de tube (m^2).

ρ (calculée à $\left(\frac{T_e+T_s}{2}\right)$), désigne la masse volumique du fluide (kg/m^3).

T_e et T_s sont la température d'entrée et la température de sortie du fluide caloporteur respectivement (K).

Cas spécial

La plate-forme d'essai du laboratoire SNL n'a pas les mêmes paramètres qu'une installation opérationnelle, surtout la courte longueur de tube absorbeur (7.8 m). Pour ce faire, et afin de simuler dans des conditions de fonctionnement similaires à celles d'une centrale à l'échelle opérationnelle, un tube de diamètre $D_p = 0,0508$ m est inséré au centre de HCE [42,49] (Figure 3.13-a et b). La raison est d'augmenter la surface d'échange transversale (A_c) avec le fluide caloporteur, et donc d'augmenter à la fois la vitesse d'écoulement et le nombre de Reynolds. Il faut noter également que cette configuration permet d'éviter le risque de surchauffe (déformation et/ou torsion de tube absorbeur) malgré un débit relativement bas.

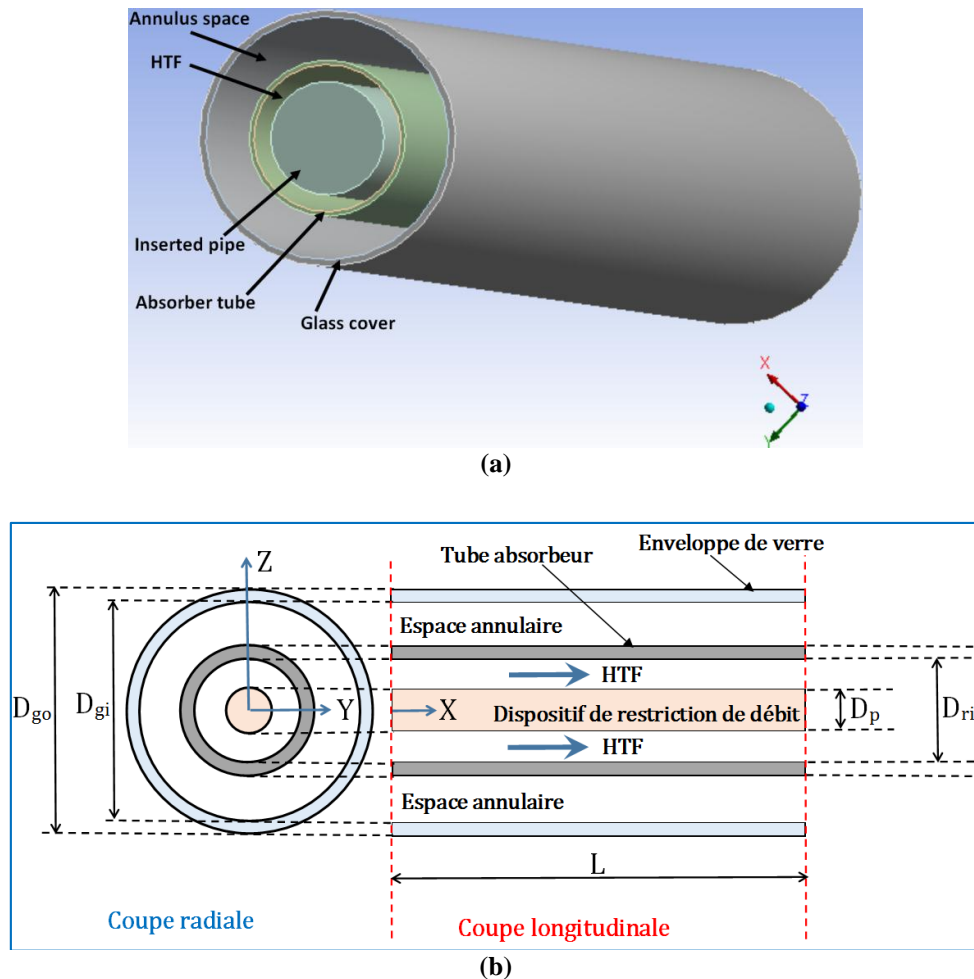


Figure 3.13. Schéma du récepteur proposé au laboratoire SNL.

Dans ce cas-là et avec un écoulement laminaire, le nombre de Nusselt dépend du rapport D_p/D_{ri} . Le Tableau 3.3 résume les principaux rapports possibles contre les nombres de Nusselt correspondants [49].

Tableau 3.3. Nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire et un flux uniforme [49]

D_p/D_{ri}	0	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Nu_{D_h}	4,364	4,792	4,834	4,833	4,979	5,099	5,24	5,385

Pour le cas d'un écoulement turbulent, la corrélation (8) peut être utilisée en remplaçant le diamètre interne de tube absorbeur D_{ri} par le diamètre hydraulique D_h qui s'exprime par [84] :

$$D_h = \frac{4A_c}{p_w} = D_{ri} - D_p \quad (3.33)$$

avec p_w est le périmètre mouillé (m)

3.3.2.2. Le taux de chaleur transféré par conduction dans le tube absorbeur

A l'aide de la loi de Fourier appliquée pour un cylindre d'une épaisseur bien connue, l'échange thermique par conduction s'exprime par la relation suivante :

$$q_{cond,abs} = \frac{2\pi k_r (T_{r,o} - T_{r,i})}{\ln\left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}}\right)} \cdot L \quad (3.34)$$

Avec :

Avec k_r désigne la conductivité thermique de tube absorbeur calculée à la température moyenne, soit $T_m = T_{r,o} + T_{r,i} / 2$.

$T_{r,o}$ est la température moyenne de la surface externe du tube absorbeur (K).

$T_{r,i}$ est la température moyenne de la surface interne du tube absorbeur (K).

Pour notre étude (modèle 1D), on néglige l'épaisseur du récepteur, donc le taux de chaleur $q_{cond,abs}$, sera négligé par la suite [25], [42] et [51].

3.3.2.3. Le taux de déperdition de chaleur dans l'espace annulaire

Entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre, le transfert de chaleur se produit par convection et rayonnement. Le transfert de chaleur par convection dépend de la pression de l'espace annulaire, autrement dit, de la nature de cet espace (sous vide ou bien rempli d'air). Alors que le transfert de chaleur par rayonnement se produit en tous cas.

A. L'échange thermique par convection

Comme mentionné ci-dessus, deux types d'espace annulaire sont examinés séparément pour quantifier l'échange thermique par convection entre le tube récepteur et l'enveloppe en verre.

A.1. Cas de l'espace annulaire sous vide

Tout d'abord, il est important de noter que le type d'un récepteur HCE possédant un espace annulaire sous vide est le cas fréquemment utilisé dans les centrales opérationnelles. Notons que le vide pourrait diminuer davantage les pertes thermiques au sein de cet espace. L'échange thermique entre le tube absorbeur et l'enveloppe en verre se fait par convection moléculaire libre et s'exprime par [44]:

$$q_{conv,ann} = h_{conv,ann} \cdot \pi D_{ro} \cdot (T_{ro} - T_{gi}) \quad (3.35)$$

avec

$$h_{conv,ann} = \frac{k_{std}}{\frac{D_{ro}}{2 \ln\left(\frac{D_{gi}}{D_{ro}}\right)} + b\lambda\left(\frac{D_{ro}}{D_{gi}} + 1\right)} \quad (3.36)$$

Pour un nombre de Rayleigh basant sur le diamètre interne du verre $Ra_{D_{gi}} < [D_{gi}/(D_{gi} - D_{ro})]^4$.

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (3.37)$$

$$\lambda = \frac{2.331 \times 10^{-20} (T_{ro-gi} + 273)}{(P_a \delta^2)} \quad (3.38)$$

avec k_{std} est la conductivité thermique du gaz enfermé à l'espace annulaire dans des conditions standards, de pression et de température.

Cette corrélation est valable pour des faibles pressions (<0.013 Pa). Le diamètre de la molécule d'air est obtenue par la référence [44], soit $3,55 \times 10^{-8} \text{ cm}$, alors que la conductivité thermique de l'air est de 0,02551 W/m.°C. Le coefficient d'interaction est de 1.571, le libre parcours moyen des molécules en collision est de 88,67 cm. Ces valeurs sont estimées dans une température moyenne de 300 °C et une pression de 0,013 Pa.

A.2. Cas de l'espace annulaire rempli d'air

Pour le cas d'un espace annulaire rempli d'air, l'échange thermique par convection naturelle s'exprime selon la référence [85, 44] comme suit :

$$q_{loss\ conv,an} = h_{conv,an} \cdot A_{r,o} \cdot (T_r - T_g) \quad (3.39)$$

$$\text{Cette expression prend aussi la forme : } q_{loss\ conv,an} = \frac{2\pi \cdot k_{eff}(T_r - T_g) \cdot L}{\ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)} \quad (3.40)$$

Avec $h_{conv,an}$ est le coefficient de transfert thermique par convection dans l'espace annulaire, exprimée par [16] :

$$h_{conv,an} = \frac{2k_{eff}}{D_{r,o} \cdot \ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)} \quad (3.41)$$

k_{eff} désigne la conductivité thermique effective de l'air dans l'espace annulaire, qui peut être calculé par [22] et [4] :

$$\frac{k_{eff}}{k_{air}} = 0,317 \cdot R_{ac}^{0,25} \quad (3.42)$$

R_{ac} est le nombre de Rayleigh critique, exprimé par :

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{D_{gl,i}}{D_{r,o}}\right)}{L_m^3 [D_{r,o}^{-0,6} + D_{gl,i}^{-0,6}]^5} R_{al} \quad (3.43)$$

R_{al} est le nombre de Rayleigh, donné par :

$$R_{al} = \frac{g \cdot \rho_{air} \cdot \beta_{air} (T_r - T_g) \cdot L_m^3}{\alpha_{air} \cdot \mu_{air}} \quad (3.44)$$

L_m est une longueur caractéristique, donnée par :

$$L_m = \left(\frac{D_{gl,i} - D_{r,o}}{2}\right) \quad (3.45)$$

Avec :

ρ_{air} , β_{air} , α_{air} et μ_{air} : sont la masse volumique, la dilatibilité, la diffusivité et la viscosité dynamique de l'air respectivement.

Les propriétés de l'air (à savoir ρ , μ , β ...) dépendent de la température moyenne dans l'espace annulaire $T_{m,ann}$, et sont données par [37] :

$$T_{m,ann} = \frac{T_{gl} + T_r}{2} \quad (^\circ C)$$

$$\rho_{air} = 353 / (T_{m,ann} + 273) \quad (kg/m^3)$$

$$k_{air} = 7,57 \cdot 10^{-5} T_{m,ann} + 0,0242 \quad (W/m \cdot ^\circ C)$$

$$\mu_{air} = (0,0046 T_{m,ann} + 1,7176) \cdot 10^{-5} \quad (Pa \cdot s)$$

$$\alpha_{air} = (1,8343 + 0,0146 T_{m,ann}) \cdot 10^{-5}$$

$$\beta_{air} = \frac{1}{T_{m,ann}} \quad (K^{-1})$$

B. L'échange thermique par rayonnement

Le rayonnement entre le tube absorbeur et l'enveloppe de verre est considéré comme s'effectuant entre deux tubes concentriques semi-infinis. Le taux de déperdition de chaleur par rayonnement dans l'espace annulaire est donné par la relation suivante [82, 9] :

$$q_{loss\ r,an} = h_{r,an} \cdot A_{r,o} \cdot (T_r - T_g) \quad (3.46)$$

où, T_g est la température de la vitre et $h_{r,an}$ est le coefficient de transfert thermique par rayonnement dans l'espace annulaire, exprimée par la relation suivante [9] :

$$h_{r,an} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_g^2)(T_r + T_g)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \left(\frac{A_{r,o}}{A_{gl,i}}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1\right)} \quad (3.47)$$

ε_r , ε_g et σ : sont l'émissivité du récepteur, l'émissivité de l'enveloppe en verre et la constante de Stéfan-boltzmann respectivement.

La surface interne de l'enveloppe en verre ($A_{gl,i}$) et la surface externe de tube absorbeur ($A_{r,o}$) sont définies respectivement par les relations :

$$A_{gl,i} = \pi \cdot D_{gl,i} \cdot L \quad (3.48)$$

$$A_{r,o} = \pi \cdot D_{r,o} \cdot L \quad (3.49)$$

3.3.2.4. Le taux de déperdition de chaleur vers l'extérieur

Les déperditions de chaleur par vers l'extérieur regroupent deux termes :

$$q_{loss\ ext} = q_{loss\ conv,ext} + q_{loss\ r,ext} \quad (W) \quad (3.50)$$

Le premier terme correspond aux transferts convectifs qui s'établissent entre l'enveloppe en verre et l'atmosphère (température ambiante). Le second terme correspond aux transferts radiatifs échangés entre l'enveloppe en verre et l'environnement (température de ciel).

A. L'échange thermique par convection

Le transfert de chaleur par convection de l'enveloppe de verre vers l'atmosphère représente la source majoritaire des pertes thermiques, surtout s'il y a du vent. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton comme suit [44] :

$$q_{conv,g-a} = h_w \cdot \pi D_{go} \cdot (T_{go} - T_a) \quad (3.51)$$

Le coefficient de transfert thermique par convection de l'air h_w ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) calculé à la température moyenne $(T_{go}+T_a)/2$ peut être s'écrit par :

$$h_w = (Nu_{D_{go}} \cdot k_{air})/D_{go} \quad (3.52)$$

avec k_{air} est la conductivité thermique de l'air à la température moyenne $(T_{go}+T_a)/2$ ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

Pour calculer le nombre de Nusselt $Nu_{D_{go}}$ qui apparaît dans l'équation 3.52, il faut distinguer deux cas suivant la présence du vent (autrement dit ça dépend de la vitesse du vent). On aura par la suite une convection naturelle s'il n'y a pas de vent, et forcée s'il y a du vent.

- a) **Sans présence du vent** : lorsqu'il n'y a pas de vent, l'échange thermique vers l'extérieur se fait par convection naturelle. Dans ces conditions, la corrélation développée par Churchill et Chu est utilisée pour estimer le nombre de Nusselt correspond [82] :

$$\overline{Nu}_{D_{go}} = \left[0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_{go-a}}^{1/6}}{\{1+(0.559/Pr_{go-a})^{9/16}\}^{8/27}} \right]^2 \text{ pour } 10^5 < Ra_{D_{go}} < 10^{12} \quad (3.53)$$

Le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl apparaissant dans la formulation du nombre de Nusselt étant respectivement donnés par les Équations 3.54 et 3.56.

$$Ra_{D_{go}} = \frac{g\beta(T_{go}-T_a)D_{go}^3}{v_{go-a}^2} Pr_{go-a} \quad (3.54)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{go-a}} \quad (3.55)$$

$$Pr_{g,o-ext} = \frac{v_{go-a}}{\alpha_{go-a}} \quad (3.56)$$

avec

$Ra_{D_{go}}$ est le nombre de Rayleigh de l'air basé sur diamètre extérieur de l'enveloppe en verre

α_{go-a} est la diffusivité thermique de l'air à T_{go-a} (m^2/s)

Pr_{go-a} est le nombre de Prandtl de l'air à T_{go-a}

v_{go-a} est la viscosité cinématique de l'air à T_{go-a} (m^2/s)

Les propriétés du fluide sont prises à la température moyenne du film en contact avec la paroi, soit $(T_{go-a} + T_a)/2$.

- b) **Présence du vent** : Lorsqu'il y a du vent, l'échange thermique entre l'enveloppe en verre et l'environnement se fait par convection forcée. Le nombre de Nusselt dans ce cas est estimé par la corrélation de Zhukauskas [84] :

$$\overline{Nu}_{D_{g,o}} = C Re_{D_{g,o}}^m Pr_a^n \left(\frac{Pr_a}{Pr_{g,o}} \right)^{1/4} \quad 0.7 < Pr_a < 500, \text{ and } 1 < Re_{D_{g,o}} < 10^6 \quad (3.57)$$

Les constantes C et m sont données par le tableau 3.4, alors que la constante n vaut 0,37 pour $Pr \leq 10$ et 0,36 pour $Pr > 10$.

Toutes les propriétés du fluide sont évaluées à la température atmosphérique, T_a , à l'exception du nombre de $Pr_{g,o}$, qui est évalué à la température de la surface extérieure de l'enveloppe en verre.

Tableau 3.4. Les constants de l'équation 3.57 [31].

Re_D	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

B. L'échange thermique par rayonnement

L'enveloppe de verre rayonne vers un environnement virtuel à une température de ciel supposée inférieure de 8 °C à la température ambiante [84, 44]. Le taux de déperdition de chaleur par rayonnement vers l'extérieur s'exprime par la relation suivante [84, 9] :

$$q_{loss r,ext} = h_{rca} \cdot A_{gl,o} \cdot (T_g - T_c) \quad (3.58)$$

h_{rca} désigne le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement vers l'extérieur, qui peut être exprimé par [44] :

$$h_{rca} = \sigma \varepsilon_g (T_g + T_c)(T_g^2 + T_c^2) \quad (3.59)$$

3.3.2.5. Le taux de chaleur transférée par conduction par le vitrage

De la même façon pour le tube absorbeur, la conduction à travers l'enveloppe en verre est définie par la relation suivante :

$$q_{cond,gl} = \frac{2\pi k_{gl}(T_{gl,o} - T_{gl,i}) \cdot L}{\ln\left(\frac{D_{gl,o}}{D_{gl,i}}\right)} \quad (3.60)$$

$T_{gl,o}$ et $T_{gl,i}$ sont définies respectivement par la température de la surface externe et interne de l'enveloppe en verre (K)

où k_{gl} est la conductivité thermique du verre supposée constante, avec une valeur de 1,04 W/m K, ce qui correspond au verre Pyrex [44].

3.3.2.6. Le coefficient des pertes thermiques

On définit le coefficient des pertes thermiques, noté U_L (W/m².K), par l'expression suivante [9] :

$$U_L = \left[\frac{D_{r,o}}{(h_{rca} + h_w)D_{gl,o}} + \frac{1}{h_{r,ann} + h_{conv,ann}} \right]^{-1} \quad (3.61)$$

3.3.2.7. Calcul de la température du glass (l'enveloppe en verre)

Pour cela on utilise l'équation d'équilibre suivante [9] :

$$A_{gl}(h_{rca} + h_w)(T_g - T_a) = A_r(h_{r,ann} + h_{conv,ann})(T_r - T_g) \quad (3.62)$$

On en déduit finalement :

$$T_g = \frac{A_{r,o}(h_{r,ann} + h_{conv,ann})T_r + A_{gl,o}(h_{rca} + h_w)T_a}{A_{r,o}(h_{r,ann} + h_{conv,ann}) + A_{gl,o}(h_{rca} + h_w)} \quad (3.63)$$

3.3.2.8. Le coefficient global de transfert de chaleur

Le coefficient global de transfert de chaleur, exprimé par U_o (W/m².K) [9] :

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{fi}D_{r,i}} + \frac{D_{r,o} \ln\left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}}\right)}{2k} \right]^{-1} \quad (3.64)$$

3.3.2.9. Facteur d'efficacité du collecteur

Le facteur d'efficacité du collecteur, donné par [9] :

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{fi}D_{r,i}} + \left(\frac{D_{r,o} \ln\left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}}\right)}{2k}\right)} \quad (3.65)$$

3.3.2.10. Facteur de conductance du collecteur

Le facteur de conductance du collecteur, donné par [9] :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_{r,o}U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L F' A_{r,o}}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (3.66)$$

3.3.2.11. Puissance utile récupérée par le collecteur

La puissance utile Q_u (W), représentée par la puissance récupérée par le collecteur au niveau du foyer, peut être déterminée par l'expression suivante [9] :

$$Q_u = F_R [G_b \cdot A_a \cdot \eta_o - A_{r,o} \cdot U_L (T_i - T_a)] \quad (3.67)$$

G_b : Irradiance solaire (W/m^2).

η_o : L'efficacité optique du collecteur.

3.3.2.12. Température de sortie du fluide (K) [9]

La température de sortie du fluide caloporteur s'exprime par la relation suivante :

$$T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m}C_p} \quad (3.68)$$

3.3.2.13. Rendement du concentrateur solaire [9]

Le rendement thermique du concentrateur est le rapport de l'énergie thermique absorbée par le récepteur à l'énergie reçue à l'ouverture du concentrateur et il est exprimé par :

$$\eta = \frac{Q_u}{G_b \cdot A_a} \quad (3.69)$$

$$\text{Ou aussi par : } \eta = F_R \left[\eta_o - U_L \left(\frac{T_r - T_a}{G_b \cdot C} \right) \right] \quad (3.70)$$

3.3.2.14. L'efficacité Optique

La détermination de l'efficacité optique d'un concentrateur cylindro-parabolique reste compliquée, car elle comprend trop de paramètres inconnus. Pour ce faire, généralement les résultats expérimentaux de qualification optique sont donc utilisés en entrée du modèle du récepteur. A titre indicatif, Dudley et al [42] ont donné la valeur de 0.731% comme efficacité optique maximale pour les manips réalisées sur le collecteur LS-2 au laboratoire SNL.

Dans ce contexte, et vue l'importance de ce paramètre, une section séparée a été consacrée pour analyser la problématique de la partie optique d'un collecteur cylindro-parabolique d'une façon détaillée.

3.3.2.15. Organigramme de calcul

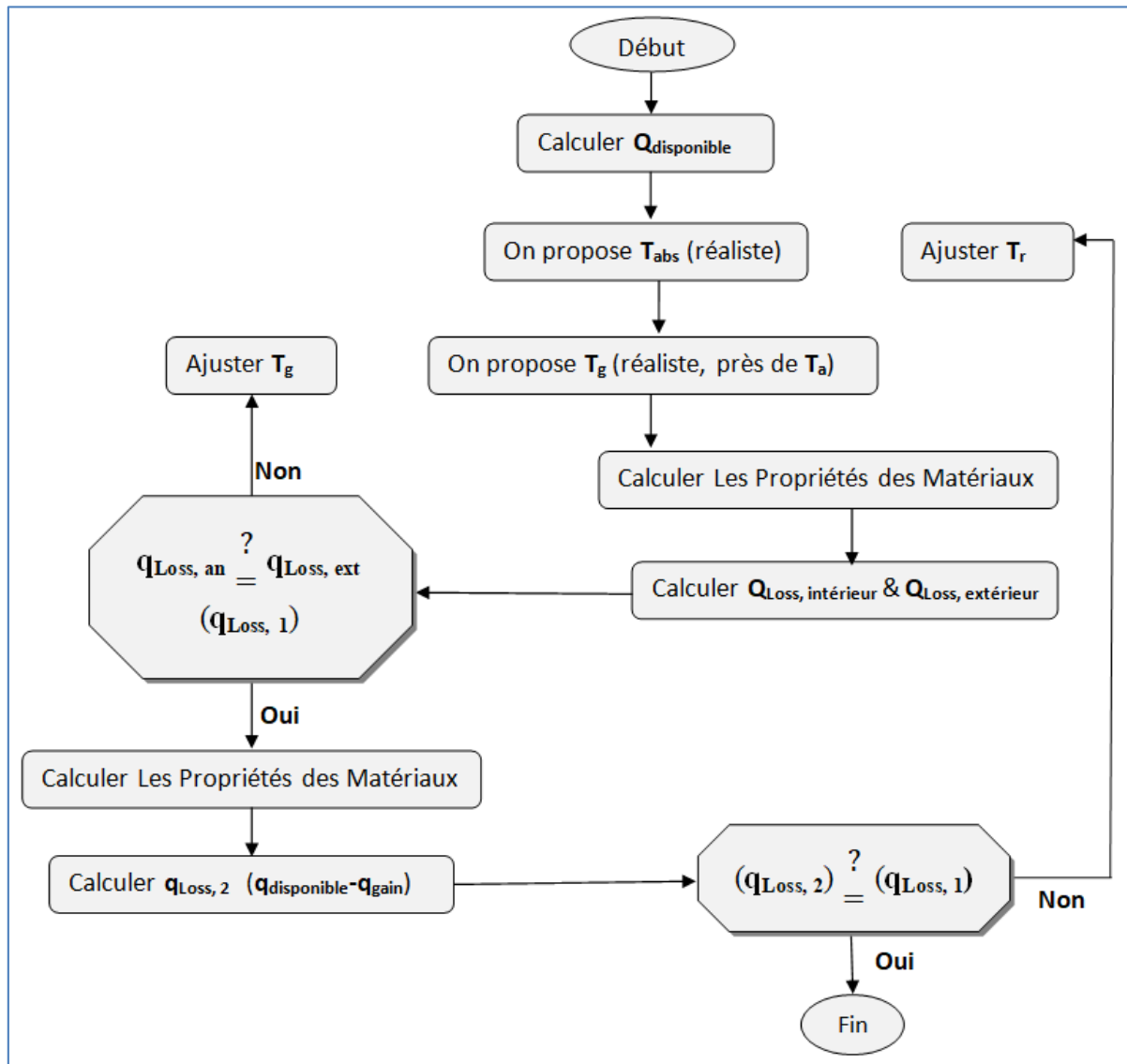


Figure 3.14. Organigramme du modèle numérique simplifié.

Avec :

$$q_{disponible} = Gb \cdot A_a \cdot \eta \quad (W)$$

$$q_{gain} = Q_u \quad (W)$$

3.3.3. Modèle détaillé (2D)

Dans ce modèle, le récepteur est divisé en nombre de segments (N) de la même longueur, comme illustre la Figure 3.15. Pour analyser chaque segment, le flux thermique radial est supposés normal et uniforme à la surface du segment. Ainsi, le transfert de chaleur radial peut être démontré en appliquant un équilibre d'énergie thermique unidimensionnelle.

Rappelons que le premier principe de la thermodynamique est un principe de conservation de l'énergie, cette dernière ne peut pas disparaître ou se créer mais seulement s'échanger [86]. Appliquant ce principe pour un système ouvert sur chaque segment (i) du récepteur, on obtient :

$$\frac{dE}{dt} = Q - W + \sum_{inlet} \dot{m} (h + E_K + E_P) - \sum_{outlet} \dot{m} (h + E_K + E_P) \quad (3.71)$$

Dans cette équation, les hypothèses suivantes sont appliquées : le processus se fait en régime permanent avec un débit massique constant. L'énergie potentielle, l'énergie cinétique et le travail sont négligeables. La nouvelle équation est devenue :

$$0 = qA_{(i)} + \dot{m}(h_{inlet,(i)} - h_{outlet,(i)}) \quad (3.72)$$

L'irradiation solaire notée q comprend la somme de l'irradiation solaire absorbée par le tube l'absorbeur et celle de l'enveloppe en verre ainsi que les pertes thermiques.

Dans ces conditions, l'enthalpie du fluide caloporteur s'exprime par la relation :

$$h_{inlet,(i)} \approx C_{p_{inlet,(i)}} T_{inlet,(i)} \quad (3.73)$$

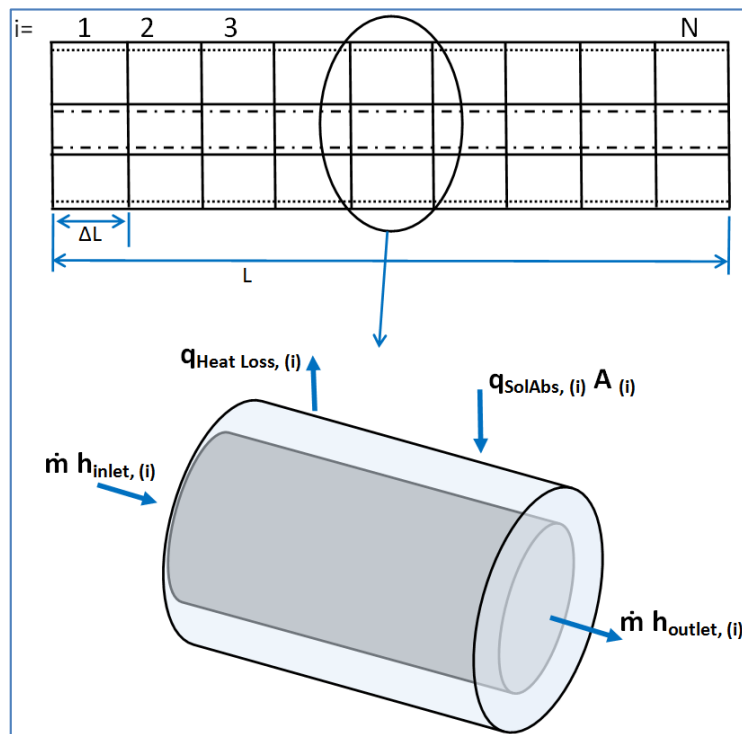


Figure 3.15. Schématisation des échanges thermiques pour chaque segment.

L'équation d'équilibre s'écrit alors :

$$qA_{(i)} = q_{SolAbs,ro,(i)}\Delta L + q_{SolAbs,go,(i)}\Delta L - q_{Heat Loss,(i)}A_{(i)} \quad (3.74)$$

3.3.3.1. L'énergie solaire absorbée par le tube absorbeur

L'énergie solaire absorbée par le tube absorbeur du collecteur solaire cylindro-parabolique est donnée par la formule suivante :

$$q_{SolAbs,ro} = q_{sol}\eta_o \quad (3.75)$$

Avec η_o et q_{sol} , sont l'efficacité optique du concentrateur et l'irradiation solaire le long du récepteur, respectivement.

3.3.3.2. L'énergie solaire absorbée par l'enveloppe en verre

La corrélation utilisée pour le calcul de l'irradiation solaire absorbée par l'enveloppe de verre est connue par [52] :

$$q_{SolAbs,go} = q_{sol}\rho_{cl}\alpha_g\gamma K(\theta_{inc})X_{end} \quad (3.76)$$

Le chapitre 2 contient plus de détails sur le calcul des termes de l'équation (3.75) et (3.76), tel que : l'efficacité optique du concentrateur η_o , l'angle d'incidence modifié $K(\theta_{inc})$, facteur des pertes de fin de ligne X_{end} et le facteur d'interception γ .

3.3.3.3. Pertes thermiques

Le flux perdu $q_{Heat Loss,(i)}$ apparaissant dans l'équation (3.74) regroupe deux termes. Le premier correspond à l'échange convectif entre la surface extérieure de l'enveloppe en verre et l'environnement à température ambiante. Le second terme correspond aux transferts radiatifs échangés entre la surface extérieure de l'enveloppe en verre et le ciel. L'expression de ces pertes thermiques s'écrit alors :

$$q_{Heat Loss,(i)}A_{(i)} = (q_{conv,go-a,(i)} + q_{rad,go-s,(i)})\Delta L \quad (3.77)$$

Pour exprimer la totalité des pertes thermiques, l'expression (3.77) prend la forme :

$$Q_{Heat Loss} = \sum_{i=1}^N (q_{conv,go-a,(i)} + q_{rad,go-s,(i)})\Delta L \quad (3.78)$$

Tous ces termes sont évalués à la température moyenne de segment, soit $(T_{in,(i)} + T_{out,(i)})/2$.

La température de sortie du fluide caloporteur s'écrit donc par :

$$T_{out,(i)} = T_{in,(i)} + \frac{1}{\dot{m}C_{(i)}} (q_{SolAbs,ro,(i)} + q_{SolAbs,go,(i)} - q_{conv,go-a,(i)} - q_{rad,go-a,(i)})\Delta L \quad (3.79)$$

L'énergie gagnée par le fluide caloporteur pour chaque segment (i) s'exprime par :

$$q_{gain,(i)} = q_{conv,f-ri,(i)} \quad (3.80)$$

L'énergie totale gagnée par le fluide caloporteur s'écrit alors :

$$Q_{gain} = \sum_{i=1}^N (q_{conv,f-ri,(i)}) \Delta L \quad (3.81)$$

3.3.3.4. Description du code proposé

L'organigramme du code MATLAB est représenté sur la Figure 3.16. Le modèle prend en considération tous les modes de transfert de chaleur ; conduction à travers le tube absorbeur et l'enveloppe en verre ; convection au sein de tube absorbeur, dans l'espace annulaire, et en fin vers l'air ambiant ; rayonnement dans l'espace annulaire et de la couverture en verre vers le ciel.

Dans ce modèle thermique, le système d'équilibre énergétique comprend quatre températures inconnues ; T_{ri} , T_{ro} , T_{gi} , et T_{go} et quatre équations non linéaires d'ordre 4 (à cause du transfert de chaleur par rayonnement). Pour résoudre ces équations pour chaque segment, un processus itératif est proposé.

La procédure utilisée pour résoudre ce problème consiste à proposer tout d'abord une valeur réaliste pour la température externe de l'enveloppe en verre pour un segment (i), $T_{go,(i)}$ (proche de T_a), ensuite de calculer les pertes thermiques à partir de l'équation (3.77). Remplaçant dans l'équation, on peut évaluer finalement la valeur de la température interne de l'enveloppe en verre T_{gi} par l'équation suivante :

$$T_{gi,(i)} = \frac{q_{Heat Loss,(i)} + T_{go,(i)} \left(\frac{2\pi K_{g,(i)}}{\ln(D_{go}/D_{gi})} \right) - q_{SolAbs,go,(i)}}{\frac{2\pi K_{g,(i)}}{\ln(D_{go}/D_{gi})}} \quad (3.82)$$

La valeur de la température de l'enveloppe de verre externe, doit être vérifiée en comparant la quantité de perte thermique calculée à partir de l'équation. (3.80) avec celle obtenue à partir d'une manipulation des équations (3.23), (3.24) et (3.25). On écrit donc :

$$q_{Heat Loss,(i)} = q_{conv,ann,(i)} + q_{rad,ann,(i)} + q_{SolAbs,go,(i)} \quad (3.83)$$

Il reste à déterminer la température externe de l'absorbeur du segment (i), $T_{ro,(i)}$. Pour ce faire, nous devons donc résoudre le système d'équations (3.22) et (3.23) qui comprend deux inconnues ; température de l'absorbeur interne et externe. La comparaison des pertes thermiques obtenues par les équations (3.77) et (3.83) avec un certain critère de convergence, nous conduit si la température de l'enveloppe en verre externe est correcte ou bien nécessite un ajustement en proposant une nouvelle valeur. La température de l'absorbeur extérieur change constamment jusqu'à ce que les valeurs des pertes thermiques recalculées à partir des équations (3.77) et (3.83) soient égales.

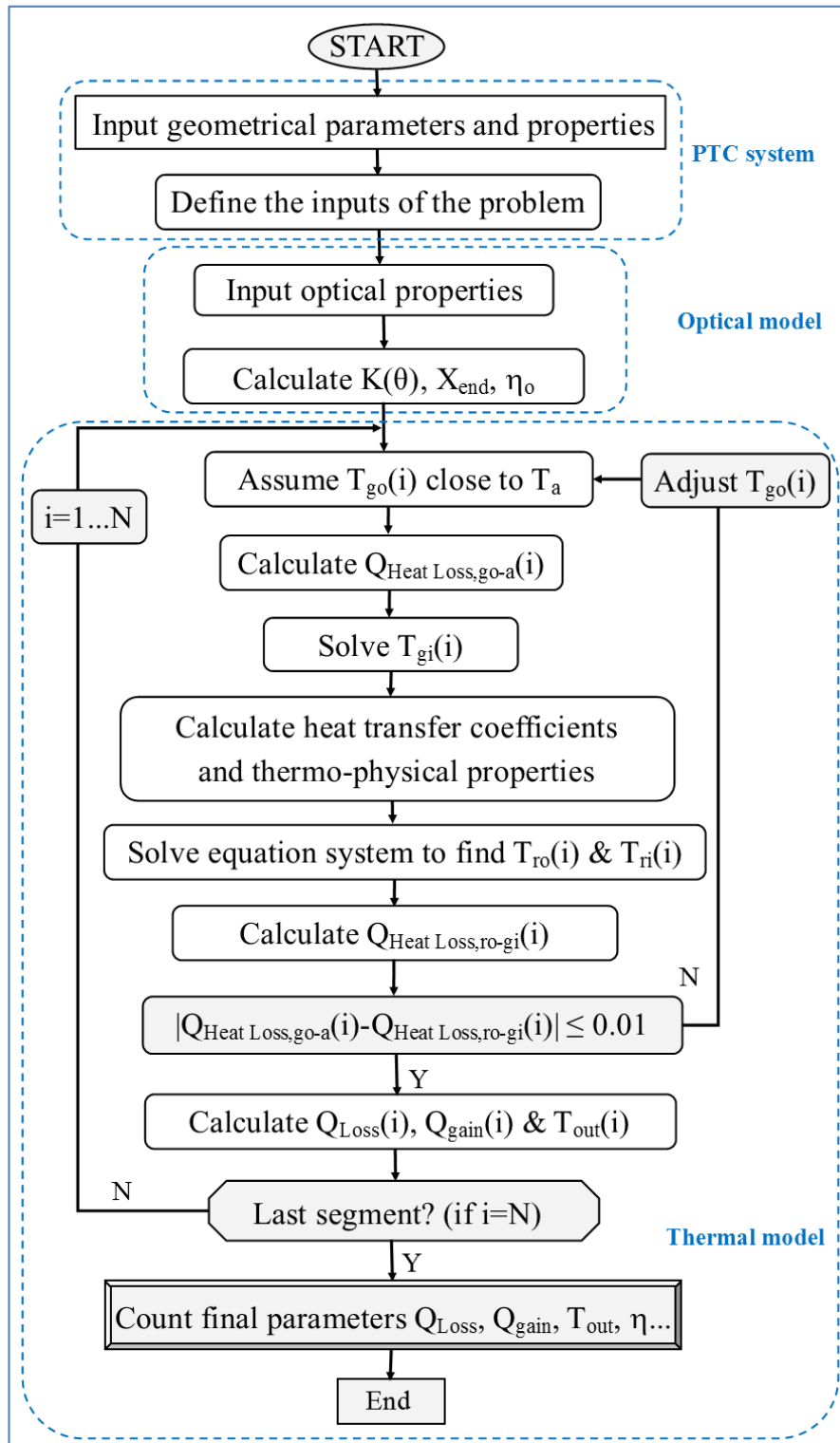


Figure 3.16. Organigramme de la méthode numérique.

3.3.4. Modèle complet (3D)

Un modèle complet en 3D basé sur les équations de Navier-Stokes a été adopté. L'écoulement du fluide caloporteur, incompressible, en régime turbulent et permanent, à travers le tube absorbeur peut être décrit par les équations moyennées selon la procédure de Reynolds. Le modèle $k-\varepsilon$ standard a été considéré pour tenir compte de la turbulence de l'écoulement. Les équations utilisées sont présentées en Annexe A. Le modèle résultant a été implanté dans ANSYS-Fluent.

La courbe de distribution des rayons solaires calculée par la méthode MCRT a donc été mise en entrée du modèle CFD (Fig. 3.17) à l'aide des fonctions UDF (User Defined Function).

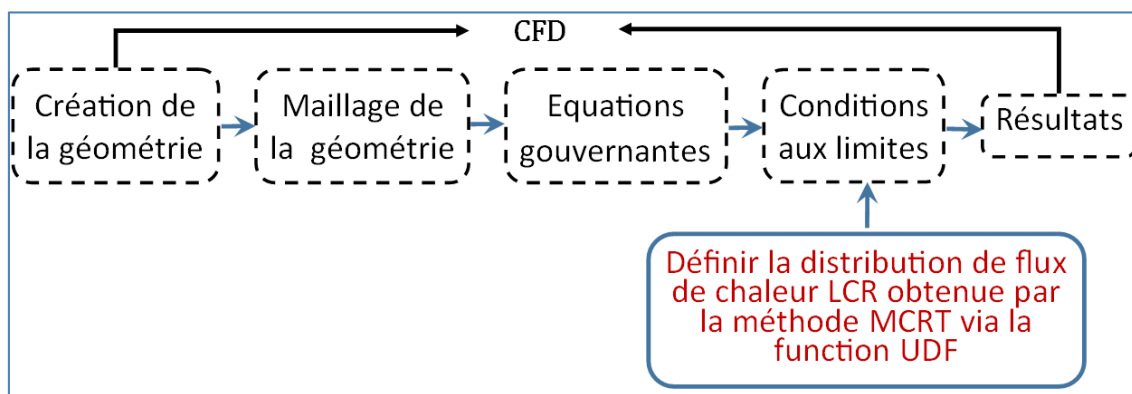


Figure 3.17. Schéma simplifié du modèle complet en 3D.

3.3.4.1. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de CFD ; elle se base sur la subdivision du domaine de calcul en un nombre fini de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées.

La méthode des volumes finis, applicable à toutes les géométries (simples ou complexes), facilite la linéarisation des termes dans les équations de conservation. Pour cela, il faut suivre des étapes primordiales, à savoir :

- Définition du domaine de calcul et de maillage des volumes correspondants.
- Intégration des équations de conservation sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation des différents termes de l'équation de transport.
- Affectation des conditions aux limites.
- Linéarisation des équations discrétisées.
- Résolution du système final par l'une des méthodes de résolution existants.

3.4. CONCLUSION

Tout d'abord, une étude détaillée portant sur les paramètres optiques liés au fonctionnement idéale ou bien réelle d'un système de concentration de type cylindro-parabolique a été abordée. L'objectif était d'illustrer d'une façon approfondie le niveau et le type d'influence de chaque paramètre sur les performances optiques d'un capteur de taille quelconque.

Puis, la modélisation optique a été considérée. Pour ce faire, deux cas distincts sont proposés ; (i) sans considérer la distribution non-homogène de flux thermique sur le récepteur ; (ii) tenir compte de la distribution réelle de flux solaire sur la surface de tube absorbeur.

Un modèle thermique unidimensionnel a été développé dans ce chapitre, dans le but de prédire les performances de n'importe quelle ligne de collecteur cylindro-parabolique. Il décrit le comportement thermique du fluide, du tube absorbeur, et de l'enveloppe de verre, en considérant un flux solaire uniforme.

Ce modèle 1D a été étendu vers un modèle détaillé basant sur le principe de conservation d'énergie. Dans les deux modèles, le logiciel Matlab est utilisé pour écrire le code de calcul correspondant.

En fin, un modèle complet en trois dimensions a été développé utilisant ANSYS-Fluent. Les efficacités optiques et la courbe de distribution des rayons solaires calculées par le modèle optique détaillé ont donc été mises en entrée du modèle CFD.

Un modèle mathématique représente toujours un compromis entre précision et rapidité. Le choix se fait généralement en fonction des inconnus liés à la problématique. L'objectif de développer tous ces modèles est de comprendre principalement les limites et les avantages de chaque code de calcul.

Chapitre 4
Etude expérimentale

4.1. INTRODUCTION

Disposer d'un panel de données expérimentales est le meilleur moyen d'approfondir la compréhension des phénomènes thermiques impliqués. Bien que la littérature soit relativement fournie, les données expérimentales utilisables d'un concentrateur cylindro-parabolique sont rares. Les laboratoires ayant développé les expérimentations, ne communiquent pas nécessairement toutes les informations nécessaires.

Les modèles aujourd'hui disponibles sont ainsi systématiquement validés par comparaison avec une unique expérimentation qui correspond à des manips opérée sur le capteur LS-2 mis en place au Sandia National Laboratory (SNL), il y a plus de trente ans. Pour remédier à cette carence, le laboratoire CNRS-PROMES a développé récemment un prototype munis d'une boucle relative à une centrale à l'échelle opérationnel.

La centrale MicroSol-R, construite dans le même temps qu'a été effectué ce doctorat, est un outil complet de recherche expérimentale sur tous les éléments d'une centrale solaire à concentration industrielle : collecteurs, récepteurs, stockage, production de chaleur, production d'électricité, etc. Un autre aspect important de cette centrale est que le prototype possédant un suivi deux axes, il est possible de comparer différentes configurations (1 axe est/ouest, 1 axe nord/sud).

Le présent chapitre illustre les principaux composants de la MicroSol-R. On entame le chapitre par une vue générale sur le projet d'installation de la centrale. Puis, les caractéristiques du fluide caloporteur ainsi que les sous-ensembles constitutifs de la boucle solaire sont présentés. Ensuite, le mode opératoire lié aux mesures expérimentales est abordé. En fin, la méthode de dépouillement des données est mise en jeu.

4.2. LE LABORATOIRE PROMES-CNRS

Le laboratoire PROMES est une unité propre de recherche du CNRS (Centre National de la Recherche Scientifique) qui travaille en partenariat étroit avec l'Université de Perpignan Via Domitia (UPVD). Le laboratoire est localisé sur trois sites : le site d'Odeillo-Font Romeu, le site de Thémis à Targassonne et le site de Tecnosud à Perpignan. L'une des missions originales de PROMES est de développer des recherches avec les grandes installations à concentration. La plateforme PROMES regroupe les différents systèmes solaires à concentration : cylindro-parabolique, paraboloïde, héliostats-tour et fours solaires.

4.2.1. Vue sur le projet d'installation de la MicroSol-R

Dans le cadre d'un projet de recherche, une microcentrale pilote de type cylindro-parabolique MicroSol-R (micro-centrale solaire pour la recherche) a été construite sur le site d'Odeillo-Font Romeu dont la ressource solaire directe annuelle est la meilleure en France (DNI = 1900 kWh/m².an). La construction ainsi que l'installation des différents éléments s'est déroulée de novembre 2014 à février 2016. MicroSol-R représente une plateforme de recherche qui réunit tous les composants des centrales solaires réelles en taille réduite. Des photos représentant les étapes de construction sont présentées en Annexe B.

Les processus sont suivis à distance depuis la salle de contrôle, également connue en tant que salle des commandes, c'est la pièce qui sert à contrôler et surveiller le fonctionnement de la centrale. La Figure 4.1 montre son implantation par rapport aux capteurs solaires.

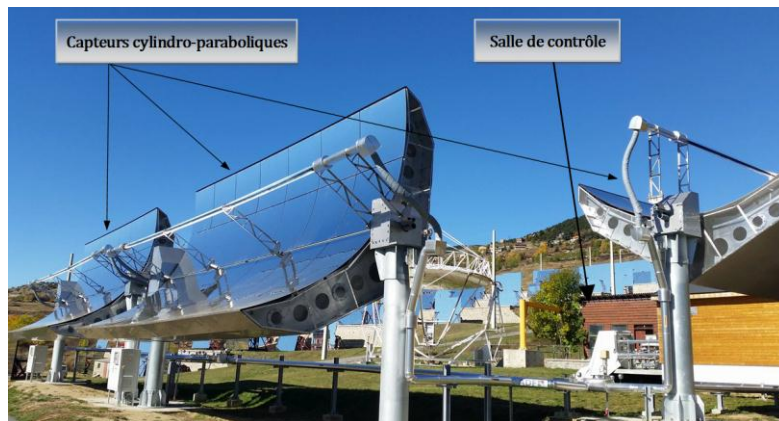


Figure 4.1. La salle de contrôle derrière les concentrateurs cylindro-paraboliques de la MicroSol-R.

La salle de contrôle est équipée par des infrastructures à haute technologie (Figure 4.2), à savoir des écrans de visualisation de tailles variées, des ordinateurs performants, des logiciels spécialisés, d'un générateur de repli à autonomie élevée, des supports à commutation, etc. Ces équipements assurent une partie ou l'ensemble des fonctions suivantes :

- Contrôler le démarrage et l'arrêt des procédés ainsi que le dépannage.
- Surveiller et optimiser le déroulement des procédés.
- Ajuster l'équipement, les robinets, les pompes et les commandes des équipements.
- Arrêter, isoler et préparer l'entretien des installations, s'il est nécessaire.
- Réaliser des essais, enregistrer les données, vérifier la production, etc.

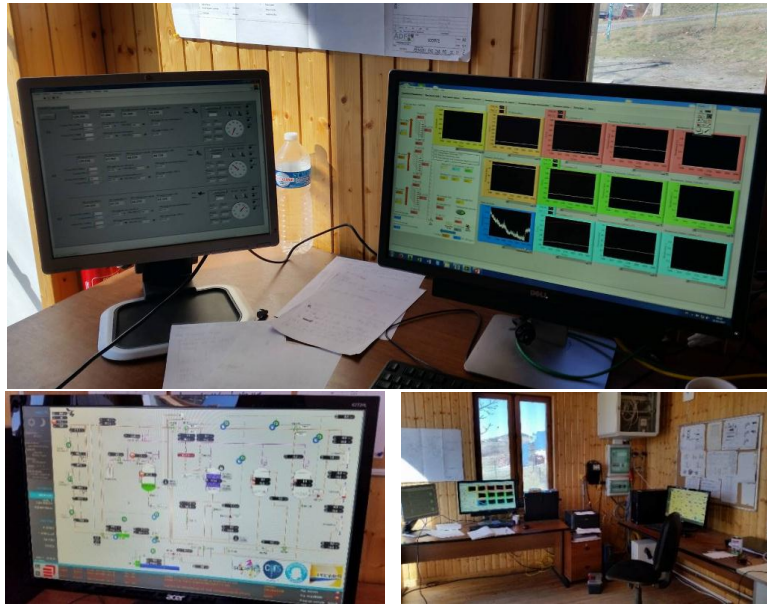


Figure 4.2. Equipements de la salle de contrôle de la MicroSol-R.

La centrale solaire est constituée de trois modules cylindro-paraboliques longs de 12 mètres chacun et de 5.7 m d'ouverture, ce qui conduit à une surface d'ouverture autour de 69 m^2 (Figure 4.3). Elle produit de la chaleur grâce à trois collecteurs de 50 kWth chacun et une résistance électrique d'appoint de 70 kW. Le facteur de concentration géométrique, défini comme le rapport entre la surface d'ouverture du concentrateur et la surface de l'absorbeur, est de **26,2**. D'autres caractéristiques des éléments de la centrale sont données dans la section 3.1 (b).



Figure 4.3. Les trois modules concentrateurs cylindro-paraboliques de la MicroSol-R.

La distance focale de la parabole est quant à elle de 1,727 m. Les trois tubes sont maintenus dans la ligne focale grâce à quatre paires de bras. Le suivi solaire est effectué grâce à un module Yokogawa qui calcule les coordonnées du soleil en boucle ouverte (Figure 4.4).

Un des modules est orienté Nord-Sud, les deux autres sont orientés Est-Ouest, ceci afin d'avoir une production optimisée en fonction de la saison et donc de la position du soleil dans le ciel. Chaque module est équipé de 3 collecteurs PTR70® Schott (vitre protectrice et tube absorbeur). L'espace annulaire entre l'enveloppe et l'absorbeur est maintenu sous vide. L'enveloppe en verre permet de protéger l'absorbeur des intempéries et de réduire les pertes thermiques par convection et rayonnement.

Un stockage thermique de type thermocline d'environ 250 kWh permet de pallier les problèmes d'intermittence de la ressource solaire sur de courtes périodes (environ 1h30). Au stockage de type thermocline s'ajoute un stockage conventionnel à deux cuves d'une capacité énergétique de 45 kWh (environ 20mn).

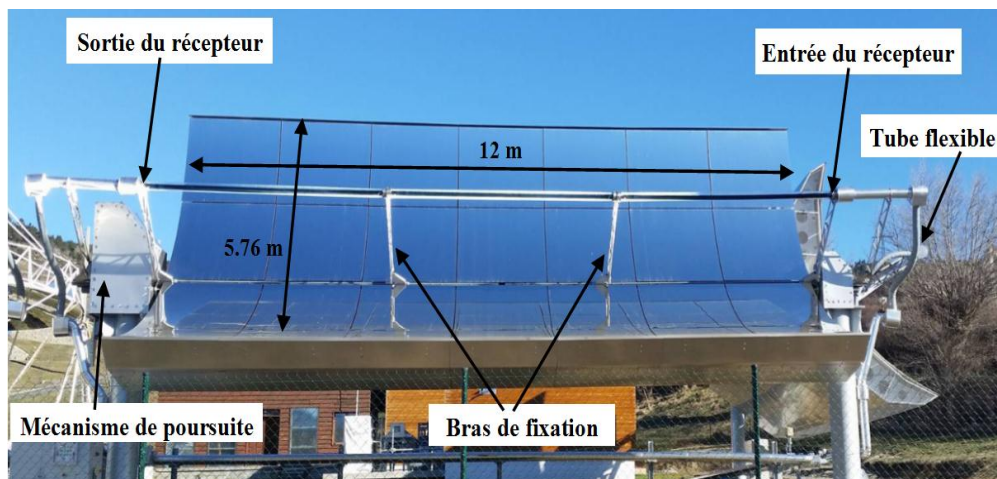


Figure 4.4. Dimensions d'un collecteur et localisation des différents composants.

Les concentrateurs sont reliés au reste de l'installation par une tuyauterie en acier inoxydable d'un diamètre de 4 cm. Cette dernière est isolée par de la laine de verre (épaisseur 5 cm), elle est protégée également par une coque en aluminium. La tuyauterie flexible qui se trouve à l'entrée et à la sortie de chaque concentrateur est recouverte par une laine de verre d'une épaisseur de 2 cm. La longueur totale de tuyauterie de la MicroSol-R y compris les connections de l'installation est de 90 m (Figure 4.5).

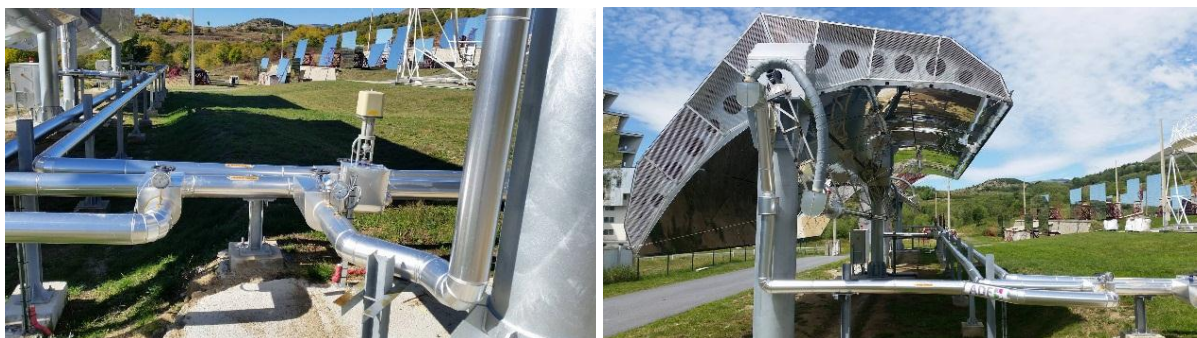


Figure 4.5. Partie de la tuyauterie de la MicroSol-R.

Le fluide caloporteur rentre dans le concentrateur orienté nord/sud (numéroté 1 sur la Figure 4.3) et ressort par le dernier concentrateur orienté est/ouest (numéroté 3 sur la Figure 4.3). La Figure 4.6 montre un schéma simple des principaux éléments constitutifs de la MicroSol-R.

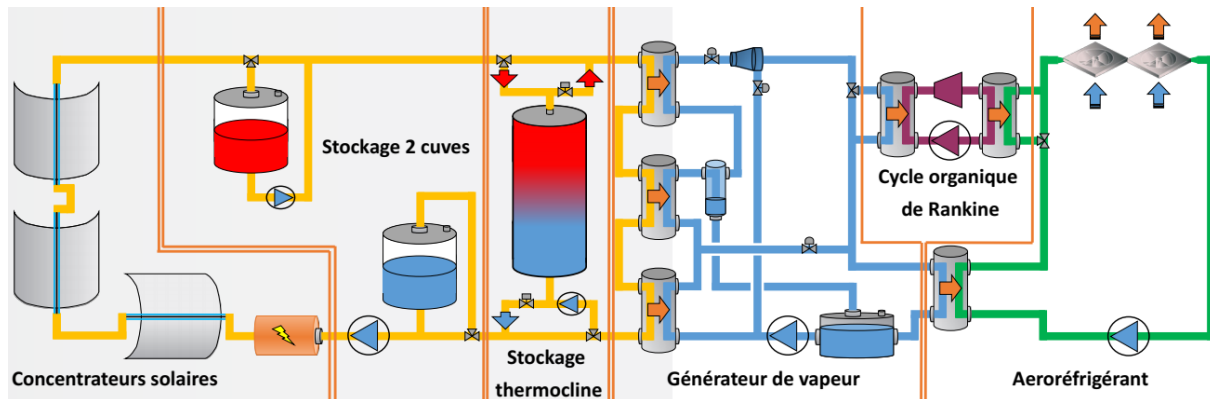


Figure 4.6. Schéma simplifié de la boucle solaire MicroSol-R.

4.3. FLUIDE CALOPORTEUR

Le fluide caloporteur utilisé est de l'huile thermique Jarytherm® DBT (dibenzyltoluène), désormais appelée Jarysol® [89]. Cette huile synthétique produite par la société française Arkema a été choisie pour ses propriétés thermiques et pour sa faible pression de vapeur, en comparaison avec des huiles classiquement utilisées dans les centrales solaires (Figure 4.7).



Figure 4.7. Bouteille de l'huile thermique Jarytherm® DBT de la MicroSol-R.

Cependant, cette huile ne peut être utilisée au-dessus de 350 °C, et il est même conseillé de l'utiliser à 300 °C pour augmenter sa durée de vie. Ceci est un inconvénient important en comparaison de l'huile Therminol® VP1 [90] ou à l'huile Dowtherm® A [91] qui sont utilisées à 400 °C dans les centrales solaires à concentration en opération.

Les propriétés thermo physiques du fluide utilisé à la MicroSol-R (Jarytherm® DBT) sont dépendantes de la température. Ils sont présentés sous forme de tables par le fabricant. Les valeurs contenues dans ces tables ont été utilisées pour obtenir les équations polynomiales illustrées dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1. Les propriétés thermo physiques du fluide utilisé à la MicroSol-R (Jarytherm® DBT).

Dénomination	Symbole	Corrélation	Unité
Chaleur spécifique	C_p	$3.1872 \cdot 10^{-3} T + 0.64984$	$kJ/kg.K$
Conductivité thermique	k_{fl}	$-8.2406 \cdot 10^{-5} T + 0.15217$	$W/m.K$
Densité	ρ	$-0.74192 \cdot T + 1261.6$	kg/m^3
Viscosité dynamique	μ	$\exp(-74.96818 [\ln(T)]^3 + 612.97347 [\ln(T)]^2 - 1673.6398 [\ln(T)] + 1522.62577)$	$kg/m.s$

4.4. ÉLÉMENTS CONSTITUTIFS DE LA MICROSOL-R

4.4.1. Caractéristiques des capteurs de la MicroSol-R

Les caractéristiques géométriques et optiques des différents éléments de la MicroSol-R sont collectées et présentées dans le Tableau 4.2.

Tableau 4.2. Caractéristiques du capteur cylindro-parabolique de la MicroSol-R.

Symbole	Paramètre	Valeur	Unité
Structure			
w_a	Longueur d'ouverture du collecteur	5.76	m
f	Distance focale	1.727	m
θ_{rim}	Angle d'ouverture du collecteur	79.6	°
G_c	Concentration géométrique	26.2	--
E_m	Espacement moyen entre deux miroirs (mesuré)	2	cm
L_t	Longueur d'un tube (entre deux supports)	3.905	m
N_{tb}	Nombre de tubes dans chaque concentrateur (conduite de trois tubes en série)	3	--
N_{sp}	Nombre de supports de fixation par concentrateur	4	--
L_{tot}	Longueur totale de la tuyauterie de la centrale	90	m
Miroirs			
N_r	Nombre de rangées	4	--
N_m	Nombre de miroirs par rangée	7	--
L_m	Longueur des miroirs	1.7	m
H_{mi}	Largeur des miroirs intérieurs	1.641	m
H_{me}	Largeur des miroirs extérieurs	1.501	m
ρ	Réfectivité des miroirs	0.94	--
Récepteurs (tubes + enveloppes en verre)			
L	Longueur du récepteur	12	m
$D_{r,i}$	Diamètre intérieur de tube absorbeur	0.066	m

$D_{r,o}$	Diamètre extérieur de tube absorbeur	0.070	m
$D_{g,i}$	Diamètre intérieur de glass (enveloppe en verre)	0.109	m
$D_{g,o}$	Diamètre extérieur de glass (enveloppe en verre)	0.115	m
τ_g	Transmittance de l'enveloppe en verre	0.955	--
α_g	Absorptivité de l'enveloppe en verre	0.0225	--
ε_g	Emissivité de l'enveloppe en verre	0.9	--
ε_r	Emissivité de tube absorbeur	0.12 @400°C	--
α_r	Absorptivité de tube absorbeur	0.94	--
k	Conductivité thermique de tube absorbeur (Acier de type DIN 1.4541)	16.1	W/m.k
p_{ann}	Pression de l'espace annulaire sous vide	10^{-3}	mbar

4.4.2. Présentation des éléments de l'installation MicroSol-R

La microcentrale « MicroSol-R » est constituée de quatre sous-ensembles assurant les fonctions suivantes : (1) captation de l'énergie solaire, (2) stockage de la chaleur, (3) production de vapeur et (4) génération d'électricité. L'ensemble est représenté par un schéma complet sur la Figure 4.8.

L'installation pilote (150 kW thermique) fonctionne grâce à des capteurs cylindro-paraboliques qui concentrent le rayonnement solaire vers un tube au sein duquel un fluide caloporteur (de transfert) est chauffé à 300 - 400 °C. Ce fluide chaud, en circulant dans des échangeurs, transforme de l'eau en vapeur à haute pression. Une turbine de type ORC (Cycle Organique de Rankine) génère ensuite de l'électricité. Une description détaillée de ces étapes est présentée dans les prochaines sections.

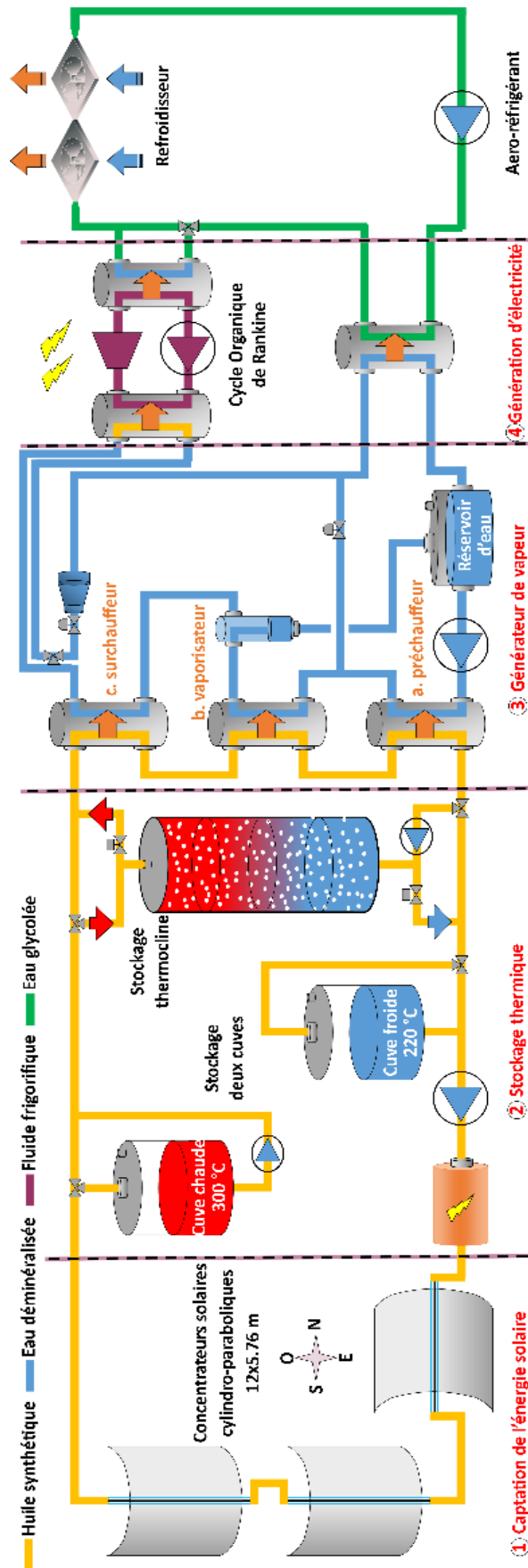


Figure 4.8. Schéma complet de la boucle solaire MicroSol-R.

4.4.2.1. Captation de l'énergie solaire

La captation de l'énergie solaire est assurée par l'ensemble de trois concentrateurs cylindro-paraboliques avec deux orientations différentes, et ce pour avoir une production optimisée en fonction de la saison (Figure 4.9).

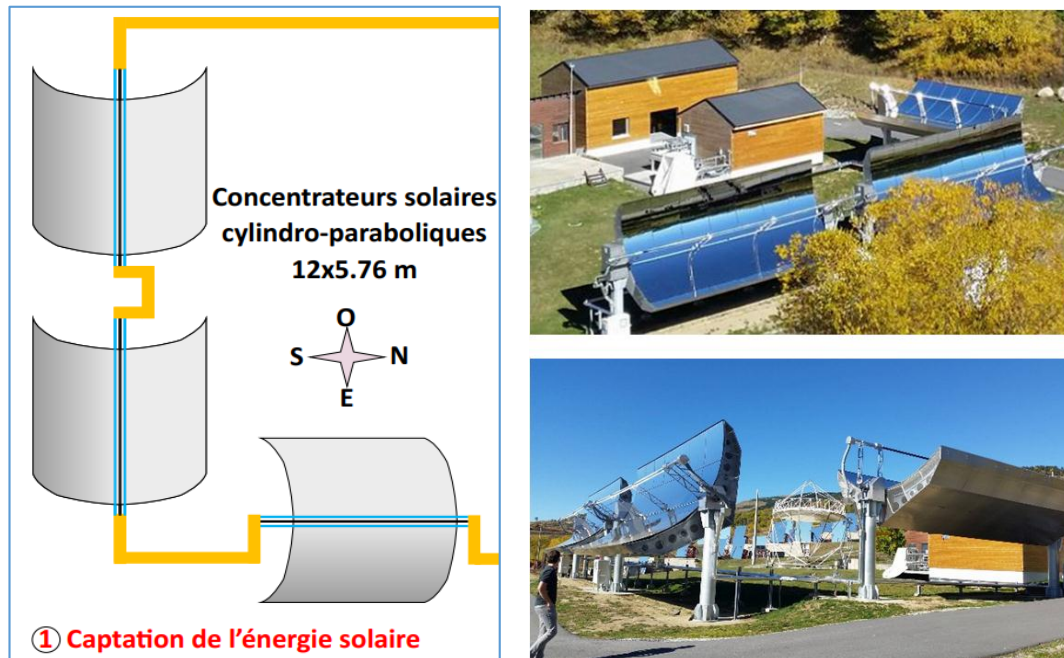


Figure 4.9. Illustration de la captation de l'énergie solaire de la centrale MicroSol-R.

4.4.2.2. Stockage thermique

Le soleil étant une source d'énergie intermittente, ce qui nécessite le développement d'une solution de stockage d'énergie sous forme de chaleur. Pour ce faire, deux technologies de stockage thermique distinctes sont installées sur la boucle solaire MicroSol-R. L'une fonctionne avec deux cuves (froide et chaude), comme illustre la Figure 4.10-a. L'autre uniquement avec une cuve de type thermocline dont l'intérêt est de stocker en une même cuve le fluide froid et chaud, afin de réduire le coût du stockage (Figure 4.10-b). La cuve thermocline est remplie à 50% d'un lit de roche ou d'un matériau issu du recyclage de déchets minéraux qui sert de matériau de stockage à bas coût.



(a) Stockage à deux cuves (froide et chaude)

(b) Stockage thermocline (une cuve)

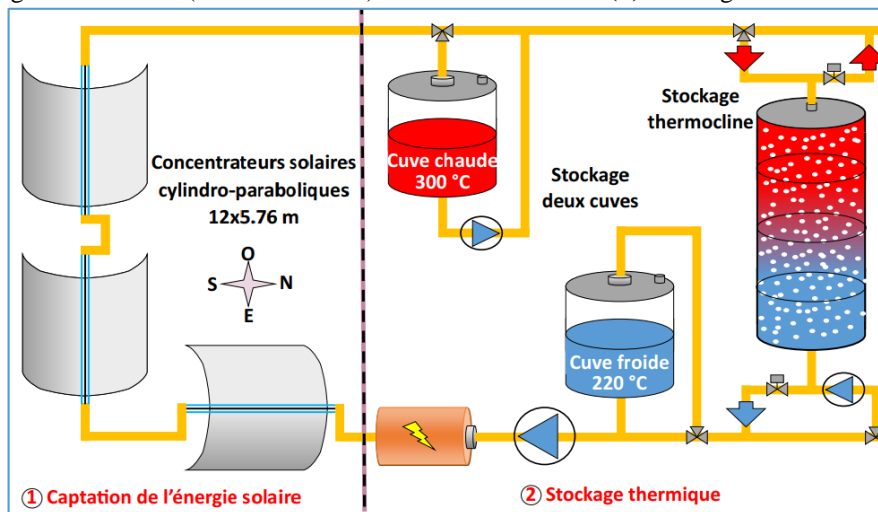


Figure 4.10. Illustration des deux technologies de stockage thermique de la MicroSol-R.

A) Stockage thermocline

La microcentrale est pourvue d'un système de stockage de l'énergie essentiellement constitué d'une cuve de type thermocline de 4 m^3 (Figure 4.10-b.). Cette cuve possède une capacité de stockage d'environ 220 kWh (fonctionnement entre 220 et 300°C) ce qui correspond à environ 1h30 de production à une puissance thermique de 140 kW. Il n'y a pas d'échangeur entre la boucle solaire de captation et le système de stockage : le même fluide est utilisé pour le transfert d'énergie dans la boucle de captation et dans le système de stockage (stockage direct). La cuve thermocline, haute de 3,2 m et d'un diamètre de 1,28 m, est remplie en partie par un matériau de stockage solide, l'alumine, qui est sous forme de billes de 2 cm de diamètre. Pour plus de détails sur ce type de stockage qui est en cours de développement par les chercheurs, veuillez référer à la thèse de Thomas Fasquelle [92].

B) Stockage de type deux cuves

La microcentrale est également pourvue d'un stockage conventionnel de type « deux cuves », constitué d'une cuve chaude et d'une cuve froide de 1 m^3 pour chacune (une hauteur

d'environ 1,5 mètres et une isolation grâce à 10 cm de laine minérale pour chacune), assurant une capacité de stockage d'environ 45 kWh (220-300 °C), ce qui correspond à 20 min de production à une puissance thermique de 140 kW.

Les deux cuves de stockage s'ajoutent au vase d'expansion de la centrale (cuve la plus grande) et à la résistance électrique d'appoint. Les éléments constructifs de l'installation sont clairement visibles à la Figure 2.a.

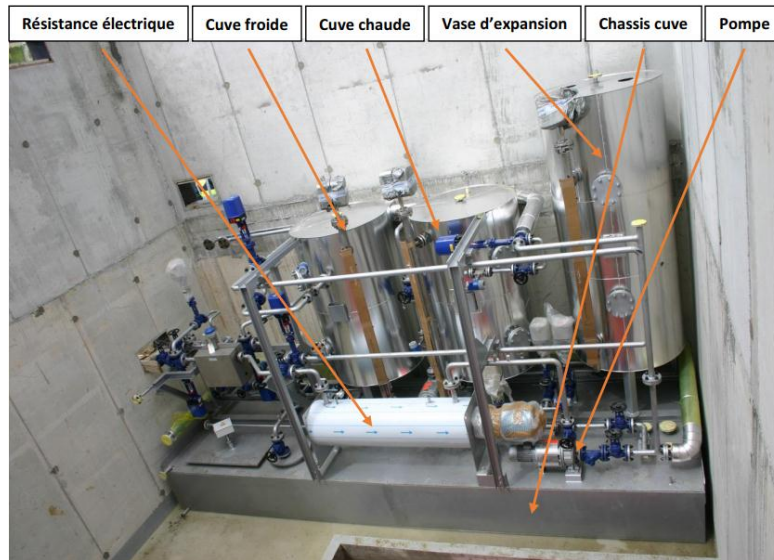


Figure 4.11. Système de stockage thermique conventionnel (deux cuves).

La particularité du stockage deux cuves présenté ici est le fait qu'il soit direct : le même fluide est utilisé et pour le stockage et comme fluide de transfert dans les récepteurs.

En période de stockage, une partie du fluide qui est circulé dans le champ solaire à l'aide de la pompe principale est directement stockée dans la cuve chaude, tandis que du fluide froid est naturellement extrait de la cuve froide. Pendant le déstockage, une pompe extrait le fluide chaud de la cuve chaude et la cuve froide est naturellement remplie de fluide froid, en jouant le rôle de vase d'expansion.

Dans le vase d'expansion, l'espace non occupé par l'huile l'est donc par de l'azote. Pour des raisons d'éviter les réactions d'oxydation entre de l'huile et de l'air qui accéléreraient son vieillissement et augmenteraient le risque d'incendie, le fluide thermique est préférentiellement mis en contact avec de l'azote. Le vase se remplit d'huile au fur et à mesure de la chauffe, en poussant l'azote vers l'extérieur. Lors du refroidissement, l'huile se contracte et de l'azote est réinjecté dans le vase d'expansion pour remplir le volume vide ainsi créé.

Enfin, tous ces éléments sont situés sur un châssis cuve dont le but est de recueillir toute l'huile de l'installation en cas de vidange. Une vidange survient automatiquement en cas de problème dans la centrale.

4.2.2.3. Production de vapeur

Grâce à trois échangeurs (préchauffeur, vaporisateur, surchauffeur), la boucle huile transmet ses calories à un circuit d'eau (Figure 4.12). Ce dernier passe donc de l'état liquide à l'état vapeur saturée, puis à l'état vapeur surchauffée. L'huile traverse évidemment ces échangeurs dans le sens inverse de l'eau : d'abord le surchauffeur, puis l'évaporateur et enfin le préchauffeur (Figure 4.13).

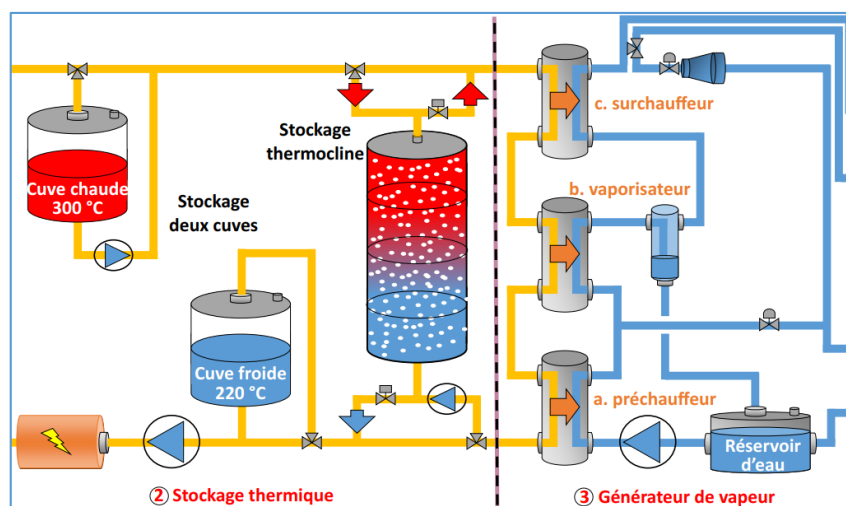


Figure 4.12. Système de conversion thermique de la MicroSol-R.



Figure 4.13. Illustration de la boucle eau/vapeur de la MicroSol-R.

Les trois échangeurs ont une fonction bien précise tels que :

- Le préchauffeur permet de monter l'eau sous pression à sa température d'ébullition ;
- L'évaporateur permet à l'eau le passage de l'état liquide à l'état gazeux ;

- Le surchauffeur permet d'augmenter température de la vapeur et le passage d'un état « humide » avec un possible régime diphasique à un état « sec » ou seule de la vapeur subsiste ;

4.2.2.4. Génération d'électricité

La vapeur entrant dans le condenseur est refroidie par de l'eau glycolée circulant à contre-courant de cette dernière. L'eau glycolée est elle-même refroidie par des aérothermes situés à l'extérieur du local technique. La production d'électricité est assurée par une micro turbine de 15 kW installée sur le circuit vapeur (Figure 4.14).

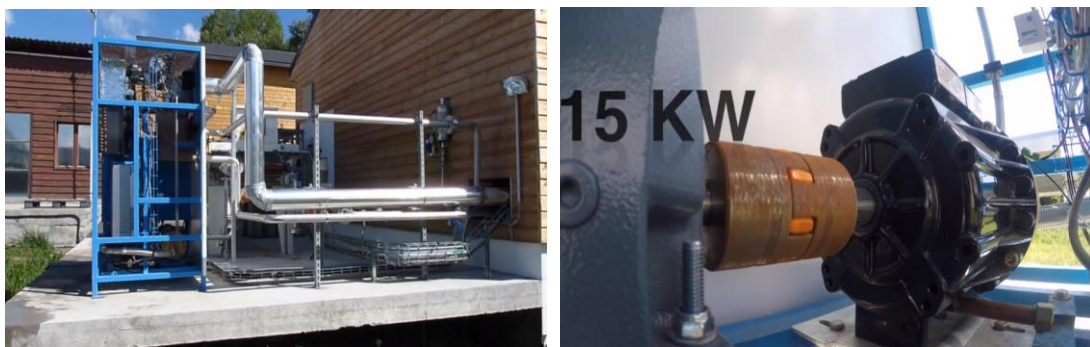


Figure 4.14. Eléments de la boucle turbine/refroidissement de la MicroSol-R.

Cette unité de production met en œuvre un cycle organique de Rankine (ORC) valorisant la chaleur à 160°C. L'évaporateur du cycle organique de Rankine a été placé en amont du condenseur, afin de récupérer l'énergie nécessaire à son fonctionnement. S'il est utilisé, la vapeur passe en premier lieu dans cet échangeur, puis dans le condenseur. S'il n'est pas utilisé, une vanne trois voies permet d'éviter au fluide de passer dans son échangeur. La Figure 4.15 montre les éléments constitutifs du procédé de génération électrique.

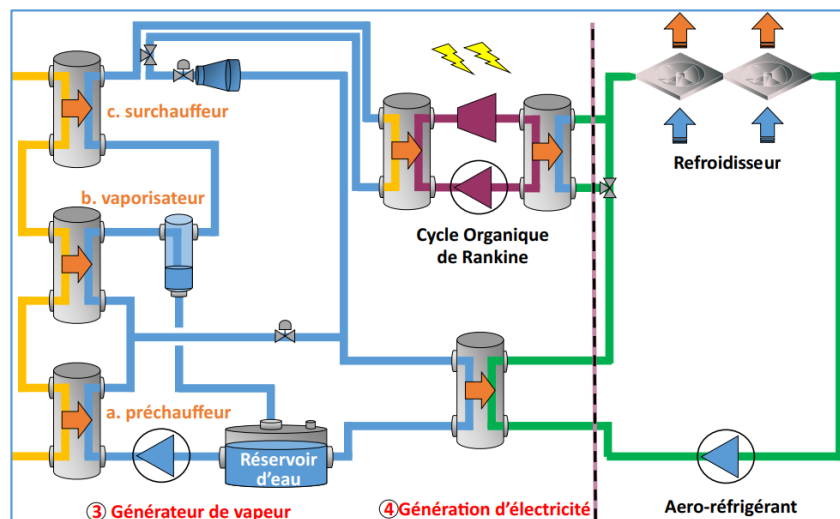


Figure 4.15. Schéma de la boucle de production d'électricité de la MicroSol-R.

4.4.2.5. Système de suivi

Le concentrateur peut être orienté suivant deux axes grâce à une régulation en boucle ouverte pilotée en fonction de la position du soleil. Suivant le premier axe de rotation, azimutal, la structure pivote dans son intégralité et suivant le second, zénithal, le réflecteur tourne autour du récepteur. Le suivi suivant un axe est/ouest permet d'avoir un bon rendement au midi solaire (angle d'incidence égale à 0) et donc une puissance produite importante, mais sur une durée limitée. Le suivi suivant un axe nord/sud permet de produire une puissance plus faible, mais sur une durée plus longue. Cependant, ces conclusions ne sont pas tout à fait pareilles et dépendent aussi de la saison au cours de l'année. En effet, dans les centrales solaires opérationnelles, le suivi nord/sud reste toujours le type dominant.

4.5. MODE OPERATOIRE ET MESURES EXPERIMENTALES

4.5.1. Conditions environnementales

Conditions climatiques et géographiques de référence :

- Site : Odeillo dans les Pyrénées Orientales (42°29'40"N 2°1'50"W).
- Altitude 1600m.
- Atmosphère très propre.
- Terrain gelé entre novembre et mars.
- Fortes chutes de neiges et grêle.
- Vent maximum en rafales de 60 km/h.
- Températures basse de référence -20°C / 95% HR.
- Température haute de référence +35°C / 35% HR.
- Pression atmosphérique admissible 1080 à 750 hPa.

4.5.2. Capteurs

L'instrumentation mise en place permet le suivi des conditions météorologiques ainsi que l'évolution des températures, pressions et débits du fluide en différents points du prototype. A titre d'exemple, la Figure 4.16 illustre la répartition des capteurs de températures sur la tuyauterie de la microSol-R. Le traitement des données collectées se fait sous Matlab et Excel.

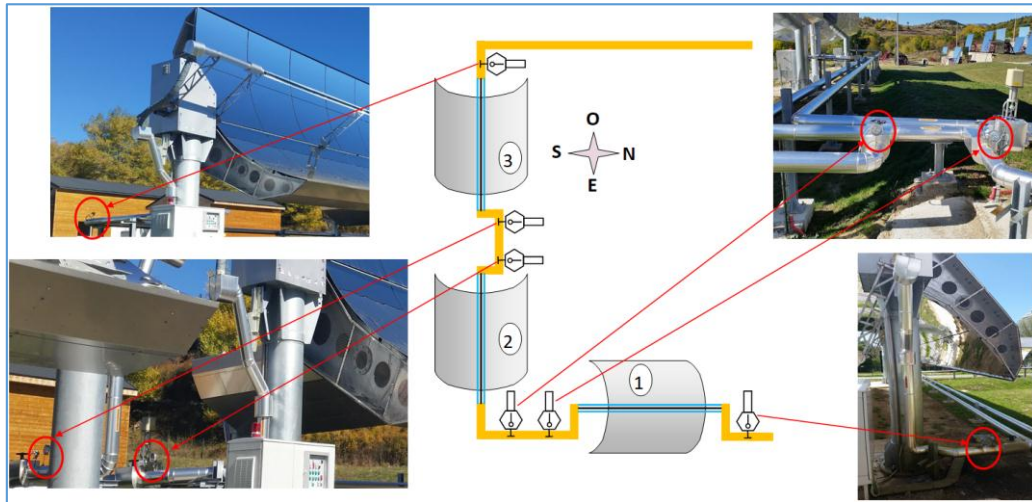


Figure 4.16. Illustration des capteurs de température sur la tuyauterie de la MicroSol-R.

4.5.3. Conditions météorologiques

Les conditions météorologiques relevées sur site sont affichés sur la Figure 4.17. Les principales grandeurs mesurées sont : le rayonnement solaire (direct, global et diffus), la direction et la vitesse du vent ainsi que la température ambiante, etc.

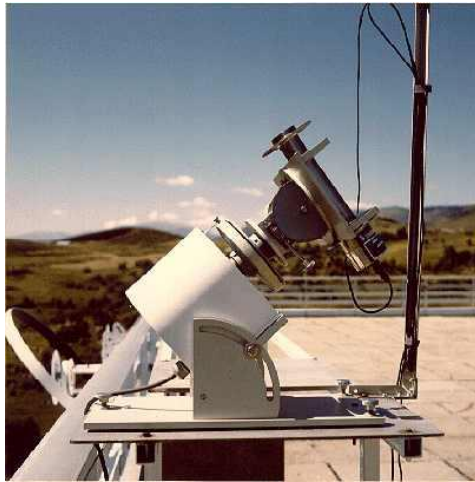


Figure 4.17. Tableau d'affichage des conditions météorologiques de la MicroSol-R.

Pour afficher les grandeurs cités dans la Figure 4.18, certains instruments de mesure sont utilisés tels que :

- Le pyrhéliomètre : instrument de mesure du rayonnement solaire directe (DNI). La Figure (4.18-a) montre le type d'instrument utilisé et son emplacement.
- La vitesse du vent est mesurée par un anémomètre à coupelles (Figure 4.18-b).
- Pour la direction du vent, un capteur à effet Hall est utilisé.
- Des capteurs de pression de type Optibar P1010-C sont répartis le long de la tuyauterie, notamment en amont et en aval de chaque constituant.
- La température extérieure (Figure 4.18-c) est mesurée par un capteur à résistance de platine (PT100). Egalement, des thermocouples ont été positionnés à l'entrée et à la sortie de chaque ligne d'absorbeur.

- Le pyranomètre : instrument qui mesure le rayonnement solaire global et diffus (Figure 4.18-b). Il est équipé d'un anneau métallique qui masque le soleil, supprimant la composante directe du rayonnement incident.



(a) Pyrhéliomètre



(b) Pyranomètre



(c) Capteur de température



(d) Anémomètre

Figure 4.18. Certains instruments de mesure utilisés au laboratoire PROMES.

Un récapitulatif des données fournies par les fabricants est présenté par le Tableau 4.3.

Tableau 4.3. Récapitulatif des différents capteurs utilisés dans les calculs.

Grandeur mesurée	Type/marque	Incertitude de l'instrument	Gamme de fonctionnement
Température	PT100, classe A	$\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ à $\pm 0.9 \text{ }^\circ\text{C}$	$-50 \text{ }^\circ\text{C}$ à $400 \text{ }^\circ\text{C}$
Débit	Coriolis flowmeter	0.1 %	0 à 40 l/mn
Rayonnement solaire direct (DNI)	CHP1 Pyrhéliomètre	$\pm 1 \text{ } \%$	0 to 4000 W/m ²
Rayonnement solaire Diffus et Global	CM6 Pyranomètre	$\pm 0.12 \text{ } \%$	--
Vitesse du vent	Anémomètre	--	--

4.5.4. Critiques sur les mesures

- L'anémomètre est placé sur un bâtiment relativement haut par rapport au niveau des concentrateurs solaires (Figure 4.18-d). Les valeurs de vitesse du vent mesurées seront par la suite relativement supérieures aux données proches du prototype.
- La mesure de l'ensoleillement (normal direct, diffus et global) n'est pas effectuée directement au niveau de la centrale, mais sur le toit du four solaire situé à quelques dizaines de mètres de cette dernière.
- Il est important de noter que la distance entre le point d'entrée du fluide caloporteur et le point de mesure est de 7,9 m, alors que la distance à la sortie de l'huile synthétique est de 5,7 m (Figs. 4.16 et 4.19). Pour ce faire, un code de calcul est adapté pour déterminer les pertes thermiques dans la tuyauterie, et ce, pour calculer la température réel du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie de chaque concentrateur solaire.



Figure 4.19. Emplacement du capteur de température par rapport de la sortie de fluide caloporteur.

- Les tubes flexibles ayant une longueur de 2,12 m, un diamètre interne de $4 \cdot 10^{-2}$ m et une isolation de $2 \cdot 10^{-2}$ m, qui permettent aux tuyaux de suivre les mouvements du collecteur. Les autres tubes possèdent un diamètre de $4 \cdot 10^{-2}$ m et sont isolés par $5 \cdot 10^{-2}$ m de laine de verre. Les pertes thermiques sont calculées selon le modèle présenté par la Figure 4.20.

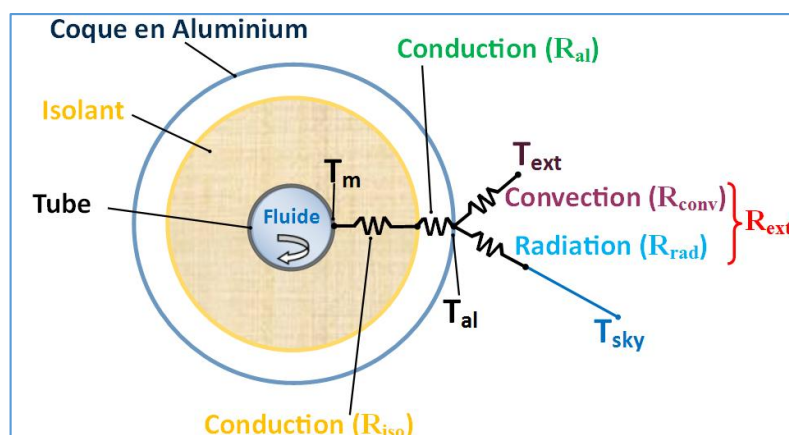


Figure 4.20. Schéma des pertes thermiques au niveau de la tuyauterie.

Les échanges thermiques entre le fluide et la paroi du tube étant très importants devant ceux par conduction, nous avons considéré la température de paroi du tube (T_m) égale à la température moyenne du fluide au sein de la conduite. La résistance thermique au sein de l'isolant (conduction) est exprimée par :

$$R_{is} = \frac{\ln\left(\frac{r_{is,o}}{r_{is,i}}\right)}{2\pi k_{is} L_{tuy}} \quad (4.1)$$

avec $r_{is,o}$ et $r_{is,i}$ sont les rayons extérieur et intérieur de l'isolant respectivement, k_{is} est la conductivité thermique de l'isolant et L_{tuy} c'est la longueur de tuyauterie.

La résistance thermique au sein de la coque en aluminium a été négligée (L'épaisseur de 1 mm conduit à $R_{al} = 0$). La résistance thermique vers l'extérieur est exprimée par la somme des résistances thermiques convectives et radiatives ($R_{ext} = R_{conv} + R_{rad}$) :

$$R_{ext} = \frac{1}{(h_{conv} + h_{rad}) 2\pi r_{is,o} L_{tuy}} \quad (4.2)$$

Les coefficients d'échanges convectifs (h_{conv}) et radiatifs (h_{rad}) s'obtiennent par :

$$h_{conv} = \frac{Nu \cdot 2r_{is,o}}{k_{air}} \quad (4.3)$$

$$h_{rad} = \sigma \varepsilon_{al} (T_{al}^2 + T_{sky}^2) (T_{al} + T_{sky}) \quad (4.4)$$

La résistance équivalente devient :

$$R_{eq} = R_{is} + R_{ext} \quad (4.5)$$

À l'aide de cette résistance, il est possible de calculer la puissance perdue vers l'extérieur :

$$q_{pertes} = \frac{T_m - T_{ext}}{R_{eq}} \quad (4.6)$$

4.6. METHODES DE DEPOUILLEMENT DES DONNEES

Deux types d'essais sont réalisés séparément : (i) des essais de jour avec ensoleillement ; (ii) des essais de nuit, autrement dit hors ensoleillement. Le but des essais en présence du soleil est d'évaluer le rendement thermique, la température de sortie et les pertes thermiques. Tandis que l'objectif des manip en absence du soleil est d'évaluer principalement les pertes thermiques.

4.6.1 Essais de jour (avec ensoleillement)

Des essais en régime permanent ont été menés avec un débit de $28 \text{ kg/h} \pm 10 \%$, la température extérieure étant comprise entre $20,8^\circ\text{C}$ et $29,7^\circ\text{C}$, l'irradiance (DNI) entre 724 et 925 W/m^2 et la pression entre 12,8 et 25 bars. Le débit du fluide étant faible au regard du volume dans les absorbeurs (18 litres) et de la masse des tubes (29 kg) provoquant une inertie importante. Le régime permanent a été relativement long à obtenir (environ une heure).

4.6.2 Essais de nuit (hors ensoleillement)

Les pertes thermiques au niveau de l'absorbeur peuvent aussi être évaluées durant la nuit (hors ensoleillement) en faisant circuler le fluide caloporteur à une température supérieure à celle de l'ambiance. L'intérêt de réaliser ces essais de nuit est de s'assurer que la composante radiative (directe ou diffuse) est bien nulle. Les essais ont été réalisés avec un débit peu élevé. Le nombre de Reynolds calculé indique que le régime d'écoulement est laminaire.

4.6.3 Comparatif

La valeur obtenue des pertes thermiques pour les essais de nuit est inférieure à celle des essais avec ensoleillement. Ce phénomène, bien connu, s'explique par deux raisons. La première est que la température de la paroi de l'absorbeur pendant la journée est plus élevée que celle du fluide car la chaleur vient de l'extérieur. La seconde raison est que la température de l'enveloppe en verre est plus élevée la journée car une partie du rayonnement solaire est absorbée par le verre.

4.7. CONCLUSION

Un nouvel équipement du laboratoire, la centrale solaire MicroSol-R (150 kWth), installée à Odeillo (France) et inaugurée en septembre 2016, a été utilisée afin de mener à bien cette étude. Ce travail de thèse inédit propose une analyse expérimentale et numérique des principaux composants de la centrale solaire interconnectés. L'ensemble des éléments permettant de mener à bien ces tâches ont été exposés dans ce chapitre.

Le prototype a pour objectif d'effectuer des essais dans des conditions similaires de celles d'une centrale solaire. Plusieurs mois (plus d'une année) ont été consacrés à la réalisation de divers types d'expérimentations.

Chapitre 5
Résultats et discussions

5.1. INTRODUCTION

Un modèle mathématique représente toujours un compromis entre précision et rapidité. Le choix se fait généralement en fonction de l'application. Dans le cas présent, différents types de modèles ont été développés. Les modélisations numériques reposent sur les expérimentations de la centrale MicroSol-R (Lab. PROMES en France). Ces dernières sont complétées par une compilation des données disponibles sur le prototype LS-2 testé au sein du laboratoire Sandia aux États-Unis.

L'objectif visé est double : comprendre davantage le comportement du système étudié (quantification de l'importance de chaque phénomène mis en jeu), puis pouvoir prédire et étendre l'étude à un autre système (s'adapter à diverses configurations). Pour ce faire, le présent chapitre s'organise en trois parties.

- La première partie a pour but d'illustrer la validation du modèle optique développé en 3D à l'aide de la méthode MCRT. Les résultats du modèle sont exposés et analysés.

- La deuxième partie est consacrée à l'application des modèles thermiques développés sur le capteur LS-2 testé au sein du laboratoire SNL. Les manip effectuées sur le collecteur dans multiples conditions sont abordées d'une façon détaillée. Les résultats du modèle 1D sont comparés avec ceux obtenus par d'autres chercheurs dans les mêmes conditions d'opération. De la même façon, les résultats du modèle 3D sont discutés.

- La dernière partie montre les résultats des expérimentations réalisés sur la MicroSol-R au sein du laboratoire PROMES. Le système de concentration thermique, le problème physique associé, ses hypothèses et sa formulation sont ainsi présentés. Ensuite, la méthode de résolution numérique et les résultats qui en découlent sont abordés. En fin, les modèles développés sont validés par les données expérimentales puis comparés entre eux, et ce, pour pouvoir identifier les avantages et les limites de chaque modèle.

5.2. ETUDE DE L'EFFET OPTIQUE EN 3D

La résolution du système est effectuée grâce à la méthode de MCRT, et le domaine est discrétisé en un certain nombre de divisions régulièrement espacés (selon la vision choisie). Les deux premières sections montrent les résultats de l'analyse de vérification de code, suivie d'une validation du code développé avec les résultats de Jeter. Le modèle développé permet d'effectuer des études paramétriques dans lesquelles l'influence de nombreux facteurs sur les performances du système est évaluée. Par la suite, les détails des résultats obtenus sont

réalisés dans la dernière section. Cette section est subdivisée à son tour en trois parties. Tout d'abord, l'effet des paramètres de conception PTC sur la performance optique du système est présenté. Puis, l'impact des principaux paramètres de PTC lors de l'étape d'installation sera mis en évidence. Enfin, l'effet des facteurs les plus importants durant les processus d'exploitation est étudié. Pour chaque examen, des explications physiques seront établies afin d'améliorer le rendement du système.

5.2.1. Vérification du code MCRT

Vu la nature statistique de la technique MCRT et les nombres aléatoires générés pour chaque calcul, la valeur prédite ne sera pas la même pour chaque lancer de rayons, et ce, même si les paramètres d'entrée sont identiques. Donc, il est important de déterminer le nombre de rayons requis pour réduire autant que possible l'erreur numérique et fournir une réponse utile.

Les caractéristiques du capteur cylindro-parabolique étudié sont données comme suit : un angle d'incidence $\theta_{inc} = 0^\circ$, une concentration géométrique $G_C = 20$, un angle d'ouverture $\theta_{rim} = 90^\circ$, la taille finie du soleil est de 7,5 mrad, des propriétés optiques (ρ , τ et α) égales à l'unité ont été utilisées. Il est important de noter que la solution analytique proposée par Jeter [10] reste attachée à l'utilisation de ces valeurs, autrement dit, au-delà de ces chiffres, son modèle n'est plus valable et la validation non plus.

Comme il a déjà été expliqué, la distribution des rayons solaires sur le tube absorbeur est exprimée à l'aide du paramètre adimensionnel LCR. La courbe obtenue traduit la concentration des rayons solaires en fonction de l'angle de circonférence de tube absorbeur ϕ_c . Nous choisissons dans un premier temps de lancer 1000 000 rayons. Nous répétons cette opération 10 fois. La Figure 5.1 illustre les résultats des simulations numériques obtenus, ainsi que la courbe analytique de Jeter [10]. Dans cette figure, nous précisons que :

- Le point bleu foncé représente la valeur moyenne de LCR pour 10 exécutions.
- La plage d'erreur résultante (valeur de LCR minimale et maximale des 10 répétitions), est indiquée par une ligne verticale délimitée.
- La courbe analytique de Jeter [10] est exprimée par la ligne discontinue en bleu.

Les résultats de la Figure 5.1 indiquent que le nombre de rayons lancés (1000 000) reste insuffisant pour avoir des résultats précis. Pour avoir une courbe LCR stable, les simulations réalisées nous ramène à constater que le nombre de rayons minimum à lancer est de 5×10^6 .

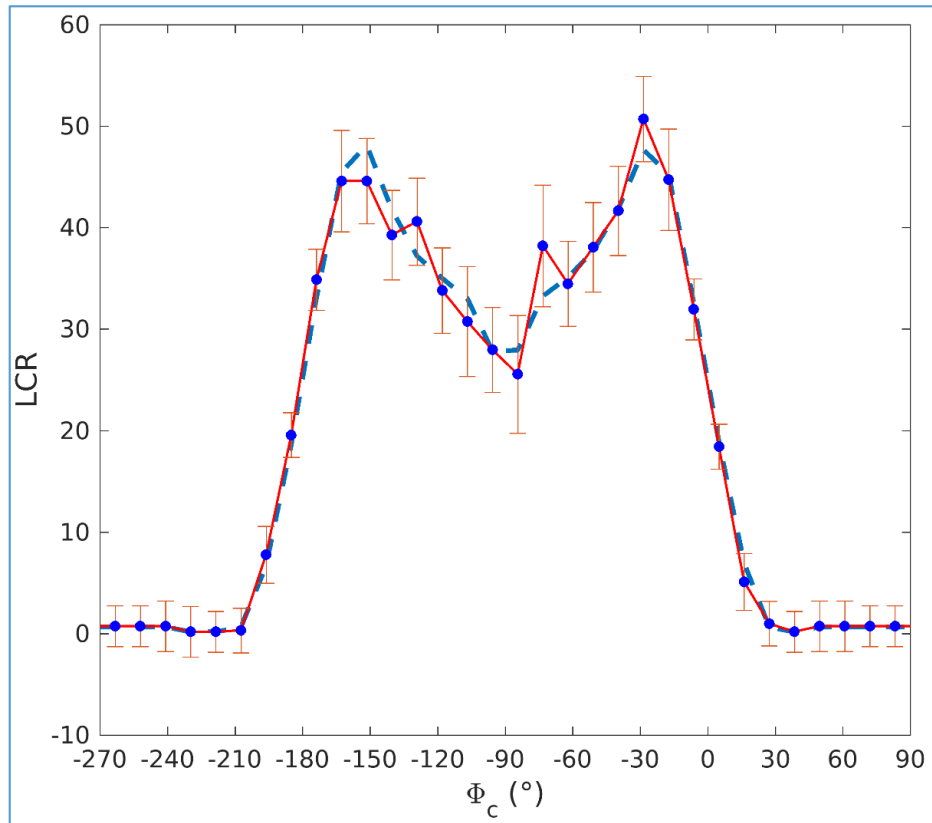


Figure 5.1. Plage d'erreur obtenue sur la courbe de distribution de flux solaire pour 10 simulations.

Dans le but de confirmer les résultats précédemment discutés concernant surtout le nombre minimum des rayons solaires à lancer, nous proposons de déterminer l'efficacité optique (η_o) du système. Rappelons que l'efficacité optique est définie comme étant le rapport entre l'énergie absorbée par le récepteur et l'énergie incidente sur le collecteur. Elle dépend des propriétés optiques des matériaux impliqués, de la géométrie du collecteur et des imperfections dues à la construction du collecteur.

Dans ce contexte, nous exécutons 10 fois le programme MCRT. Le but est de calculer l'écart type de l'efficacité optique afin d'étudier la convergence de la solution (Fig. 5.2). Remarquons que la solution ne converge que lentement. L'étude des fluctuations des valeurs du rendement obtenues présente un certain intérêt sur le plan statistique. La précision est principalement liée au nombre de rayons générés. A partir de 5 millions de rayons lancés, aucun pic n'est constaté, et la solution semble donc stable.

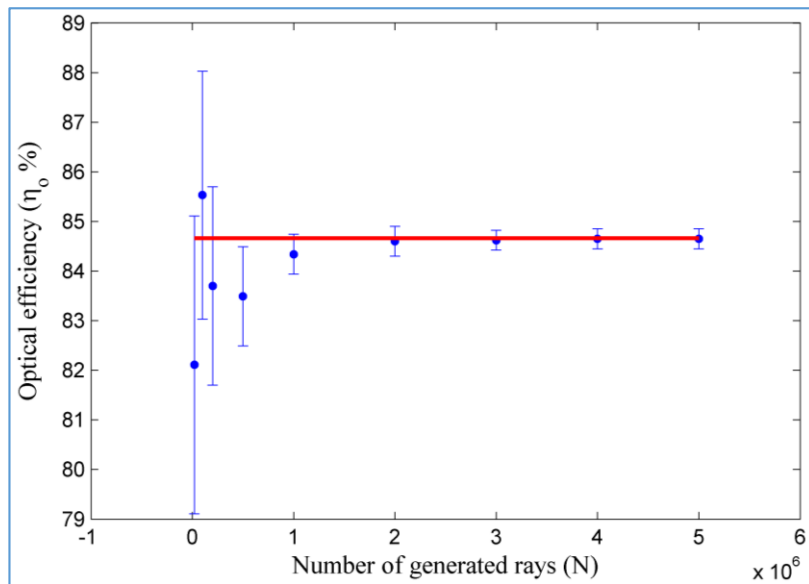


Figure 5.2. Convergence de l'efficacité optique en fonction du nombre de rayons solaires simulés.

5.2.2. Validation de modèle optique

Pour pouvoir valider le modèle développé, les mêmes paramètres géométriques et optiques (rapportés ci-dessus) sont utilisés.

La courbe de distribution des rayons solaires obtenue par le modèle numérique développé a été comparée avec la courbe analytique de Jeter [10] (Fig. 5.3). De bonnes concordances ont été notées entre les résultats obtenus par le présent modèle et ceux du modèle analytique. Ya Ling He et al. [62] ont proposé un modèle numérique basé sur la méthode MCRT, dont la courbe obtenue est montrée également à la figure 5.3. La courbe obtenue par le présent modèle reste meilleure et semble très proche à celle du modèle de Jeter [10], ce qui montre l'exactitude et la fiabilité du code développé.

Selon la courbe de distribution LCR montrée sur la Figure 5.3, on remarque que :

- 1/ La moitié supérieur de tube absorbeur (côté face au soleil) ne reçoit que l'irradiation solaire directe sans concentration, ce qui correspond à un angle compris entre -270° et -210° .
- 2/ La concentration des rayons solaire augmente rapidement entre -210° et -160° (côté face à la parabole). La valeur maximum de LCR est environ 48 pour un angle de -160° .
- 3/ Une décroissance aux rayons solaires concentrés entre -160° et -90° . Cela revient à l'effet d'ombre de tube absorbeur sur la parabole. Cet ombre empêche la réflexion des rayons solaire sur le récepteur.
- 4/ Vu la symétrie du système, la même distribution a été observée sur la seconde moitié du concentrateur.

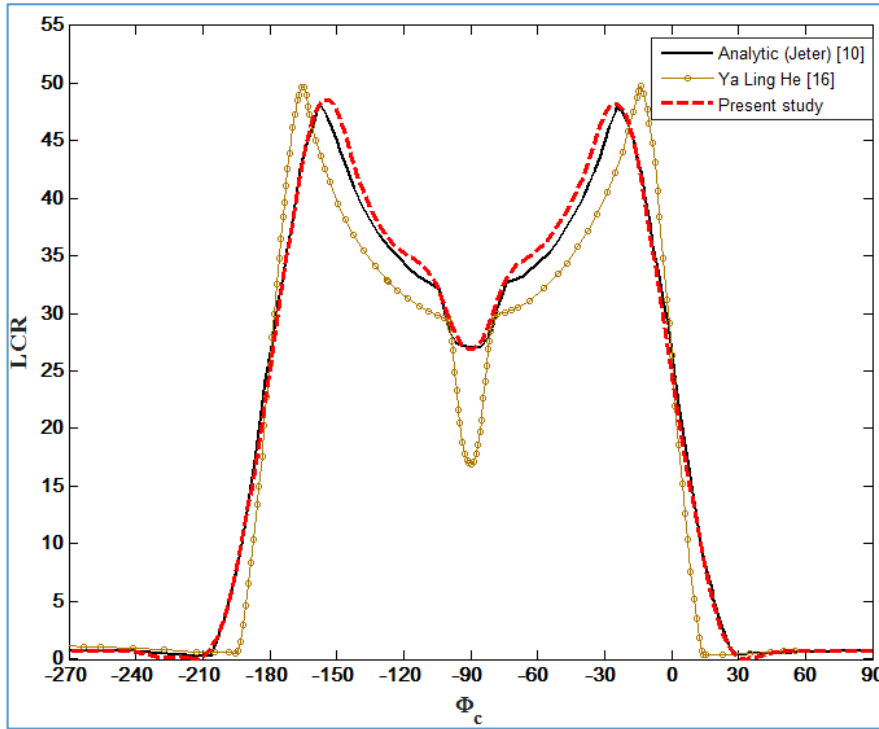


Figure 5.3. Courbe de distribution de flux thermique vs angle de circonférence.

Dans les centrales opérationnelles, l'angle d'incidence varie en fonction des heures de la journée. Pour ce faire, la Figure 5.4 montre la courbe de distribution des rayons solaires pour différents angles d'incidence. Les résultats numériques (code de MCRT) sont indiqués par des points (ou bien des symboles) alors que les lignes continues illustrent les résultats analytiques. Les résultats n'indiquent pas de différences significatives entre les deux modèles, ce qui montre une fois de plus la précision du modèle optique proposé.

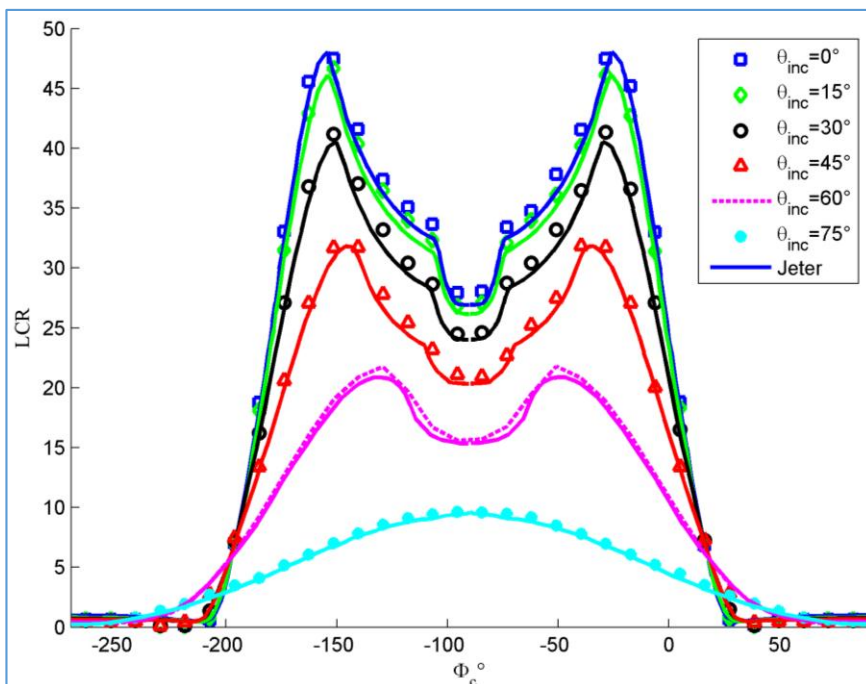


Figure 5.4. Courbe de distribution de flux thermique vs angle de circonférence pour différents angles d'incidence.

5.3. CAS DE LA CENTRALE SNL

Dans les laboratoires Sandia National Laboratory, S.N.L (États-Unis), Dudley et al. [42] ont réalisé une série de mesures expérimentales sur le collecteur de type LS-2, de même que celui installé à la centrale SEGS. Ces essais sont effectués avec et sans ensoleillement, et ce, pour un tube absorbeur sous vide avec deux types de revêtement (Cermet/Chrome noir). Ces manip ont été réalisées également pour un tube absorbeur avec un espace annulaire rempli d'air. Dudley et al. [42] ont aussi développé un modèle numérique 1D pour prédire les performances thermiques du concentrateur. Les résultats numériques obtenus sont comparés avec les résultats expérimentaux provenant du prototype testé (considération de différentes conditions d'opération). Ces travaux restent une référence dans la littérature, et sont considérés comme les premiers à avoir publié sur ce sujet. Pour ce faire, la validité du présent modèle développé a été testée avant d'appliquer ce dernier à la centrale MicroSol-R (ce qui constituera une validation supplémentaire mais permettra surtout de pallier les limitations expérimentales rencontrées avec le prototype LS-2).

Rappelons que les caractéristiques du prototype testé par Dudley et al. [42], ainsi que les propriétés thermiques du fluide caloporteur utilisé sont détaillés au Chapitre 3.

5.3.1. Résultats du modèle simplifié (1D)

5.3.1.1. Cas de l'espace annulaire sous vide

Les conditions d'opération et les résultats expérimentaux obtenus par Dudley et al. [42] sont présentés dans le Tableau 5.1. Dans le même tableau, les résultats numériques du présent modèle ainsi que ceux des auteurs Behar et al. [53] et Garcia et al. [51] sont également présentés.

Tableau 5.1. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL.

Conditions d'opération. On-sun (Espace annulaire sous vide)						T_{out} (°C)			
Cas	DNI (W/m ²)	Vitesse du vent (m/s)	Débit (l/mn)	T_{amb} (°C)	T_{inlet} (°C)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Behar et al. [53]	Garcia et al. [51]
1	933.7	2.6	47.7	21.2	102.2	124.0	124.24	121.7	124.45
2	968.2	3.7	47.8	22.4	151.0	173.3	173.74	171.2	173.94
3	982.3	2.5	49.1	24.3	197.5	219.5	220.0	217.57	219.17
4	909.5	3.3	54.7	26.2	250.7	269.4	269.54	267.49	268.89
5	937.9	1.0	55.5	28.8	297.8	316.9	317.12	315.16	316.65
6	880.6	2.9	55.6	27.5	299.0	317.2	317.05	315.13	316.61
7	903.2	4.2	56.3	31.1	355.9	374.0	374.29	372.43	374.3
8	920.9	2.6	56.8	29.5	379.5	398.0	398.38	396.72	398.33

Pour bien visualiser les écarts entre les différents modèles et ceux de l'expérimental, nous avons évalué les différents écarts absolus résultants. L'ensemble des résultats obtenus sont présentés dans la Figure 5.5. Comme il fallait s'y attendre, la température de sortie du fluide caloporteur reste proportionnelle à l'augmentation de la température d'entrée pour chaque essai (de 1 à 8). Les résultats du modèle proposé concordent sur toute la gamme de température testée, avec un écart moyen de 0.295 °C. Ce modèle semble donner une bonne précision, suivi par le modèle de Behar et al. [53] puis de celui de Garcia et al. [51]. Il semblerait donc que les corrélations du présent modèle sont assez proches des conditions expérimentales, et ce, par rapport à celles proposées par les travaux antérieurs.

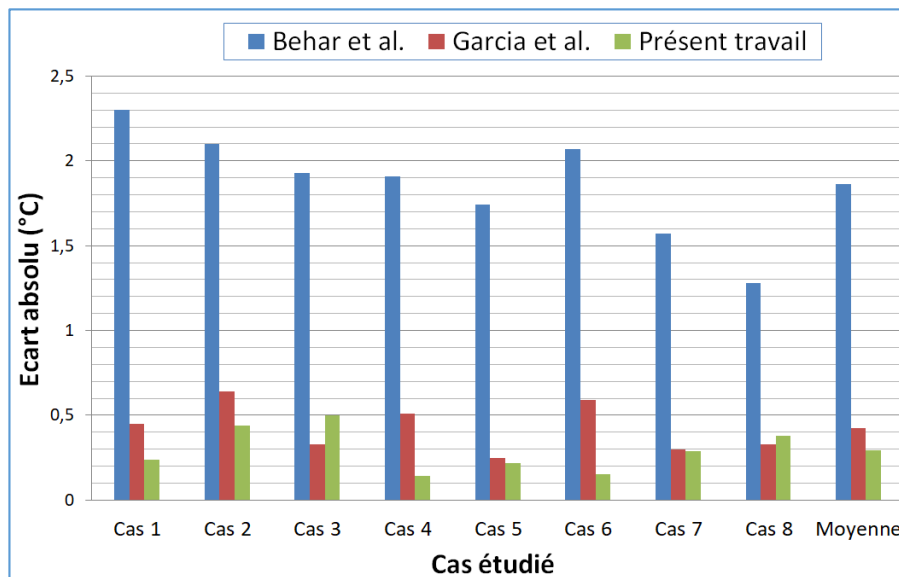


Figure 5.5. Ecart absolu de la température de sortie.

Pour étudier la variation du rendement thermique du concentrateur solaire dans les mêmes conditions d'opérations du Tableau 5.1, le Tableau 5.2 récapitule l'ensemble des rendements obtenus. Les écarts de ces derniers sont également présentés dans ce tableau.

Tableau 5.2. Les rendements thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL).

Cas	η (%)					Ecart absolu du rendement (%)				
	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Behar et al. [53]	Forristall [49]	Garcia et al. [51]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Behar et al. [53]	Forristall [49]	Garcia et al. [51]
1	72.51	72.43	71.68	72.5	70.69	1.95	0.08	0.83	0.01	1.82
2	70.90	71.82	71.22	72.1	70.13	1.92	0.92	0.32	1.2	0.77
3	70.17	71.04	70.58	71.6	69.32	1.81	0.87	0.41	1.43	0.85
4	70.25	69.83	69.15	70.4	68.26	1.9	0.42	1.1	0.15	1.99
5	67.98	68.18	67.87	69.1	67.40	1.86	0.2	0.11	1.12	0.58
6	68.92	68.06	67.24	68.7	67.08	2.06	0.86	1.68	0.22	1.84
7	63.82	65.14	64.10	66.1	65.19	2.36	1.32	0.28	2.28	1.37
8	62.34	63.78	62.72	64.8	63.84	2.41	1.44	0.38	2.46	1.5
Moy.	--	--	--	--	--	2.03	0.76	0.89	1.11	1.34

Sur la base des valeurs expérimentales obtenues lors des essais, Dudley et al. [42] ont proposé une équation équivalente pour d'écrire le rendement thermique en fonction de la différence de température entre la moyenne du fluide et la température ambiante (ΔT) comme suit :

$$\eta = 73,1 + 0,00120(\Delta T) - 0,0000850(\Delta T^2) \quad (5.1)$$

$$\text{Où : } \Delta T = \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right) - T_{air} \quad (5.2)$$

Les résultats expérimentaux du collecteur sont présentés dans la Figure 5.6. Les points représentent les valeurs expérimentales et la ligne continue montre la courbe de tendance.

D'après la Figure 5.6, on remarque que le rendement thermique du concentrateur solaire décroît progressivement avec l'augmentation de la différence de température ΔT . Cela revient à la grande différence entre la température du récepteur et la température ambiante, ce qui provoque des pertes de chaleur beaucoup plus importante à chaque fois. Généralement, les modèles numériques proposés concordent bien avec l'expérimentation du SNL. Comme on peut le constater, le présent modèle décrit bien les résultats expérimentaux.

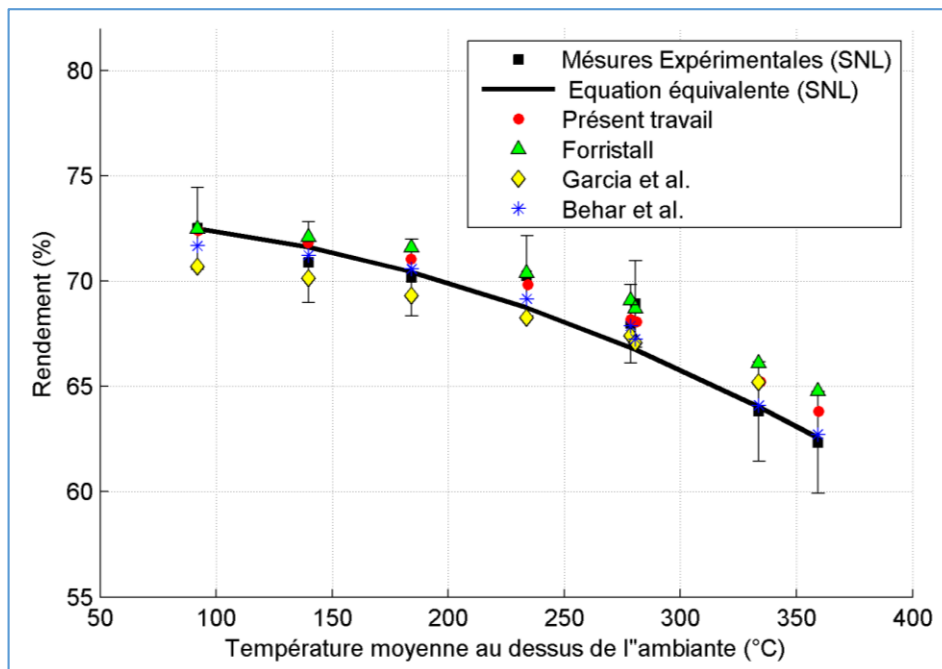


Figure 5.6. Variation du rendement thermique (On-Sun) pour un espace annulaire sous vide.

Pour mieux comparer les résultats des modèles proposés et ceux de l'expérimental, les écarts de tous les rendements obtenus sont présentés dans la Figure 5.7. D'une façon générale, le présent modèle semble donner une précision acceptable avec une moyenne de 0,76%, suivi par le modèle de Behar et al. avec une valeur de 0,89%. Le modèle de Forristall montre une précision moins bonne (1,11%), alors que le modèle de Garcia et al. s'est classé dernier avec une moyenne de 1,34%. Les différences proviennent bien évidemment des équations

gouvernant les transferts thermiques utilisées dans chaque modèle, principalement dans le calcul de la convection et/ou le rayonnement vers le milieu extérieur.

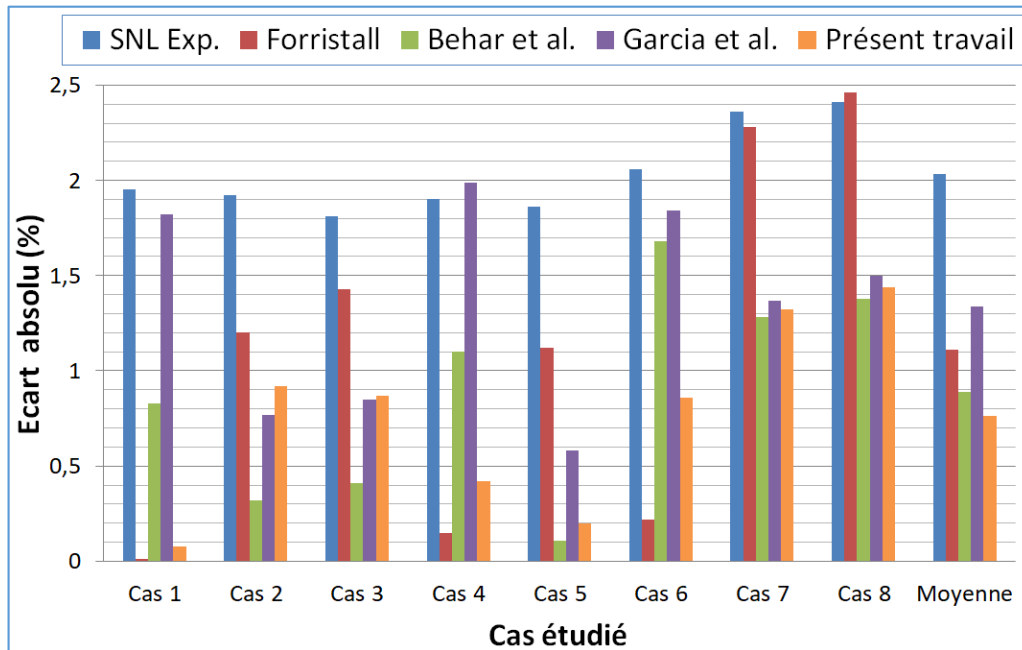


Figure 5.7. Ecart absolu du rendement thermique.

Il est important de noter que la présence du soleil ne permet pas de quantifier facilement les pertes thermiques dans un concentrateur cylindro-parabolique, car une légère variation de DNI ou bien même de débit massique peut mener à de grosses différences sur les valeurs des pertes obtenues. Le calcul de ces derniers en absence du soleil est donc le meilleur indicateur. C’est la raison dans laquelle où la majorité des chercheurs proposent d’estimer les pertes thermiques en absence du soleil. Toutefois, pour pouvoir comparer ces pertes de chaleur en présence et en absence du soleil, nous proposons de les étudier dans les mêmes conditions d’opérations du Tableau 5.1. Toutes les valeurs obtenues sont rassemblées au Tableau 5.3.

Tableau 5.3. Les pertes thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL).

Cas	Pertes thermiques (W/m ²)			Ecart absolu des pertes thermiques (W/m ²)		
	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Forristall [49]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Forristall [49]
1	5.12	11.57	5.61	11.25	6.45	0.49
2	14.37	18.12	9.38	11.2	3.75	4.99
3	24.42	26.4	15.18	10.7	1.98	9.24
4	40.62	36.5	24.51	11.2	4.12	16.11
5	58.75	53.6	37.86	11.2	5.15	20.89
6	59.12	52.76	38.38	11.2	6.36	20.74
7	84.81	81.15	63.35	14.1	3.66	21.46
8	97.25	96.02	76.71	14.9	1.23	20.54
Moyenne	--	--	--	11.96	4.1	14.3

Comme il a été expliqué, Dudley et al. [42] ont proposé une équation équivalente pour d'écrire la variation des pertes thermiques en fonction de la différence de température (ΔT) comme suit :

$$q = -0,01124(\Delta T) + 0,000799(\Delta T^2) \quad (5.3)$$

$$\text{Rappelons que } \Delta T = \left(\frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right) - T_{air} \quad (5.4)$$

Les résultats expérimentaux du collecteur sont présentés dans la Figure 5.8. Les points représentent les valeurs expérimentales et la ligne continue montre la courbe de tendance obtenue. Les résultats présentés dans la Figure 5.8 montrent clairement une augmentation des pertes thermiques avec la croissance de la différence de température ΔT . À titre d'exemple, pour un ΔT de 90 °C, les pertes calculées par le présent modèle ont été environ de 11,57 W/m², alors qu'elles sont de 96 W/m² pour une différence de température de 360 °C. Ceci explique aussi clairement la diminution du rendement dans les cas précédemment cités. On remarque aussi que les résultats expérimentaux et numériques présentent des tendances similaires dont la prédiction par le présent modèle est la plus proche des valeurs expérimentales.

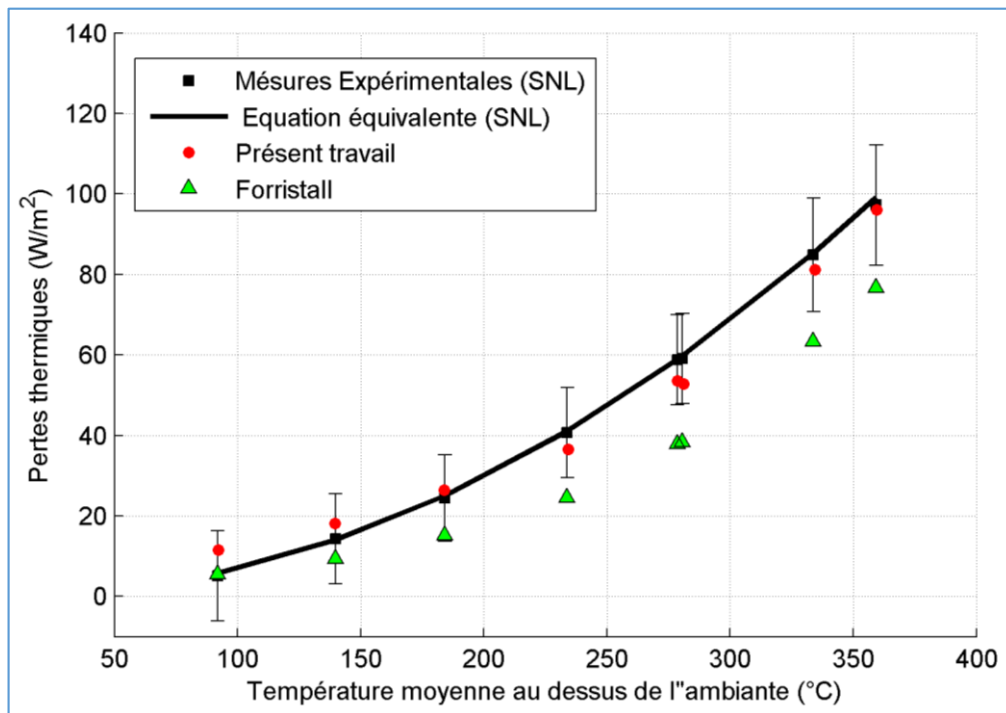


Figure 5.8. Variation des pertes thermiques (On-Sun) pour un espace annulaire sous vide.

Les écarts des pertes thermiques sont présentés dans la Figure 5.9. Le modèle de Forristall montre une précision moins importante par rapport au présent modèle qui concorde mieux avec l'expérimental.

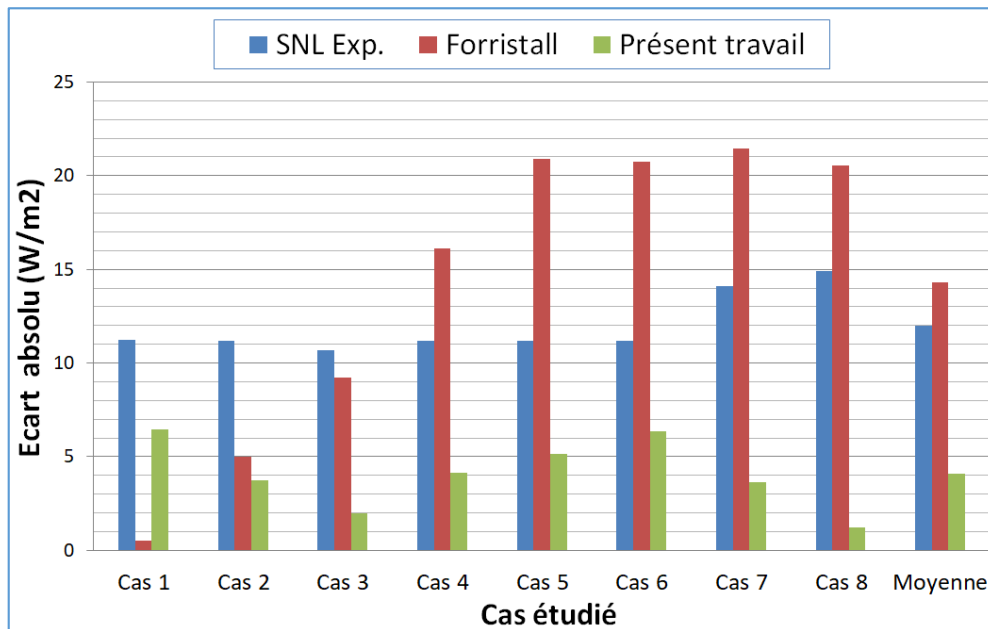


Figure 5.9. Ecart absolu des pertes thermiques pour un espace annulaire sous vide en présence du soleil.

Dans le but de calculer les pertes thermiques en absence du soleil, le Tableau 5.4 regroupe les données pour les sept expérimentations réalisées, telles que la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit volumique, la température ambiante et la vitesse du vent. A noter que généralement les températures de sortie du fluide caloporteur ne sont pas fournies par les chercheurs vu la sensibilité de la différence entre l'entrée et la sortie.

Tableau 5.4. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL en absence du soleil.

Conditions d'opération. Off-sun (Espace annulaire sous vide)					T_{out} (°C)			Ecart absolu (°C)	
Cas	Vitesse du vent (m/s)	Débit (l/mn)	T_{amb} (°C)	T_{inlet} (°C)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Behar et al. [53]	Présent travail	Behar et al. [53]
1	3.2	27.4	26.3	99.55	99.54	99.45	99.32	0.09	0.22
2	2.9	27.4	25.4	100.02	99.97	99.98	99.84	0.01	0.13
3	1.1	53.6	19.9	153.4	153.3	153.33	153.2	0.03	0.1
4	0.1	54.7	22.5	199.4	199	199.14	199.08	0.14	0.08
5	1.5	55.6	24.2	253.8	253.1	253.28	253.19	0.18	0.09
6	2	56	26.7	299	297.9	298.15	298.04	0.25	0.14
7	0.6	56.8	27.6	348.3	346.6	346.91	346.89	0.31	0.29
Moy.	--	--	--	--	--	--	--	0.14	0.15

Les pertes thermiques avec leurs écarts sont rassemblées dans le Tableau 5.5. Le présent modèle semble donc prédire avec une précision acceptable les pertes thermiques, avec toutefois une différence plus marquée pour les hautes températures. La différence générale entre prédiction et réalité est peut être due à l'estimation de la différence de température, car une légère variation de la température de sortie prédite peut mener à une forte différence des

pertes thermiques. Pour mieux interpréter ces chiffres, la Figure 5.10 montre les résultats obtenus sous forme d'un graphe.

L'équation équivalente proposée par Dudley et al. [42] pour d'écrire la variation des pertes thermiques en absence du soleil est donnée par :

$$q = -0,0508(\Delta T) + 0,000695(\Delta T^2) \tag{5.5}$$

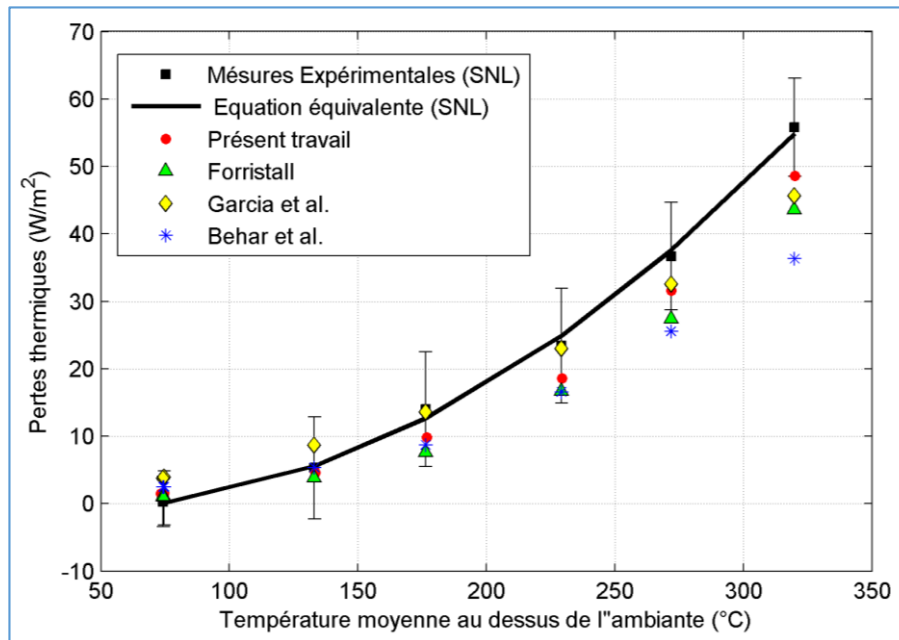


Figure 5.10. Variation des pertes thermiques (Off-Sun) pour un espace annulaire sous vide.

Les chiffres du Tableau 5.5 indiquent que le présent modèle et celui de Garcia et al. sont les mieux précis avec des écarts moyens des pertes thermiques de 3,42 W/m² et 3,58 W/m², respectivement. Les modèles de Forristall et Behar et al. sont les moins précis avec un écart moyen de 5,27 W/m² et 6,67 W/m², respectivement. Pour faciliter la lecture de ces chiffres, la Figure 5.11 illustre une comparaison plus claire entre les modèles proposés.

Tableau 5.5. Les pertes thermiques et leurs écarts obtenus en absence du soleil (SNL).

Cas	Pertes thermiques (W/m ²)					Ecart absolu des pertes thermiques (W/m ²)				
	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Behar et al. [53]	Forristall [49]	Garcia et al. [51]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Behar et al. [53]	Forristall [49]	Garcia et al. [51]
1	0.3	1.53	2.47	1.09	3.81	3.7	1.23	2.17	0.79	3.51
2	0.85	1.57	2.49	1.02	3.91	4	0.72	1.64	0.17	3.06
3	5.3	4.6	5.35	3.83	8.68	7.6	0.7	0.05	1.47	3.38
4	14.04	9.84	8.69	7.65	13.57	8.5	4.2	5.35	6.39	0.47
5	23.4	18.6	16.58	16.74	23.04	8.5	4.8	6.82	6.66	0.36
6	36.7	31.6	25.53	27.45	32.6	8	5.1	11.17	9.25	4.1
7	55.8	48.6	36.32	43.63	45.65	7.3	7.2	19.48	12.17	10.15
Moy.	--	--	--	--	--	6.80	3.42	6.67	5.27	3.58

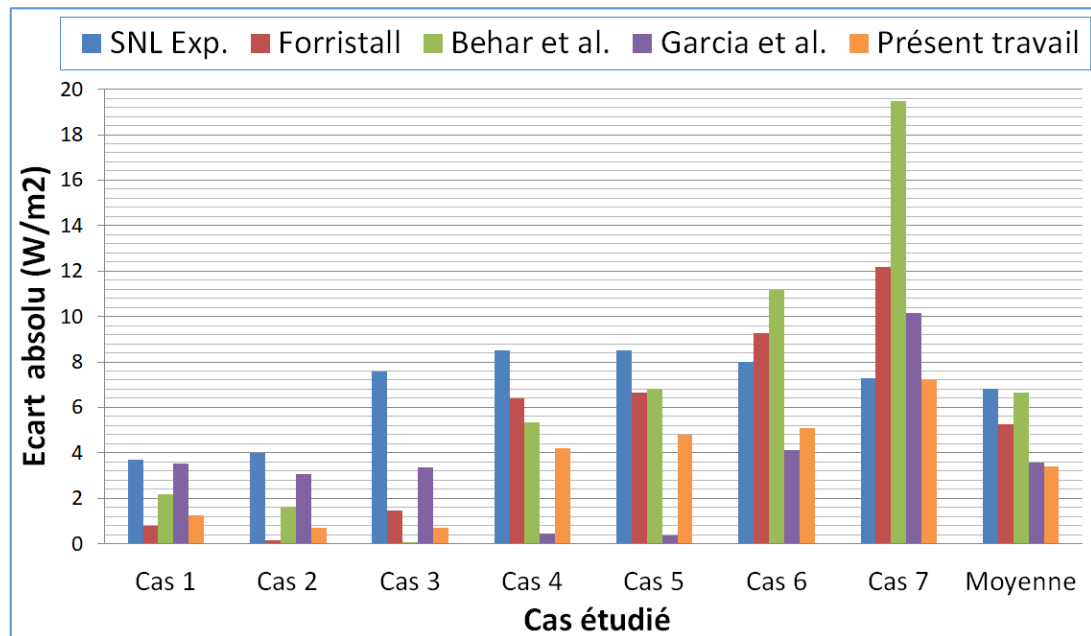


Figure 5.11. Ecart absolu des pertes thermiques (tube sous vide en absence du soleil).

5.3.1.2. Cas de l'espace annulaire rempli d'air

Nous proposons d'étudier un concentrateur cylindro-parabolique avec un espace annulaire rempli d'air (il s'agit de l'espace entre le tube absorbeur et la couverture en verre). Dudley et al. [42] ont réalisé une série des tests sur ce type de système au sein du laboratoire SNL. Le Tableau 5.6 regroupe les conditions d'opération des expérimentations, telles que le DNI, la vitesse du vent, le débit volumique, la température ambiante et la température d'entrée/sortie du fluide caloporteur.

Tableau 5.6. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (Espace annulaire rempli d'air).

Conditions d'opération. On-sun (Espace annulaire rempli d'air)						T_{out} (°C)			Ecart absolu (°C)	
Cas	DNI (W/m ²)	Vitesse du vent (m/s)	Débit (l/mn)	T_{amb} (°C)	T_{inlet} (°C)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Garcia et al. [51]	Présent travail	Garcia et al. [51]
1	813.1	3.6	50.3	25.8	101.2	119.0	118.43	117.93	0.57	1.07
2	858.4	3.1	52.9	27.6	154.3	171.7	171.35	170.94	0.35	0.76
3	878.7	3.1	54.6	28.6	202.4	219.4	219.13	218.71	0.27	0.69
4	896.4	0.9	55.2	30.0	250.7	267.8	267.65	267.27	0.15	0.53
5	906.7	0.0	55.4	31.7	299.5	316.5	317.0	316.44	0.5	0.06
6	874.1	4.0	56.2	28.7	344.9	361.1	360.42	360.72	0.68	0.38
7	898.6	2.8	56.2	29.7	376.6	393.1	392.62	393.07	0.48	0.03
Moy.	--	--	--	--	--	--	--	--	0.43	0.5

Les valeurs de la température de sortie obtenues sont très proches, avec une différence maximale de 1,07 °C sur une gamme de 400°C. Il n'est donc pas très aisé de représenter tous les résultats sur le même graphique. Le rendement global est donc le meilleur critère, car il

varie peu entre tous les tests, et permet de quantifier facilement les différences entre les prédictions et les résultats expérimentaux. Le Tableau 5.7 illustre l'ensemble des rendements thermiques obtenus, alors que la Figure 5.12 montre le graphique correspondant.

Tableau 5.7. Les rendements thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL/espace annulaire rempli d'air).

Cas	η (%) (Espace annulaire rempli d'air)				Ecart absolu du rendement (%)			
	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Forristall [49]	Garcia et al. [51]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Forristall [49]	Garcia et al. [51]
1	71.56	69.64	70.26	67.25	2.21	1.92	1.3	4.31
2	69.20	67.35	69.38	66.21	2.1	1.85	0.18	2.99
3	67.10	65.74	67.78	64.60	1.88	1.36	0.68	2.5
4	65.50	64.40	66.66	63.65	1.8	1.1	1.16	1.85
5	62.58	61.87	64.98	62.39	1.79	0.71	2.4	0.19
6	59.60	57.43	60.67	58.56	2.27	2.17	1.07	1.04
7	56.54	55.64	58.52	56.83	1.93	0.9	1.98	0.29
Moy.	--	--	--	--	1.99	1.43	1.25	1.88

A partir des valeurs expérimentales obtenues lors des essais, Dudley et al. [42] ont proposé une équation équivalente (Figure 5.12) pour d'écrire le rendement thermique en fonction de la différence de température (ΔT) comme suit :

$$\eta = 73,3 - 0,01604(\Delta T) - 0,0000810(\Delta T^2) \quad (5.6)$$

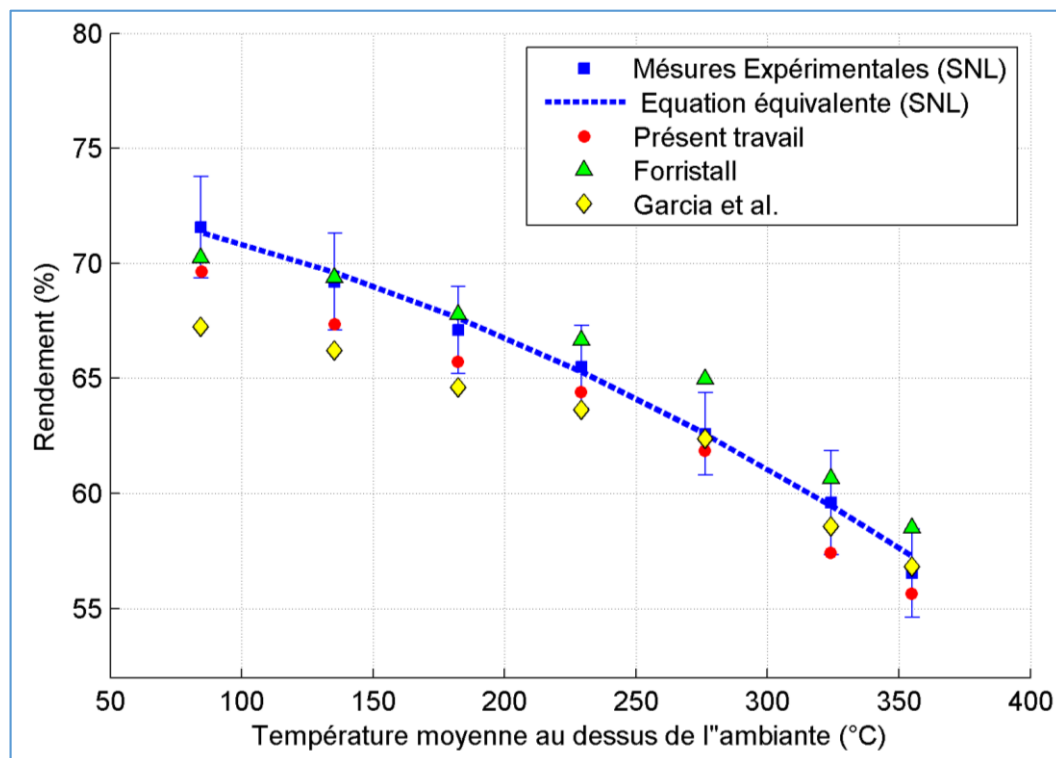


Figure 5.12. Variation du rendement thermique (On-Sun) pour un espace annulaire rempli d'air.

D'après la Figure 5.12, on remarque que le rendement du système est maximal au début où la différence de température ΔT est faible. Puis, le rendement décroît d'une façon remarquable avec l'augmentation de la différence de température du fluide caloporteur. Les valeurs du présent modèle restent dans la plage d'erreur expérimentale, avec des fois un déphasage semblable important (un maximum de 2,17%). L'accord entre les résultats est généralement acceptable, portant des déviations significatives pour le modèle de Garcia et al. surtout à basse température.

Pour pouvoir analyser l'écart absolu du rendement thermique, la Figure 5.13 montre une comparaison de trois modèles numériques. D'après la figure, on remarque que le modèle de Forristall (1,25%) est en premier position, suivi par le présent modèle (1,43%) et en fin de celui de Garcia et al. (1,88%). Il est important de noter que le modèle de Forristall utilise la température de sortie des expérimentations comme une rentrée dans son code numérique. Cette hypothèse montre la faiblesse du modèle, même si la précision dans le calcul du rendement est meilleure.

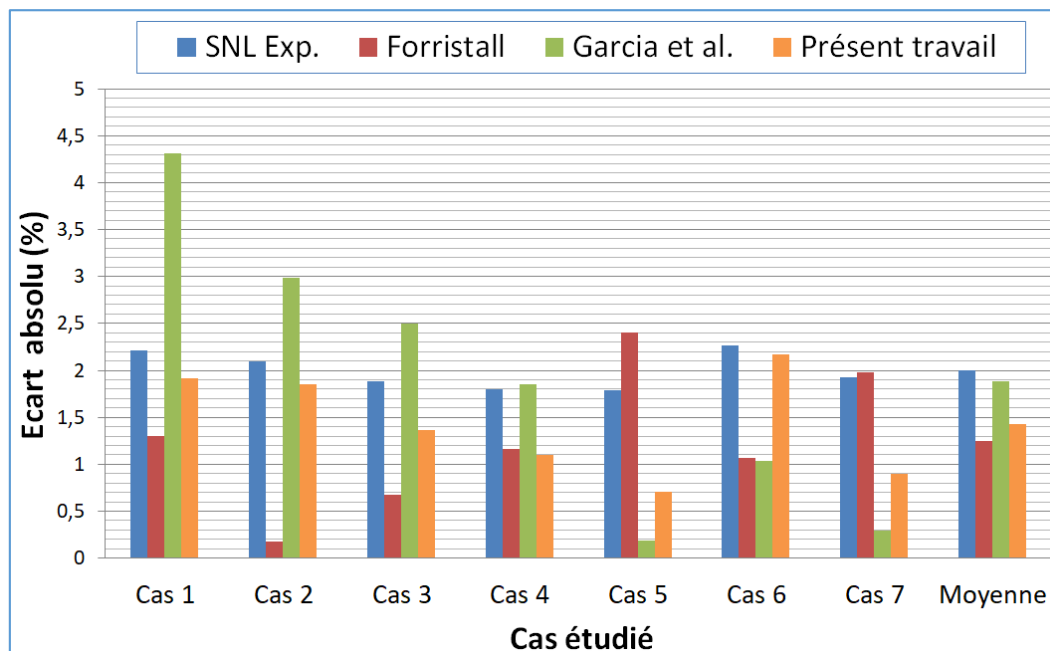


Figure 5.13. Ecart absolu du rendement thermique (tube rempli d'air en présence du soleil).

Comme précédemment discuté, le calcul des pertes thermiques en présence du soleil ne conduit pas généralement à une analyse approfondie des données. Néanmoins, pour pouvoir comparer ces pertes de chaleur avec celles obtenues en absence du soleil, nous proposons d'étudier les variations dans les mêmes conditions d'opérations du Tableau 5.6. Toutes les valeurs obtenues sont rassemblés dans le Tableau 5.8. La Figure 5.14 illustre les pertes thermiques obtenues sous forme d'un graphique.

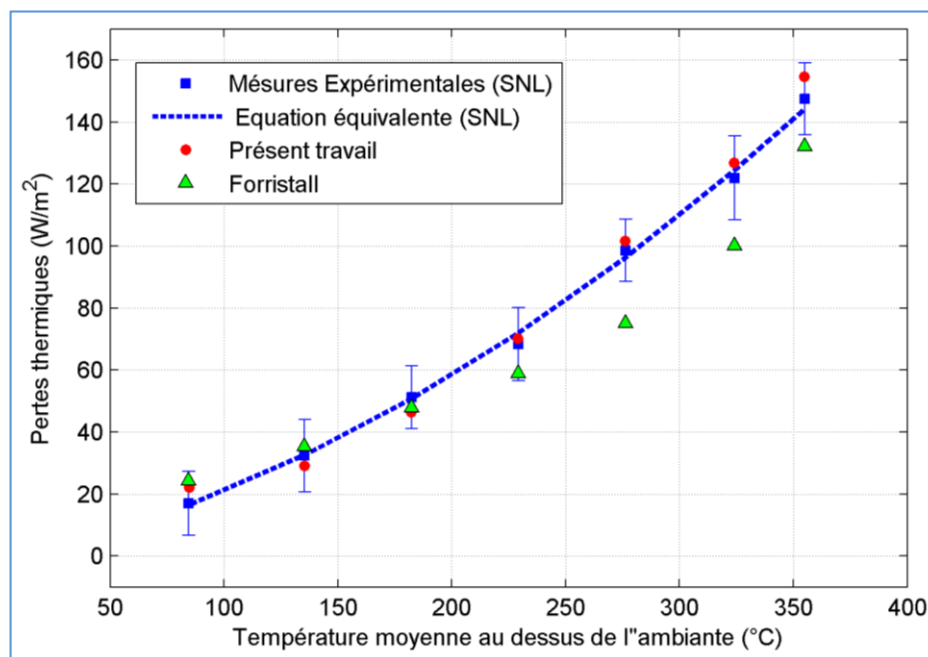
Tableau 5.8. Les pertes thermiques et leurs écarts obtenus en présence du soleil (SNL).

Cas	Pertes thermiques (W/m ²) Espace annulaire rempli d'air			Ecart absolu des pertes thermiques (W/m ²)		
	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Forristall [49]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Forristall [49]
1	16.91	22.2	24.4	10.3	5.29	7.49
2	32.35	29.2	35.3	11.7	3.15	2.95
3	51.2	46.4	47.8	10.1	4.8	3.4
4	68.38	70.16	58.97	11.8	1.78	9.41
5	98.55	101.6	75.2	10	3.05	23.35
6	121.9	126.8	100.2	13.5	4.9	21.7
7	147.5	154.76	132.1	11.6	7.26	7.26
Moyenne	--	--	--	11.28	4.31	10.79

Comme il a été expliqué, Dudley et al. [42] ont proposé une équation équivalente pour d'écrire la variation des pertes thermiques en fonction de ΔT , comme suit :

$$q = -2.1 + 0.16(\Delta T) + 0,00071(\Delta T^2) \quad (5.7)$$

Les résultats présentés dans la Figure 5.14 montrent clairement une augmentation des pertes thermiques avec la croissance de la différence de température ΔT . À titre d'exemple, pour un ΔT de 80 °C, les pertes calculées par le présent modèle ont été environ de 16,91 W/m², alors qu'elles sont de 147,5 W/m² pour une différence de température de 360 °C. Les pertes thermiques sont donc très importantes et mènent à une diminution de l'efficacité thermique du système (explique une fois de plus la Figure 5.12).

**Figure 5.14.** Variation des pertes thermiques (On-Sun) pour un espace annulaire rempli d'air.

D'après la Figure 5.14, on constate finalement que les résultats expérimentaux et numériques présentent des tendances similaires malgré les différences perceptibles, surtout avec le modèle de Forristall à haute température.

Les écarts absolus des pertes thermiques sont présentés dans la Figure 5.15. Le modèle de Forristall montre une précision moins importante par rapport au présent modèle qui concorde mieux avec l'expérimental.

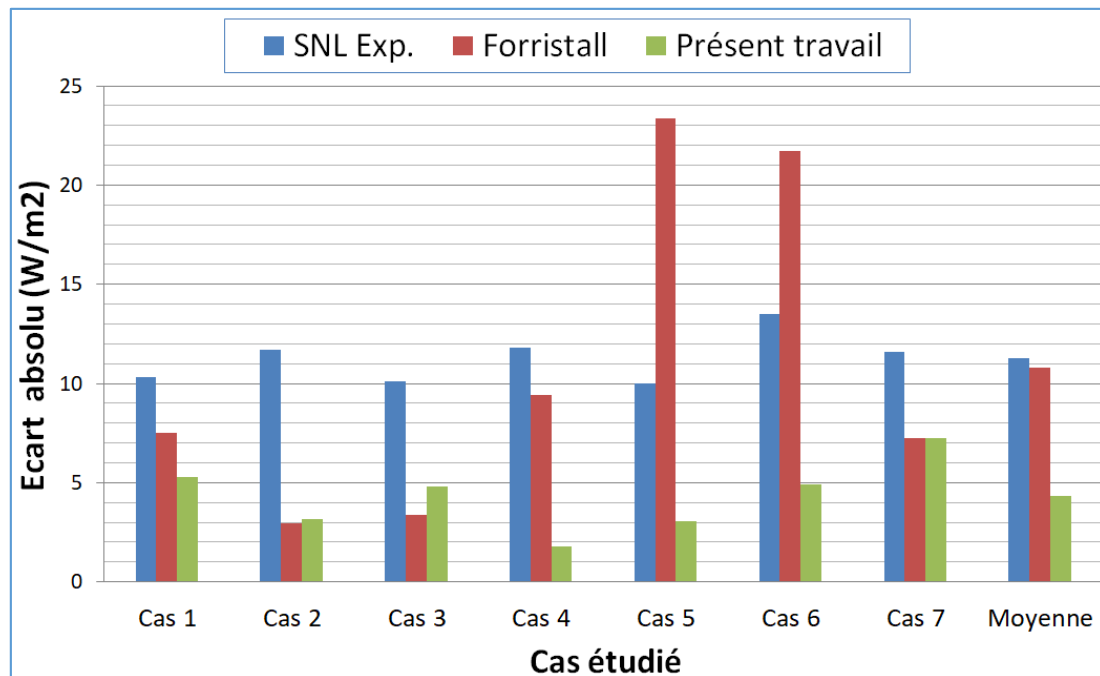


Figure 5.15. Ecart absolu des pertes thermiques (tube rempli d'air en présence du soleil).

Comme nous l'avons vu pour le cas d'un espace annulaire sous vide, l'estimation des pertes thermiques en absence du soleil permet d'éliminer le DNI des calculs, ce qui conduit à une analyse plus importante. Pour ce faire, le Tableau 5.9 illustre l'ensemble des conditions d'opération en absence du soleil. A noter que généralement les températures de sortie du fluide caloporteur ne sont pas analysées ni fournies par les chercheurs vu la sensibilité de la différence entre l'entrée et la sortie.

L'évolution des pertes thermiques en absence du soleil peut s'exprimer à partir de la corrélation donnée par Dudley et al. [42] dont la courbe est représentée sur la Figure 5.16, comme suit :

$$q = 8.1 + 0,0093(\Delta T) + 0,00087(\Delta T^2) \quad (5.8)$$

Tableau 5.9. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL.

Conditions d'opération. Off-sun (Espace annulaire rempli d'air)					T_{out} (°C)		Ecart absolu de T_{out} (°C)
Cas	Vitesse du vent (m/s)	Débit (l/mn)	T_{amb} (°C)	T_{inlet} (°C)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail	Présent travail
1	5.2	51.4	19.6	98.7	98.2	98.13	0.07
2	4.5	53.8	22.1	148.5	147.8	147.69	0.11
3	0.8	54.6	23.6	202.0	200.9	200.83	0.07
4	0.6	55.4	24.7	252.5	250.9	250.86	0.04
5	1.5	56.5	23.2	300.3	297.9	297.91	0.01
6	1.1	56.7	26.3	344.8	341.8	341.7	0.1
Moy.	--	--	--	--	--	--	0.06

La Figure 5.16 montre la variation des pertes thermiques en fonction de la différence de température du fluide caloporteur. L'accord entre les résultats obtenus est acceptable et les tendances des modèles sont similaires avec un moyen déphasage à haute température (Forristall et Garcia et al.). Les différences (entre prédiction et réalité) dues à l'estimation de la différence de température, car une légère variation de la température de sortie prédite peut mener à une forte différence des pertes thermiques.

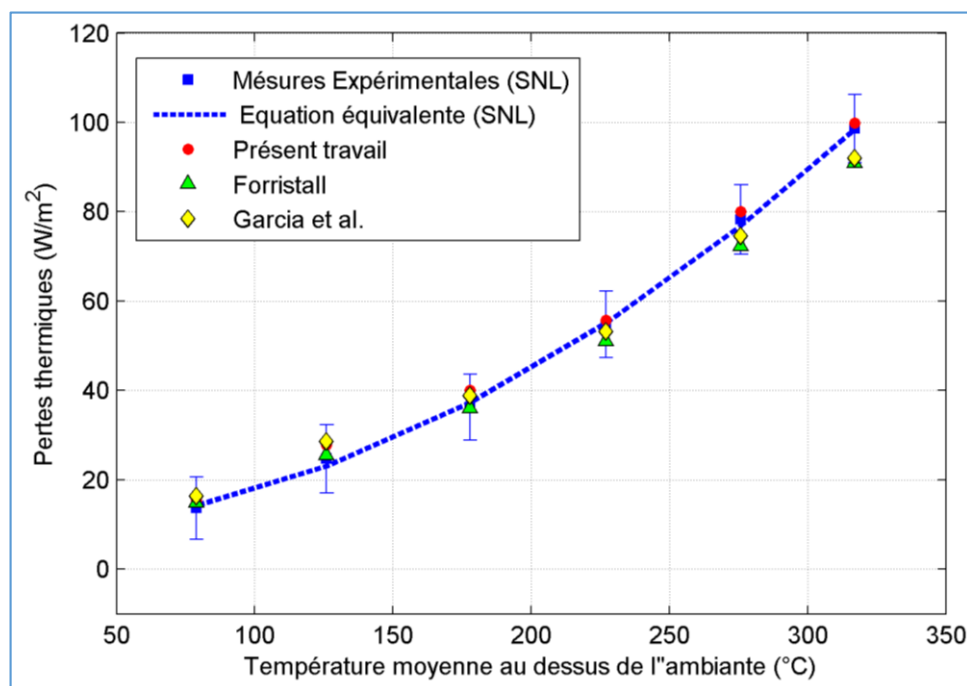


Figure 5.16. Variation des pertes thermiques (Off-Sun) pour un espace annulaire rempli d'air.

Les chiffres obtenus indiquent que le présent modèle est le plus précis avec une moyenne de $2,05 \text{ W/m}^2$. Les modèles de Forristall et Garcia et al. sont les moins précis avec un écart moyen de $3,25 \text{ W/m}^2$ et $3,49 \text{ W/m}^2$, respectivement. Pour faciliter la lecture de ces chiffres, la Figure 5.17 illustre une comparaison plus claire entre les résultats obtenus.

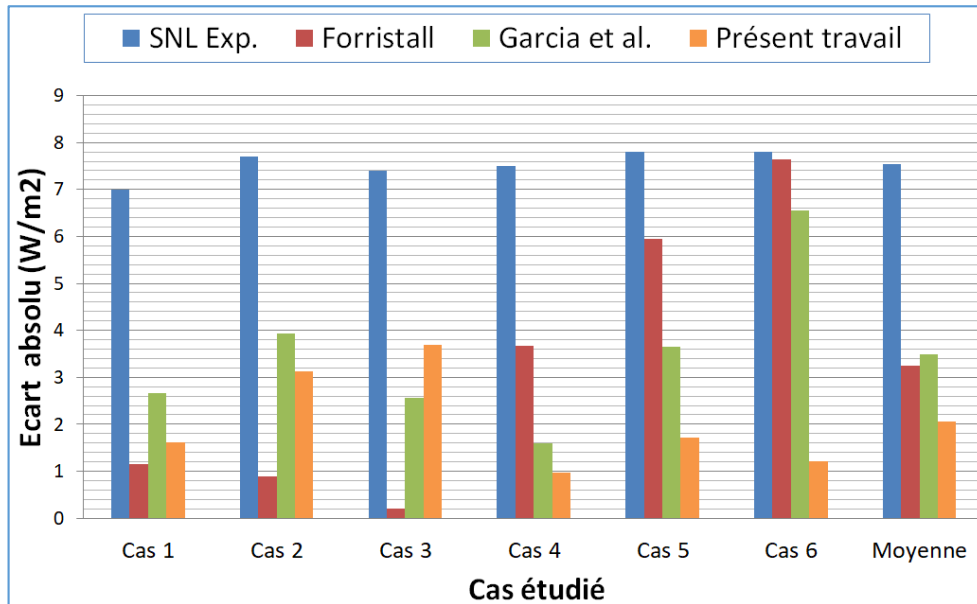


Figure 5.17. Ecart absolu des pertes thermiques (tube rempli d'air en absence du soleil).

5.3.1.3. Comparaison des résultats entre un espace annulaire sous vide et celui rempli d'air

Cette section a pour but de résumer et rassembler les données précédemment discutées, afin de comparer les résultats d'un tube absorbeur sous vide avec celui rempli d'air. Les résultats présentés dans la Figure 5.18 montrent que l'augmentation de ΔT cause une diminution importante du rendement du système. Cette diminution semble beaucoup plus claire pour le cas d'un espace annulaire rempli d'air. Ce dernier provoque une augmentation importante des pertes thermiques.

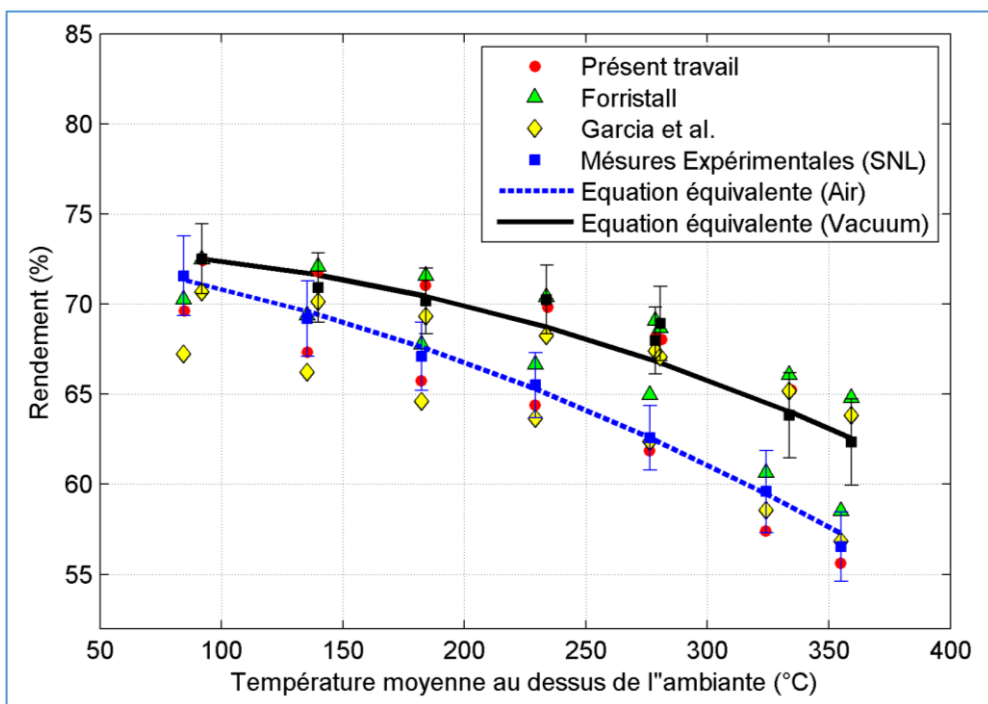


Figure 5.18. Variation du rendement thermique (On-Sun) pour deux types d'espace annulaire (sous vide et rempli d'air).

La Figure 5.19 compare la variation des pertes thermiques pour le cas d'un espace annulaire sous vide et celui rempli d'air, et ce, en présence du soleil. Comme attendu, l'espace annulaire sous vide pourrait réduire davantage les pertes thermiques en éliminant l'échange convectif.

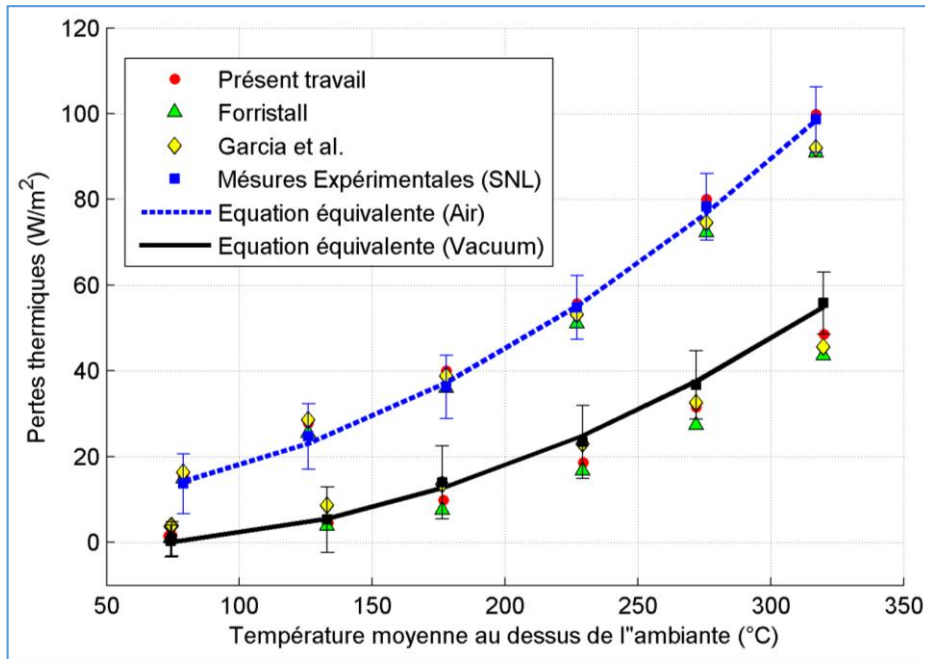


Figure 5.19. Variation des pertes thermiques (Off-Sun) pour deux types d'espaces annulaires (sous vide et rempli d'air).

La Figure 5.20 illustre les pertes thermiques en absence du soleil. Les mêmes tendances et remarques précédemment cités en présence du soleil sont observés, mais avec des valeurs moins petites, ce qui est bien justifié vu les plages de température de circulation relativement faibles en absence du soleil.

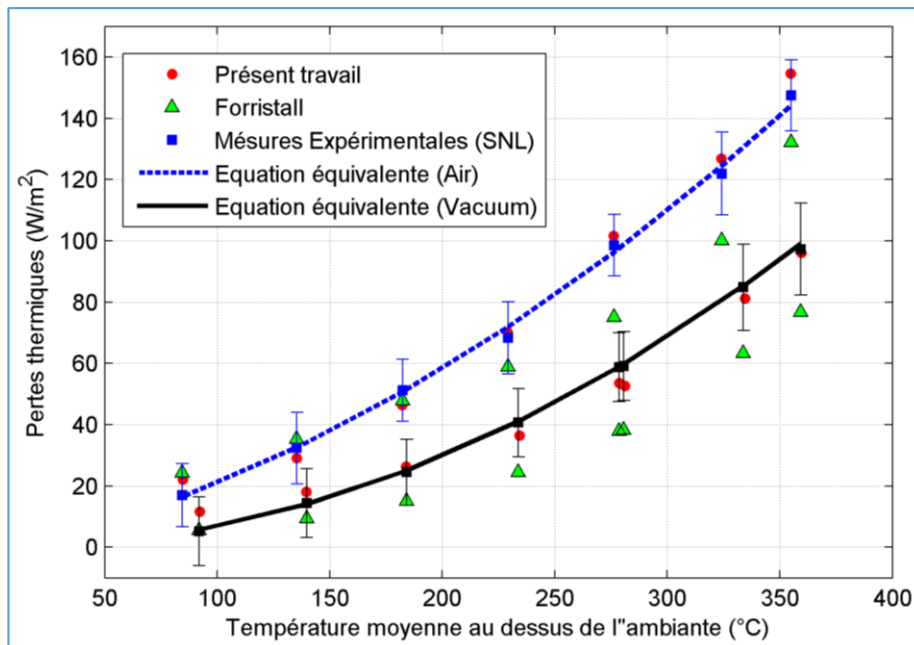


Figure 5.20. Variation des pertes thermiques (On-Sun) pour deux types d'espaces annulaires (sous vide et rempli d'air).

L'examen des résultats nous ramène à conclure que la présence de l'air dans l'espace annulaire pourrait augmenter davantage les pertes thermiques, ce qui provoque une baisse importante de la température de sortie du fluide caloporteur et une dégradation des performances du système (rendement).

Le modèle numérique développé est donc considéré comme validé car il est capable de décrire le comportement thermique du collecteur en différentes conditions d'opération. Il peut désormais être appliqué à la centrale MicroSol-R, ce qui constituera une validation supplémentaire et permettra d'analyser de nouveaux concepts.

5.3.2. Modèle 3D espace annulaire rempli d'air

ANSYS Fluent est un code de calcul dans la CFD qui modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés. La modélisation thermique en 3D (écoulements fluides, des turbulences, des transferts de chaleur, etc.) a été réalisée à l'aide de ce solveur.

Modèle de turbulence : le modèle k- ϵ standard a été opté pour le calcul.

Conditions aux limites :

- Velocity_inlet : correspond à la condition débit du fluide (kg/s) imposé en entrée. Définir ainsi la température d'entrée du fluide caloporteur.
- Pressure_outlet : correspond à la sortie du fluide caloporteur (pression fixée en sortie à la pression atmosphérique 101325 Pa).
- Flux solaire (uniforme/non-uniforme) : surface extérieur de tube absorbeur.

5.3.2.1. Etude de dépendance du maillage

Le domaine de calcul est divisé en une série de sous domaines appelés volumes de contrôle. Une simulation numérique est souvent accompagnée d'une étude de dépendance du maillage afin d'avoir une solution précise. Pour ce faire, le Tableau 5.10 montre une étude de sensibilité au maillage pour quatre types de maillage. Le choix du maillage a été déterminé selon la stabilité des valeurs de quatre grandeurs : température de sortie du fluide caloporteur, la température moyenne de tube absorbeur, coefficient de frottement moyen et le nombre de Nusselt moyen. A titre indicatif, la grille (72*72*360) peut être considérée comme suffisamment fiable pour assurer la non-dépendance au maillage.

La Figure 5.21 (a) montre la géométrie du récepteur considéré, alors que la Figure 5.21 (b) illustre un exemple d'un maillage proposé.

Tableau 5.10. Etude de dépendance du maillage

Maillage $N_x \times N_y \times N_z$	$T_{out,HTF}$ (K)	$T_{m,tube}$ (K)	Coefficient de frottement moyen \bar{f}	Nombre de Nusselt moyen \bar{Nu}
60*60*280	393.21	410.78	0.0243788	46.86
68*68*300	393.08	410.96	0.0250434	49.73
72*72*360	392.97	410.27	0.0251986	50.15
80*80*400	392.96	410.25	0.0252553	50.21

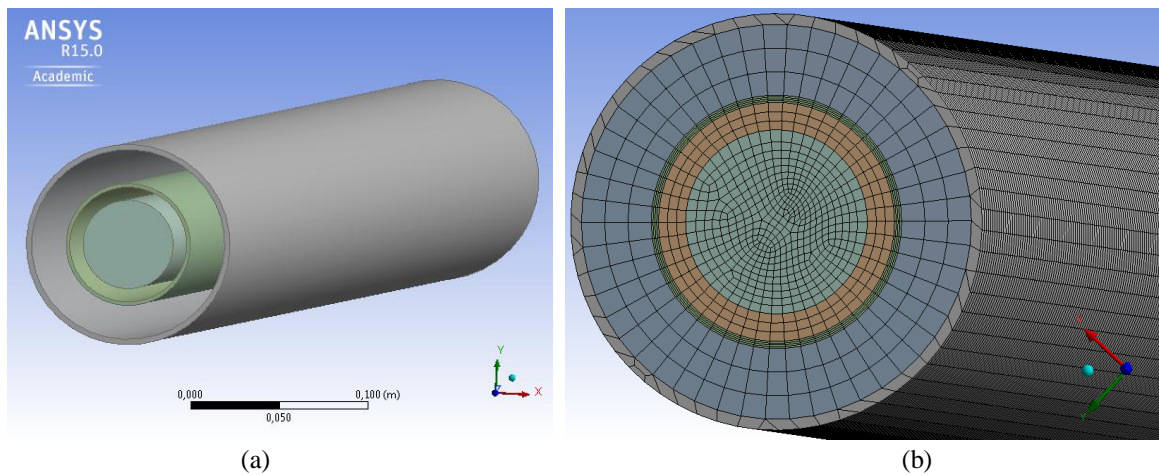


Figure 5.21. (a) Géométrie du récepteur du prototype LS2. (b) Exemple d'un maillage proposé.

5.3.2.2. Comparaison des résultats (entre le modèle 3D (CFD) et l'expérimental) pour le cas d'un espace annulaire rempli d'air

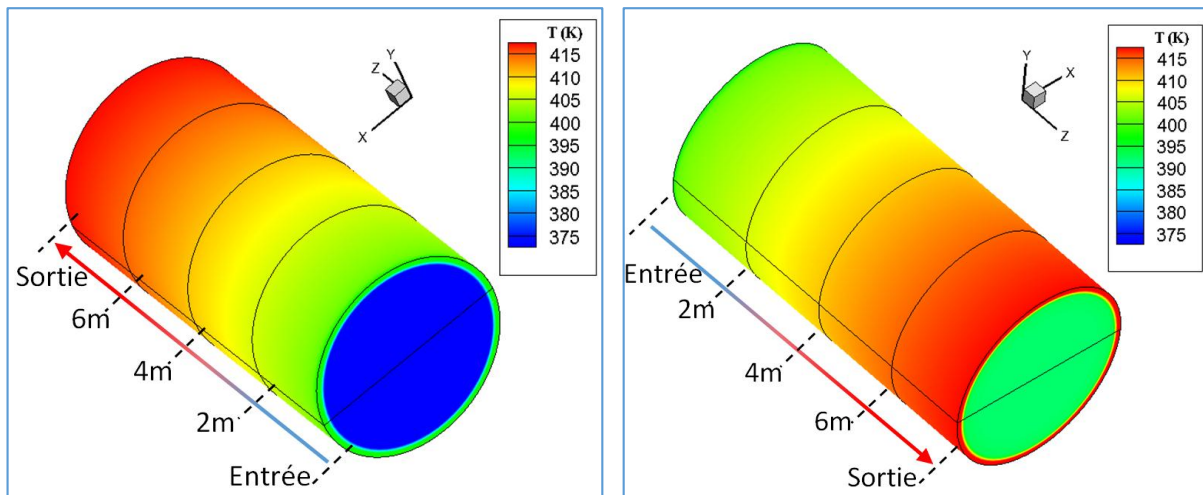
Les conditions d'opération et les résultats expérimentaux obtenus par Dudley et al. [42] sont présentés dans le Tableau 5.11, et ce, pour un tube absorbeur rempli d'air en présence du soleil. Dans le même tableau, les résultats numériques du présent modèle (CFD) sont également présentés.

Tableau 5.11. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (On-Sun/Espace annulaire rempli d'air).

Conditions d'opération. On-sun (Espace annulaire rempli d'air)				T_{out} (K)		η (%)	
Cas	DNI (W/m ²)	Débit (kg/s)	T_{inlet} (K)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)
1	813.1	0.725	374.35	392.15	392.97	71.56	70.09
2	858.4	0.72	427.45	444.85	445.7	69.20	67.57
3	878.7	0.701	475.55	492.55	493.46	67.10	66.35
4	896.4	0.664	523.85	540.95	541.36	65.50	63.17
5	906.7	0.617	572.65	589.65	590.33	62.58	59.81
6	874.1	0.543	618.05	634.25	634.89	59.60	57.12
7	898.6	0.543	649.75	666.25	667.1	56.54	55.23

D'après le Tableau 5.11, on remarque que le rendement thermique déterminé par le modèle numérique est quant à elle légèrement inférieur aux valeurs expérimentales. Il en est déduit que le modèle prédit moins d'échanges thermiques qu'il ne s'en passe en réalité. Les résultats du modèle numérique restent généralement acceptables. Concernant la température de sortie, une bonne concordance est obtenue entre les résultats numériques et expérimentaux (écart max de 0,91 °C).

Considérons le premier cas du Tableau 5.11 pour illustrer les résultats des simulations CFD en 3D. La Figure 5.22, montre la distribution de la température sur la surface externe de tube absorbeur. L'hypothèse de la distribution uniforme des rayons solaires incidents sur la surface externe de tube absorbeur rend l'augmentation de la température suivant l'axe Z seulement. Autrement dit, la différence de température entre la paroi de tube absorbeur et le fluide caloporteur reste constante le long de la tuyauterie. Les valeurs min/max des températures sont illustrées sur le Tableau 5.12.



La Figure 5.23, montre la distribution de la température de tube absorbeur sur cinq coupes transversales. Cette figure illustre bien évidemment la variation de la température du fluide de transfert à l'intérieur de la conduite. Vu les raisons précédemment citées (sur la Fig. 5.22), la distribution semble similaire suivant X et Y, avec une croissance naturelle suivant Z. Pour bien éclaircir cette dernière, une coupe horizontale au milieu de tube absorbeur a été réalisée.

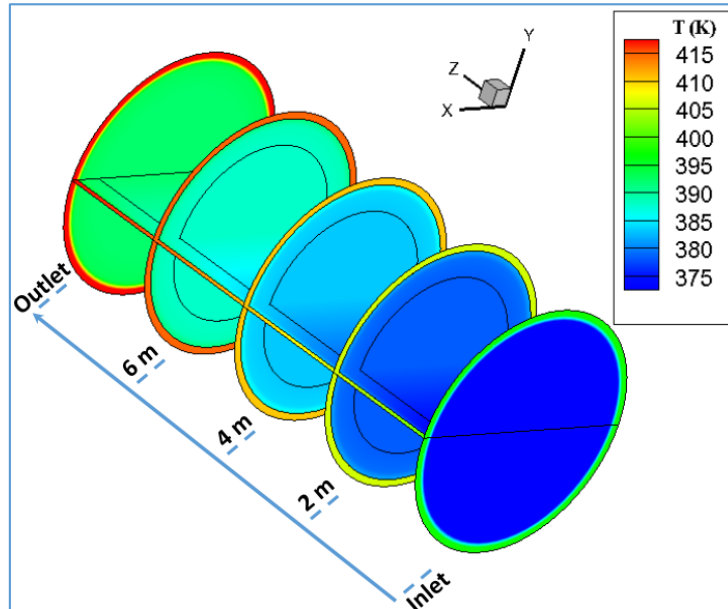


Figure 5.23. Distribution de la température dans différentes coupes transversales.

Les températures (minimum, maximum et moyenne) obtenues sur chaque coupe transversale (0, 2, 4, 6 et 7.8 m) sont montrées sur le Tableau 5.12.

Tableau 5.12. Valeurs des températures sur les coupes transversales.

Coupe transversale	T_{\min} (K)	T_{\max} (K)	T_{av} (K)
Inlet (0 m)	374.29	397.51	378.56
2 m	378.32	406.15	383.72
4 m	383.13	410.54	388.48
6 m	387.91	414.92	393.12
Outlet (7.8 m)	392.09	419.27	397.37

La Figure 5.24 montre deux courbes : (i) variation de la température du fluide caloporteur suivant l'axe de référence zéro, dont les coordonnées (0, 0,0 en entrée) et (0, 0,7.8 à la sortie) ; (ii) variation de la température de tube absorbeur.

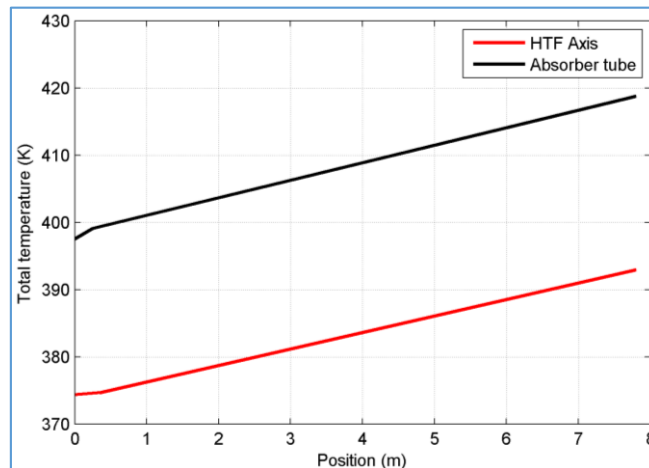


Figure 5.24. Profile de température de tube absorbeur et de fluide caloporteur.

Passant maintenant aux résultats en absence du soleil. Les conditions d'opération et les résultats expérimentaux obtenus au sein du SNL sont présentés dans le Tableau 5.13, et ce, pour un tube absorbeur rempli d'air. Dans le même tableau, les résultats numériques du présent modèle (CFD) et ceux du Cheng et al. [61] sont également présentés.

Tableau 5.13. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (Off-Sun/Espace annulaire rempli d'air).

Conditions d'opération. Off-sun (Espace annulaire rempli d'air)				T _{out} (K)			Pertes thermiques (W/m ²)		
Cas	Vitesse du vent (m/s)	Débit (kg/s)	T _{inlet} (K)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)	Cheng et al. [61]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)	Cheng et al. [61]
1	5.2	0.743	371.85	371.15	371.27	371.31	13.7	16.82	17.2
2	4.5	0.737	421.65	420.95	421.08	420.69	24.7	28.88	32
3	0.8	0.702	475.15	474.05	473.91	473.73	36.3	41.21	46.9
4	0.6	0.664	525.65	524.05	524.42	523.65	54.8	58.71	66.15
5	1.5	0.629	573.45	571.05	571.68	570.66	78.3	84.01	88.2
6	1.1	0.583	617.95	614.95	615.61	614.45	98.6	104.81	108.4

Le Tableau 5.13 compare les températures de sortie obtenues par le présent modèle numérique (CFD) avec le modèle proposé par Cheng et al. [61], ainsi qu'avec les mesures expérimentales. Une fois de plus, la température de sortie de l'huile est le paramètre dont la prédiction par les modèles numériques est la plus proche des valeurs expérimentales.

D'après le Tableau 5.13, on remarque que les résultats expérimentaux et numériques des pertes thermiques présentent des tendances similaires. Le modèle de Cheng et al. [61] montre une précision moins importante par rapport au présent modèle qui concorde mieux avec l'expérimental.

5.3.3. Modèle 3D espace annulaire sous vide

a) En présence du soleil

Les conditions d'opération et les résultats expérimentaux obtenus par Dudley et al. [42] sont présentés dans le Tableau 5.14, et ce, pour un tube absorbeur sous vide en présence du soleil. Dans le même tableau, les résultats numériques du présent modèle (CFD) et ceux du Ya Ling He et al. [62] sont également présentés.

Tableau 5.14. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (On-Sun/Espace annulaire sous vide).

Conditions d'opération. On-sun (Espace annulaire sous vide)				T_{out} (K)			η (%)	
Cas	DNI (W/m ²)	Débit (kg/s)	T_{inlet} (K)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)	Ya Ling He et al. (3D) [62]	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)
1	933.7	0.6782	375.35	397.15	398.95	399.35	72.51	72.08
2	968.2	0.6536	424.15	446.45	447.85	450.15	70.90	71.19
3	982.3	0.6350	470.65	492.65	494.35	495.95	70.17	70.52
4	909.5	0.6580	523.85	542.55	544.25	545.55	70.25	68.97
5	937.9	0.6206	570.95	590.05	591.25	591.55	67.98	67.76
6	880.6	0.6205	572.15	590.35	591.65	593.05	68.92	66.98
7	920.9	0.5457	652.65	671.15	673.05	673.55	62.34	62.58

Le Tableau 5.14 illustre la température de sortie obtenue à partir des mesures expérimentales, présent modèle CFD et enfin le modèle 3D de Ya Ling He et al. [62]. Les résultats concordent plutôt bien sur toute la gamme de température testée avec un petit avantage pour le présent modèle.

Les résultats expérimentaux et numériques du Tableau 5.14 ont notamment été comparés au niveau des rendements. Comme prévu, le rendement du concentrateur solaire décroît évidemment avec l'élévation de la différence de température du fluide caloporteur. Les résultats du modèle numérique restent acceptables malgré un déphasage plus important dans le cas 6, qui ne possède pourtant pas de conditions d'entrée particulière par rapport aux autres cas. Il est possible que cette déviation provienne d'une erreur expérimentale (probablement au niveau de la valeur du DNI).

b) En absence du soleil

Les conditions d'opération et les résultats expérimentaux obtenus au sein du SNL sont présentés dans le Tableau 5.15, et ce, pour un tube absorbeur sous vide en absence du soleil. Dans le même tableau, les résultats numériques du présent modèle (CFD) sont également présentés.

Tableau 5.15. Conditions d'opération et résultats obtenus pour le prototype de SNL (Off-Sun/Espace annulaire sous vide).

Conditions d'opération. Off-sun (Espace annulaire sous vide)				T_{out} (K)		Pertes thermiques (W/m ²)	
Cas	Vitesse du vent (m/s)	Débit (kg/s)	T_{inlet} (K)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)	SNL (EXP.) [42]	Présent travail (3D)
1	3.2	0.3296	372.7	372.69	372.61	0.3	1.89
2	2.9	0.3296	373.17	373.12	373.02	0.85	2.48
3	1.1	0.6447	426.55	426.45	426.33	5.3	5.8
4	0.4	0.6580	472.55	472.15	472.03	14.04	11.49
5	1.5	0.6205	526.95	526.25	526.15	23.4	20.99
6	2.0	0.6736	572.15	571.05	569.89	36.7	33.4
7	0.6	0.5457	621.45	619.75	618.98	55.8	51.12

Le Tableau 5.15 compare les températures de sortie obtenues par le présent modèle numérique (CFD) avec les mesures expérimentales. La différence est cependant très légère et est comprise dans un intervalle d'erreur acceptable. La précision semble plus importante par rapport au calcul numérique en présence du soleil.

Concernant les pertes thermiques, on remarque que les résultats expérimentaux et numériques présentent des tendances similaires (Tableau 5.15). En général, le présent modèle concorde bien avec l'expérimental même si le déphasage augmente un petit peu à haute température mais reste toujours acceptable.

5.4. CAS DE LA CENTRALE MicroSol-R

La différence principale entre les expérimentations de Dudley et al. et les résultats de la MicroSol-R réside dans la position du soleil : tous les tests de ce premier ont été effectués avec un angle d'incidence nul tandis que les présents manip ont été réalisées à différentes heures de la journée (angle d'incidence variable).

Puisque les trois collecteurs de la centrale solaire sont identiques, il a été décidé d'en utiliser qu'un seul pour cette étude expérimentale et numérique. Ce collecteur a donc été qualifié et testé, et ses résultats ont été comparés aux simulations obtenues grâce au modèle développé.

Chaque modèle développé décrit le comportement thermique d'un récepteur de collecteur cylindro-parabolique. La validation des modèles sur l'équipement de la centrale MicroSol-R s'est donc effectuée selon un ordre de complexité croissante :

- Un modèle simple (1D) avec l'hypothèse d'un flux uniforme reçu par le récepteur (comparaison aux essais de qualification thermique) ;

- Un modèle détaillé en 2D (comparaison de même nature que celle qui a été effectuée précédemment avec les résultats expérimentaux de la MicroSol-R).
- Un modèle complet en 3D (Le modèle optique basé sur la MCRT est utilisé comme condition d'entrée pour les simulations numériques) ;
- Comparaison des modèles développés.

5.4.1. Tests de qualification optique

Puisque le modèle ne prend en compte que les transferts thermiques dans le récepteur solaire, une qualification optique était nécessaire pour estimer la puissance solaire incidente. Comme expliqué précédemment, un modèle optique n'aurait pas été très efficace, car de nombreuses hypothèses doivent être faites (erreur de pente, erreur de courbure, etc.). Une qualification optique consiste généralement en des tests simples proches de la température ambiante, en négligeant les pertes thermiques, puis la puissance qui a été transmise au fluide est calculée.

Dans le cas présent, des tests à basse température n'étaient pas possibles car cela aurait pu endommager les tubes. En effet, si le nombre de Reynolds du fluide est trop faible, l'échange de chaleur entre ce dernier et le tube absorbeur n'est pas suffisant pour refroidir le tube qui reçoit le rayonnement concentré. Il y a alors un risque de surchauffe et/ou de torsion du tube. Afin d'avoir un nombre de Reynolds suffisant malgré le débit massique faible (en comparaison de celui d'une installation industrielle), il était nécessaire de diminuer la viscosité du fluide en augmentant sa température.

De plus, la température affecte la position du récepteur par rapport à la ligne focale [46], car sa dilatation due à l'échauffement tend à le rapprocher de la parabole. Les récepteurs sont ainsi dimensionnés pour avoir une position idéale vers 300-400 °C. Toutefois, effectuer des tests à ces températures entraîne des pertes thermiques trop importantes.

Il a donc été décidé d'effectuer les tests à la température minimale permettant d'atteindre un régime fortement turbulent ($Re > 10000$) : 120 °C. Ainsi, même si la position du récepteur n'est toujours pas idéale, les pertes thermiques sont minimisées. Néanmoins, avec ce niveau de température, les pertes ne peuvent pas être négligées. En conséquence, des tests de qualification thermiques ont tout d'abord été effectués.

5.4.1.1. Principe du test de qualification optique

Les tests de qualification optiques consistent à garder la température d'entrée et le débit massique constants, mais avec un flux solaire incident. On distingue alors le cas où l'angle d'incidence des rayons du soleil est nul des autres cas (Figure 5.25).

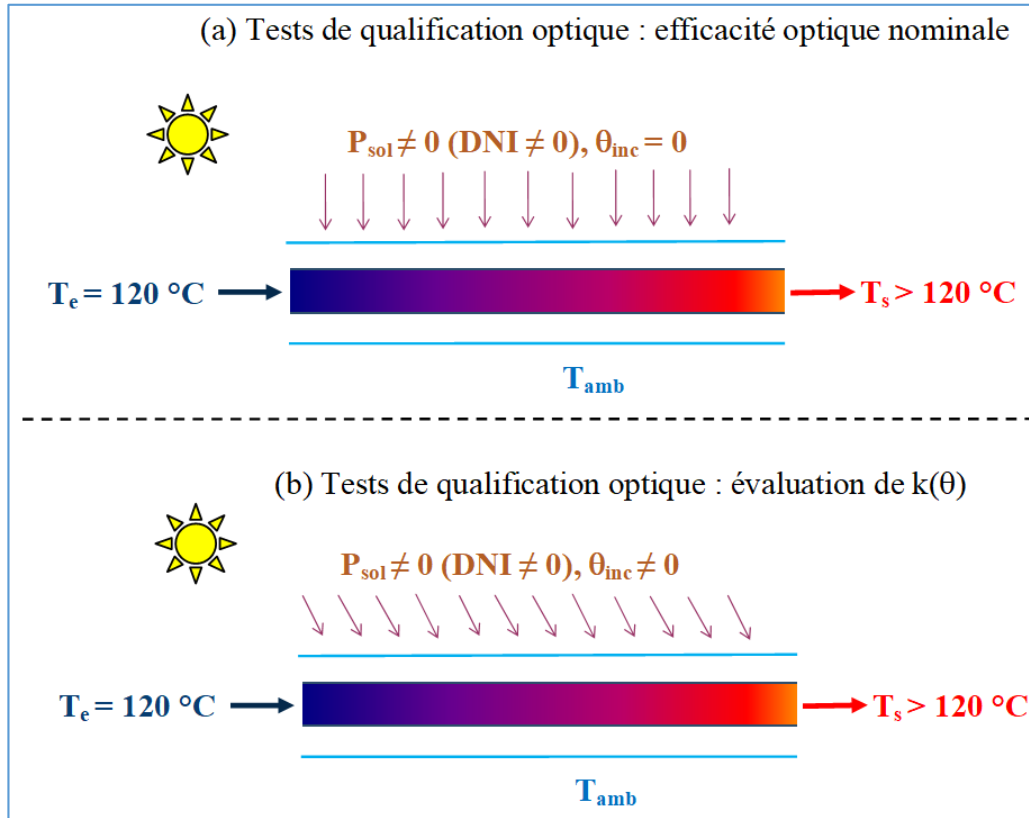


Figure 5.25. Principe des tests de qualification optique.

Dans les deux cas, l'efficacité optique est calculée à partir de la détermination de trois puissances :

- la puissance solaire P_{sol} en entrée du collecteur est calculée à partir du DNI. et de la surface de collecte (Équation 5.9) ;

$$P_{sol} = DNI \cdot S_{coll} \quad (5.9)$$

- la puissance utile reçue par le fluide P_u est calculée à partir des mesures expérimentales de débits et de températures (Équation 5.10) ;

$$P_u = \dot{m}_f \cdot C_f (T_s - T_e) \quad (5.10)$$

- les pertes thermiques sont estimées à partir des résultats des tests de qualification thermiques.

L'efficacité optique est liée à ces trois puissances par l'intermédiaire de l'Équation 5.11.

$$P_u = (P_{sol} \cdot \eta_{opt}) - P_{pertes} \quad (5.11)$$

On peut ainsi déterminer :

- l'efficacité optique maximale du collecteur $\eta_{opt,max}$ (Équation 5.12).à partir du premier cas étudié (Figure 5.25-a, angle d'incidence nul) ;

$$\eta_{opt,max} = \frac{P_u + P_{pertes}}{P_{sol}} \quad (5.12)$$

- l'efficacité optique du collecteur $\eta_{opt}(\theta_{inc})$ (Équation 5.13).pour chaque angle d'incidence (Figure 5.25-b) ;

$$\eta_{opt}(\theta_{inc}) = \frac{P_u + P_{pertes}}{P_{sol}} \quad (5.13)$$

un coefficient d'atténuation $k(\theta)$, qui est calculé pour chaque angle d'incidence et permet de comparer l'efficacité optique à chaque instant avec l'efficacité optique maximale $\eta_{opt,max}$ (Équation 5.14).

$$k(\theta) = \frac{\eta_{opt}}{\eta_{opt,max}} \quad (5.14)$$

Les tests optiques sont donc effectués pour plusieurs heures de la journée, c'est-à-dire pour plusieurs angles d'incidence des rayons solaires sur le collecteur, et seules les périodes correspondant à des régimes quasi-statiques (très faible variation des conditions expérimentales) sont utilisées pour la qualification des performances optiques.

Puisque la qualification optique dépend en partie des résultats de la qualification thermique. Il est cependant important de se rappeler que lors d'un test de qualification thermique, le fluide est plus chaud que le tube absorbeur. Lors d'un test sous soleil, le tube absorbeur est plus chaud que le fluide. Pour une même température de fluide, les pertes sont donc forcément différentes. Toutefois, c'est la meilleure manière d'évaluer les pertes thermiques dans un collecteur de taille industrielle [46].

5.4.1.2. Résultats des tests de qualification optique

L'efficacité optique du collecteur pour un certain angle d'incidence dépend de sa valeur maximale et du coefficient d'atténuation pour cet angle d'incidence. L'efficacité maximale est de 0,6, ce qui est inférieur à ce qui a été obtenu avec les installations de Dudley et al. [42] et de Valenzuela et al. [46] (respectivement 0,73 et 0,76). La faible efficacité optique maximale est due au fait que :

- Les tubes récepteurs ne sont pas droits car ils ont été tordus lors de test à bas débit massique. Cela peut également être dû à une faible qualité de miroirs.

- L'influence relative des pertes de fin de ligne est donc probablement très différente. Par exemple, pour un angle d'incidence de 60° , les pertes de fin de ligne du collecteur du laboratoire PROMES-CNRS représentent 25 % de la puissance solaire incidente, tandis que ce chiffre n'est pas reconnu pour le collecteur LS-2.
- Les différences sont également dues à des problèmes de structure, comme le fait que les bras supportant le tube ne remplissent pas correctement leur rôle car ils subissent la gravité et dé-focalisent alors légèrement les rayons solaires.

En définitive, les tests de qualification sont des essais particuliers permettant de comprendre le comportement du collecteur et d'en mesurer les performances. Ils ont en particulier permis le développement d'une corrélation donnant l'efficacité optique du collecteur et qui peut être utilisée en entrée du modèle. Il est désormais possible de comparer les résultats de ce dernier à tout type d'essais effectués sur la centrale.

a) Coefficient d'atténuation du collecteur étudié

La définition du coefficient d'atténuation $k(\theta)$ a été introduite dans le Chapitre 3, nous rappelons ici simplement quelques détails. Ce coefficient est un facteur allant de 0 à 1 et qui dépend de l'angle d'incidence. Il est parfois appelé I.A.M. (Incidence Angle Modifier). Il permet de rendre compte des pertes optiques dues au fait que la surface de collecte n'est pas parfaitement en face des rayons solaires.

Tracer le coefficient d'atténuation d'un collecteur permet de le comparer à n'importe quel autre, indépendamment de leur efficacité optique maximale respective. La Figure 5.26 compare donc les résultats obtenus pour le présent collecteur ainsi que celui de SNL.

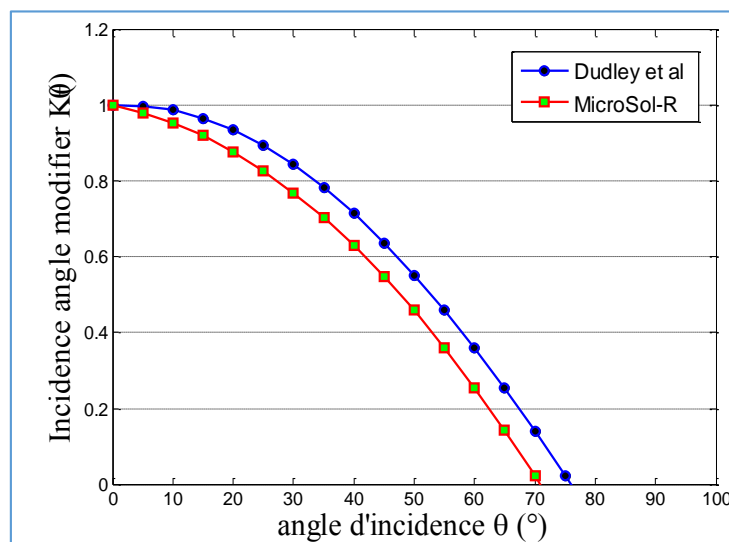


Figure 5.26. Variation du coefficient d'atténuation en fonction de l'angle d'incidence.

La courbe de tendance de la MicroSol-R est obtenue à partir de deux faisceaux de points expérimentaux différents qui sont très distincts. L'un a été obtenu durant la matinée de la qualification tandis que l'autre a été obtenu dans l'après-midi. La différence entre les deux demi-journées est certainement due à une position différente des bras supports, insuffisamment rigides, entre la levée (matin) et l'abaissement du collecteur (après-midi). Le coefficient d'atténuation peut ensuite être déterminé à partir d'une corrélation provenant de la courbe de tendance des résultats expérimentaux, comme suit :

$$k(\theta_{inc}) = 1 - 2,9239 \cdot 10^{-3} \cdot \theta_{inc} - 1,5798 \cdot 10^{-4} \cdot \theta_{inc}^2 \quad (5.15)$$

5.4.1.3. Résultats de la simulation pour trois périodes significatives

Trois périodes ont été simulées : une proche du solstice d'été, une proche du solstice d'hiver, et une proche de l'équinoxe de printemps. Le DNI et les efficacités optiques sont illustrés sur les Figures 5.27 et 5.28, respectivement.

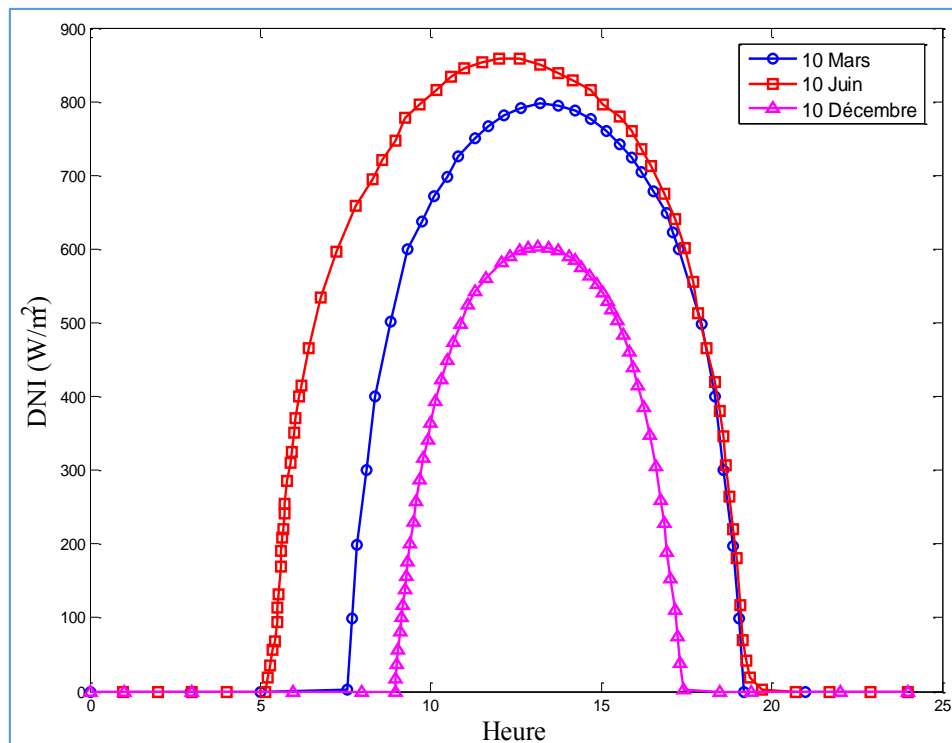


Figure 5.27. Variation du DNI de la MicroSol-R pour trois jours choisis de l'année 2016.

a) Période près de l'équinoxe de printemps (10/03/2016 - 30/03/2016)

Pour les jours autour du 21 mars 2016, le DNI et les efficacités optiques sont bien sûr entre les deux gammes obtenues précédemment. La Figure 5.28 montre la variation de l'efficacité optique durant le premier jour de la période de printemps (10/03/2016).

b) Période près du solstice d'été (10/06/2016 - 30/06/2016)

Pour ces jours simulés, il y a environ 14 heures de soleil, et l'efficacité optique est presque constante, avec une valeur minimum de 0,71 et maximale de 0,79. La Figure 5.28 illustre l'efficacité optique durant le premier jour de la période d'été (10/06/2016). Les productions solaires sont donc les plus importantes de l'année.

c) Période près du solstice d'hiver (10/12/2016 - 30/12/2016)

Ces journées sont les plus courtes de l'année, avec moins de 7 heures de soleil et une efficacité optique très variable (entre 0,4 à midi et 0,65) en raison de la faible élévation solaire. La Figure 5.28 montre l'évolution de l'efficacité optique durant le premier jour de la période d'hiver étudiée (10/12/2016)

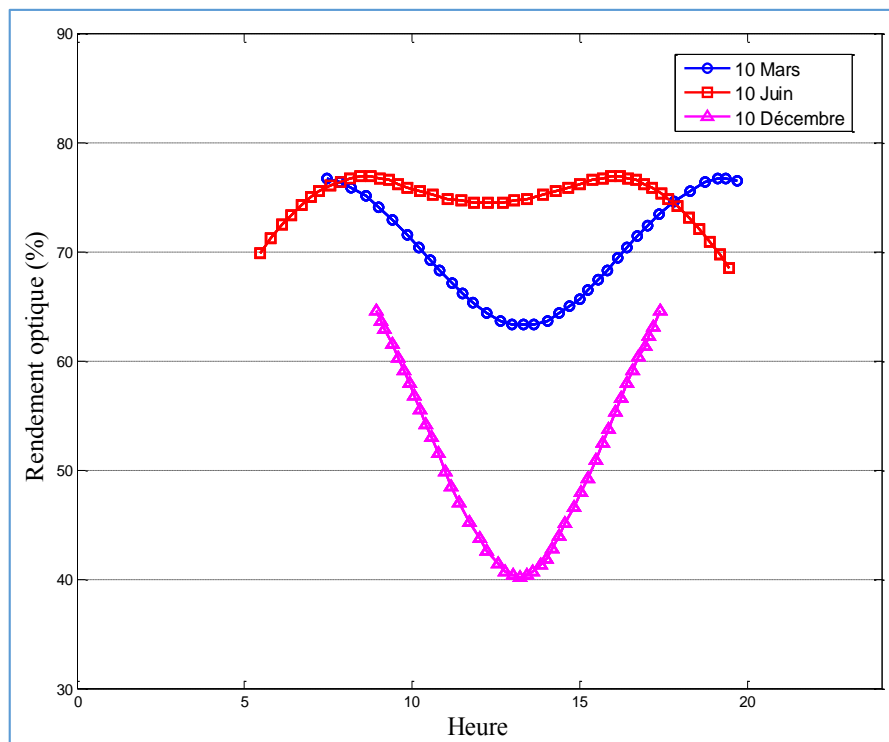


Figure 5.28. Rendement optique de la MicroSol-R pour trois jours choisis de l'année 2016.

5.4.2. Résultats des tests de qualification thermique et numérique

Modèle de turbulence : le modèle k- ϵ standard a été opté pour le calcul.

Conditions aux limites :

- Velocity_inlet : correspond à la condition débit du fluide (kg/s) imposé en entrée. Définir ainsi la température d'entrée du fluide caloporteur.
- Pressure_outlet : correspond à la sortie du fluide caloporteur (pression de référence fixée à la pression atmosphérique 101325 Pa).

5.4.2.1. Etude de dépendance du maillage

Une simulation numérique est souvent accompagnée d'une étude de dépendance du maillage afin d'avoir une solution précise. Pour ce faire, le Tableau 5.16 montre une étude de sensibilité au maillage pour quatre types de maillage. Le choix du maillage a été déterminé selon la stabilité des valeurs de deux grandeurs : température de sortie du fluide caloporteur et la température moyenne de tube absorbeur. A titre indicatif, la grille (72*72*360) peut être considérée comme suffisamment fiable pour assurer la non-dépendance au maillage.

Tableau 5.16. Etude de dépendance du maillage

Maillage $N_x \times N_y \times N_z$	$T_{out, HTF}$ (K)	$T_{av, tube}$ (K)
60*60*400	561.45	634.81
68*68*500	561.18	634.27
72*72*600	561.02	633.76
80*80*800	561.02	633.78

La Figure 5.29-a montre la géométrie du récepteur considéré. Un exemple d'un maillage proposé est illustré à la Figure 5.29-b.

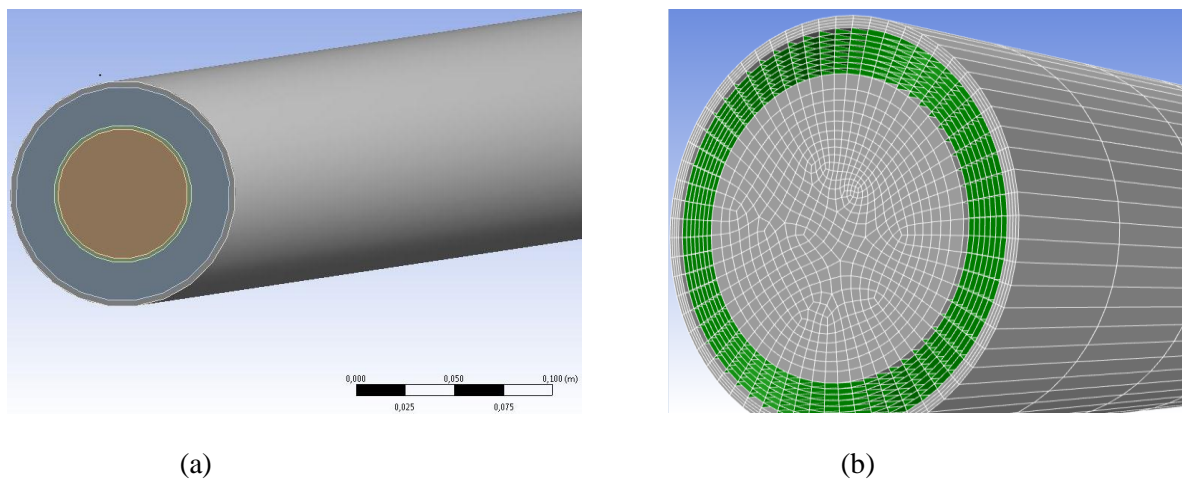


Figure 5.29. (a) Géométrie du récepteur de la centrale MicroSol-R. (b) Exemple d'un maillage proposé.

5.4.2.2. Comparaison des pertes thermiques

La première comparaison entre le modèle et les résultats du collecteur de la centrale a été effectuée sur la base des pertes. Il est important de noter que la présence du soleil ne permet pas de quantifier facilement les pertes thermiques, car une légère variation au DNI ou bien même au débit massique peut mener à de grosses différences sur les valeurs des pertes obtenues. Le calcul de ces derniers en absence du soleil est donc le meilleur indicateur.

Lors des tests, l'estimation des pertes thermiques consiste à envoyer le fluide dans le collecteur sans suivi solaire avec un débit et une température constants (Figure 5.30).

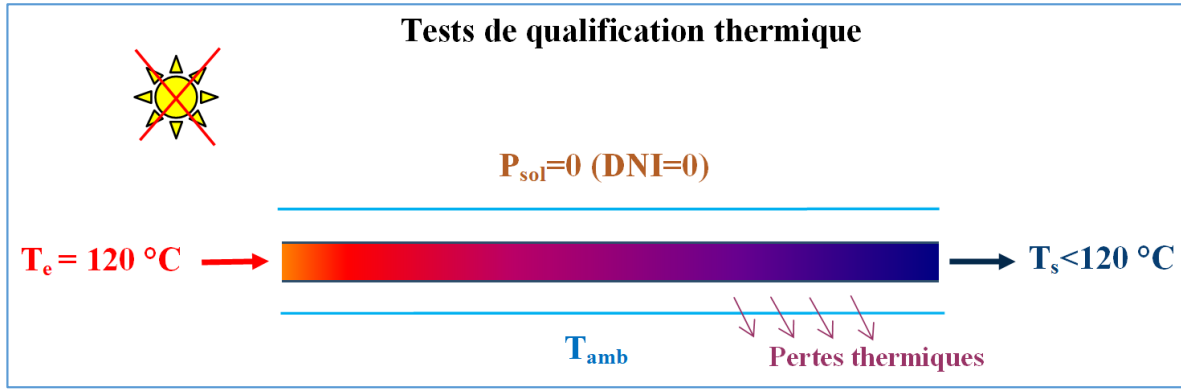


Figure 5.30. Principe des tests de qualification thermique.

Puis, lorsque le régime permanent est atteint, les pertes du récepteur sont calculées à partir des mesures expérimentales du débit et des températures d’entrée et de sortie (Équation 5.16).

$$P_{pertes} = -\dot{m}_f \cdot C_f (T_s - T_e) \tag{5.16}$$

Le débit a été mesuré grâce à un débitmètre de type Coriolis avec un écart de 0,1 %, et les températures ont été mesurées avec des sondes PT100, avec un écart allant de ±0,5 °C à ±0,9 °C selon la température du fluide. La puissance perdue calculée inclue toutes les pertes : rayonnement et convection de l’enveloppe vers l’environnement, pertes à travers les bras supports, et les pertes dans la tuyauterie reliant les récepteurs aux capteurs de température les plus proches.

Les tests ont été reproduits pour des températures d’entrée de 99 °C jusqu’au 295,5 °C, avec un pas d’environ 50 °C. Les conditions expérimentales des tests ont été rassemblées dans le Tableau 5.17 (vitesse du vent débit massique, température d’entrée/sortie, température ambiante). Les pertes thermiques (avec leurs écarts) obtenues par les modèles numériques proposés (1D, 2D et CFD) sont également illustrées dans ce tableau.

Tableau 5.17. Conditions d’opération et résultats obtenus pour la MicroSol-R en absence du soleil.

Conditions d’opération de la centrale MicroSol-R. Off-sun.					T _{out} (°C)	Pertes thermiques (W/m ²)			
Cas	Vitesse du vent (m/s)	Débit (kg/s)	T _{amb} (°C)	T _{inlet} (°C)		Exp.	Exp.	1D	2D
1	2.1	0.88	12.4	99	98.4	0.98	2.28	2.86	3.17
2	2.6	0.90	13.9	148.3	147.4	5.26	4.11	4.68	6.28
3	3.4	0.88	15.1	197.4	196.1	12.71	6.47	7.99	9.68
4	1.5	0.85	16.3	246.6	244.7	19.23	12.53	13.18	14.59
5	3.3	0.82	14.7	295.5	292.9	28.76	14.68	19.08	21.64

(-Suite-)

Conditions d'opération	Ecart absolu des pertes thermiques (W/m ²)		
	1D	2D	3D (CFD)
1	1.3	1.88	2.19
2	1.15	0.58	1.02
3	6.24	4.72	3.03
4	6.7	6.06	4.64
5	14.08	9.68	7.12
Moyenne	5.89	4.58	3.6

La Figure 5.31 montre la variation des pertes thermiques pour les cinq tests effectués. D'après cette figure, on observe que les courbes suivent la même tendance (croissance des pertes avec l'augmentation de la différence de température) avec des différences perceptibles des fois.

Les pertes thermiques prédites par le modèle 1D sont bien évidemment plus faibles que dans le cas du modèle 2D, mais restent bien inférieures aux résultats du modèle 3D. Les valeurs de ce dernier restent les plus proches à la courbe expérimentale. Le modèle 3D semble donc prédire les pertes avec plus de précision, suivi par le modèle 2D puis le 1D.

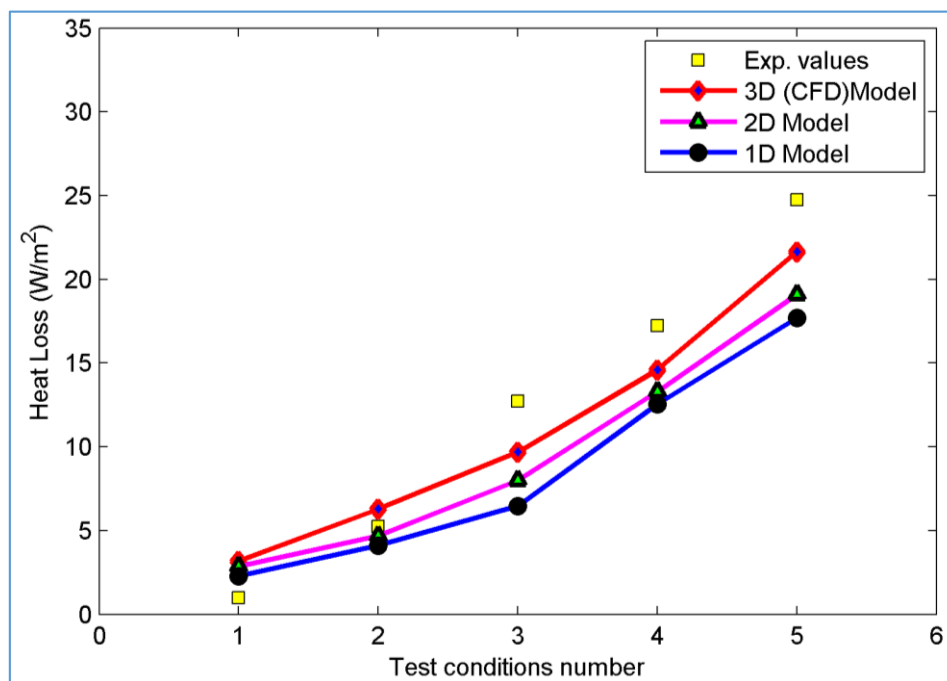


Figure 5.31. Comparaison des pertes thermiques dans la MicroSol-R, (Off-sun).

Pour mieux comparer les résultats des modèles proposés y compris l'expérimental, les écarts absolus de toutes les efficacités obtenues sont présentées dans la Figure 5.32. La comparaison des modèles nous conduit à conclure que :

- Le modèle 1D sous-estime les pertes en raison des hypothèses d'homogénéité du flux et donc de la température sur le pourtour du tube absorbeur. La deuxième cause est la longueur importante de tubes entre les extrémités du récepteur et les capteurs. Dans ces tubes de connexion, l'isolation n'est pas du vide mais de la laine de verre et les pertes linéaires sont plus élevées que celles du récepteur.
- Une légère sous-estimation des pertes est remarquée par le modèle 2D. On ajoute aux raisons précédemment citées le fait que le modèle 2D capte une légère énergie additionnelle provient des profils de températures non linéaires. Ce qui provoque l'augmentation de la température de sortie et par la suite les pertes thermiques.
- Le modèle 3D semble donc prédire avec une précision acceptable les pertes thermiques du récepteur de la centrale MicroSol-R, avec toutefois une différence plus marquée pour les hautes températures. La différence générale entre prédiction et réalité est peut être due à une estimation trop optimiste des pertes thermiques dans la tuyauterie.

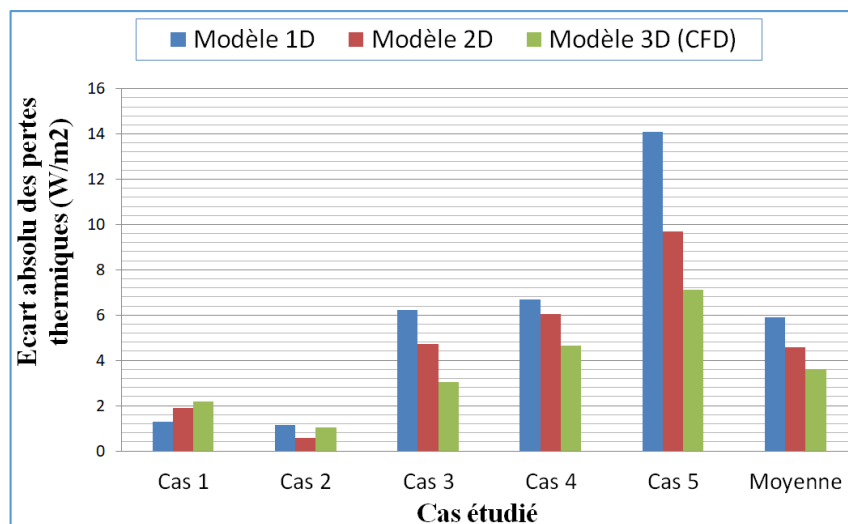


Figure 5.32. Ecart absolu des pertes thermiques de la centrale MicroSol-R.

5.4.2.3. Comparaison des résultats en présence du soleil

La présence du soleil est accompagnée par la variation journalière de l'angle d'incidence. A titre d'exemple, la Figure 5.33 montre la concentration des rayons solaire sur le tube absorbeur pour différents angles d'incidence. Rappelons que cette courbe de distribution est obtenue par le code optique développé.

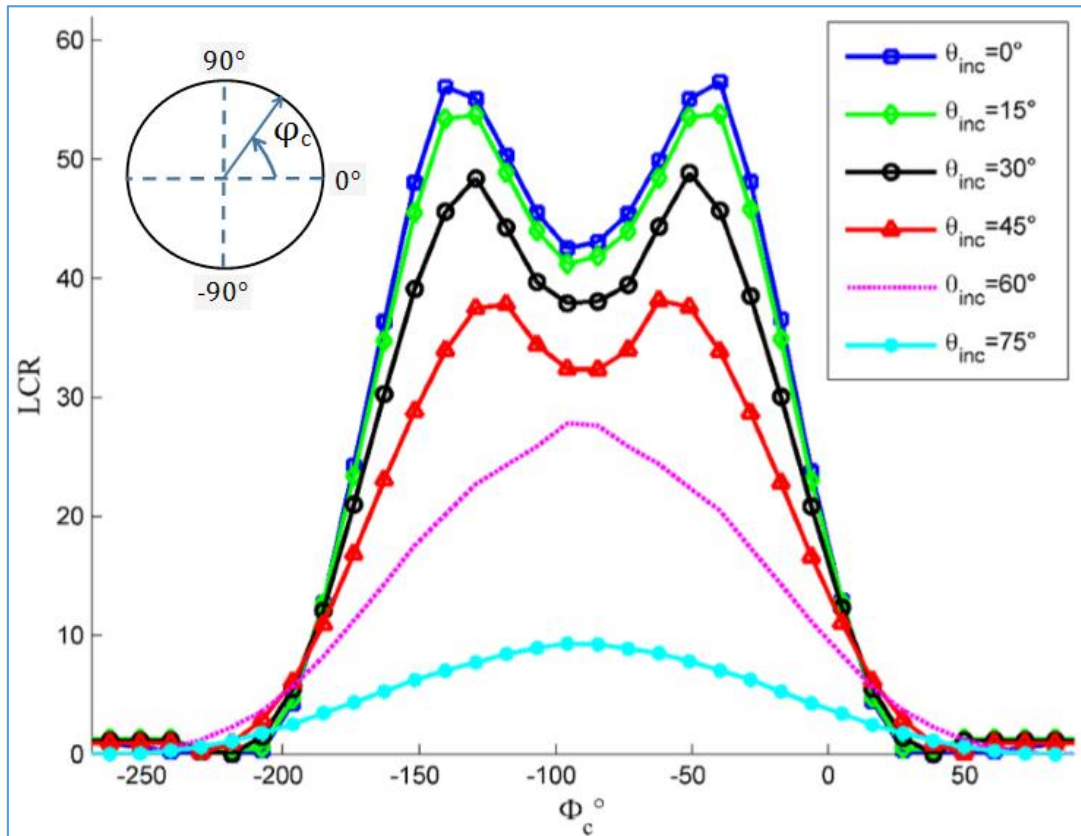


Figure 5.33. Concentration locale des rayons solaires pour différents angles d'incidence de la MicroSol-R.

A titre indicatif, la Figure 5.34 illustre la variation journalière du DNI durant le 15 mars 2017 (journée des manips). Avant le lever du soleil (avant 7h), la centrale n'est pas utilisée et le DNI est encore nul. La journée peut être divisée en trois périodes : croissance du DNI vers la valeur maximum (de 7h à 12h), chute du DNI vers une valeur nulle (de 12h à 17h), et enfin le coucher de soleil qui commence après 18h.

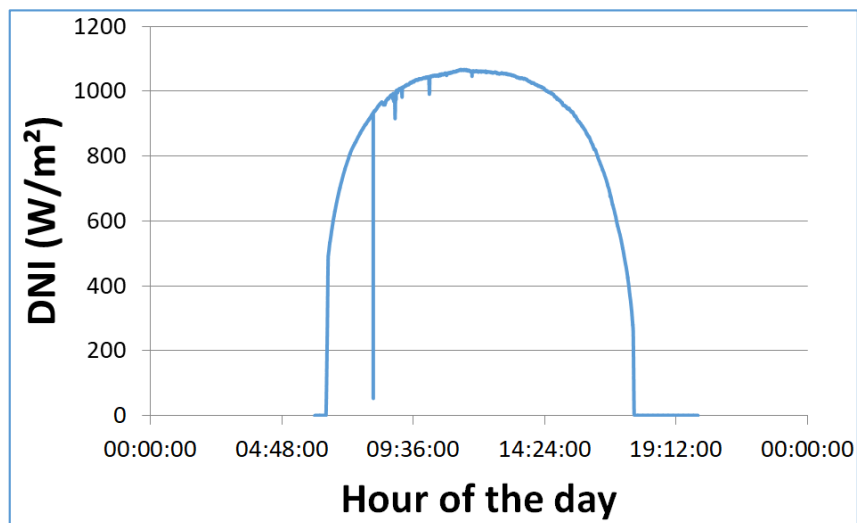


Fig. 5.34. Variation du DNI durant la journée du 15 Mars 2017 pour la centrale MicroSol-R.

Lorsque le soleil se lève, la circulation de fluide démarre dans le champ solaire. Après un léger dépassement, le débit massique est graduellement augmenté au fur et à mesure de l'élévation de la puissance solaire disponible, jusqu'à ce que sa valeur relativement stable soit atteinte. Il est visible dans la Figure 5.34 que le DNI chute des fois brusquement à cause de nuages, ce qui provoque quelques instabilités. Puis le test continu sans problème. En fin d'après-midi, le DNI diminue naturellement, et même si l'efficacité optique augmente légèrement, la conséquence est une diminution de la puissance solaire disponible.

Les conditions expérimentales ont été utilisées comme entrées du modèle : la température d'entrée, le débit, le DNI et la température ambiante ont été mises à jour à chaque paire de secondes simulées, grâce aux mesures expérimentales. Les résultats expérimentaux et numériques (en présence du soleil) peuvent être comparés selon trois paramètres : la température de sortie du fluide, la puissance utile et l'efficacité globale du collecteur. Les conditions d'opération et les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 5.18.

Tableau 5.18. Conditions d'opération et résultats obtenus pour la MicroSol-R en présence du soleil.

Conditions d'opération de la centrale MicroSol-R. On-sun.							T_{out} (°C)				η (%)	P (KW)
Cas	θ_{inc} (°)	DNI (W/m ²)	Vitesse du vent (m/s)	Débit (kg/s)	T_{amb} (°C)	T_{inlet} (°C)	Exp.	1D	2D	3D (CFD)	Exp.	
1	51.6	962	0.77	1.002	22.2	213.6	219.9	220.2	220.42	220.83	21.14	13.96
2	49.7	951	0.82	1.008	23.4	237.3	244.1	244.3	244.49	244.92	22.32	15.68
3	2.5	987	2.72	0.886	18	270.1	286.6	287.1	287.37	287.87	51.59	35.20
4	10.7	1012	3.21	1.161	28.8	278.5	291.3	291.0	291.35	292.04	51.63	36.09
5	20.1	1004	2.8	1.108	28.1	279.1	291.2	291.0	291.31	291.96	46.82	32.57

Utiliser la température de sortie comme critère de comparaison n'est pas très représentatif des erreurs de prédiction, car une légère variation de la température de sortie prédite peut mener à de grosses différences de puissances si le débit massique est important. La puissance utile est donc un bon indicateur, mais elle peut également beaucoup varier entre deux expériences. L'efficacité globale est donc le meilleur critère, car elle varie peu entre tous les tests, et permet de quantifier facilement les différences entre les prédictions et les résultats expérimentaux. La Figure 5.35 montre les efficacités obtenues par les modèles numériques proposés ainsi que celles proviennent des expérimentations.

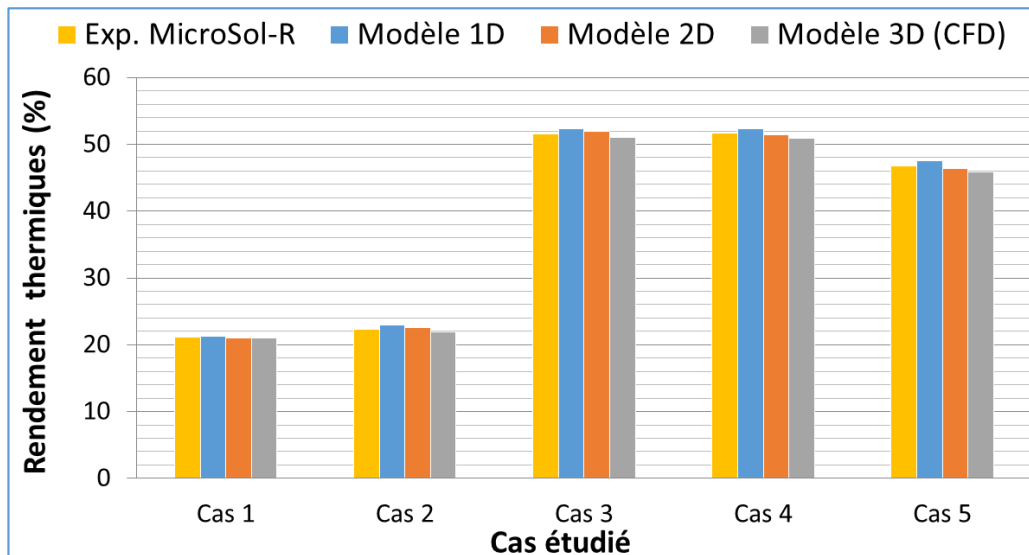


Figure 5.35. Variation du rendement thermique de la MicroSol-R.

Pour mieux visualiser les écarts entre les résultats obtenus par les différents modèles, nous proposons donc d'utiliser l'écart absolu comme critère de comparaison. Pour ce faire, les écarts résultants de la température de sortie et du rendement thermiques sont récapitulés dans le Tableau 5.19.

Tableau 5.19. Ecart absolu de la température de sortie et du rendement thermique (MicroSol-R).

Conditions d'opération	Ecart absolu de la température de sortie (°C)			Ecart absolu du rendement (%)		
	1D	2D	3D (CFD)	1D	2D	3D (CFD)
1	0.52	0.3	0.63	0.83	0.43	1.86
2	0.39	0.2	0.42	0.93	0.76	1.71
3	0.88	0.5	0.17	1.21	0.8	0.54
4	0.48	0.3	0.1	1.14	1.45	0.37
5	0.29	0.2	0.08	0.74	1.33	0.2
Moyenne	0.51	0.3	0.28	0.97	0.95	0.93

La Figure 5.36 illustre l'écart absolu de la température de sortie pour les trois modèles proposés. Suivant cette figure, on remarque d'après la valeur moyenne des écarts que le modèle 3D est en premier position, mais reste proche au modèle 2D, tandis que le modèle 1D semble le moins précis.

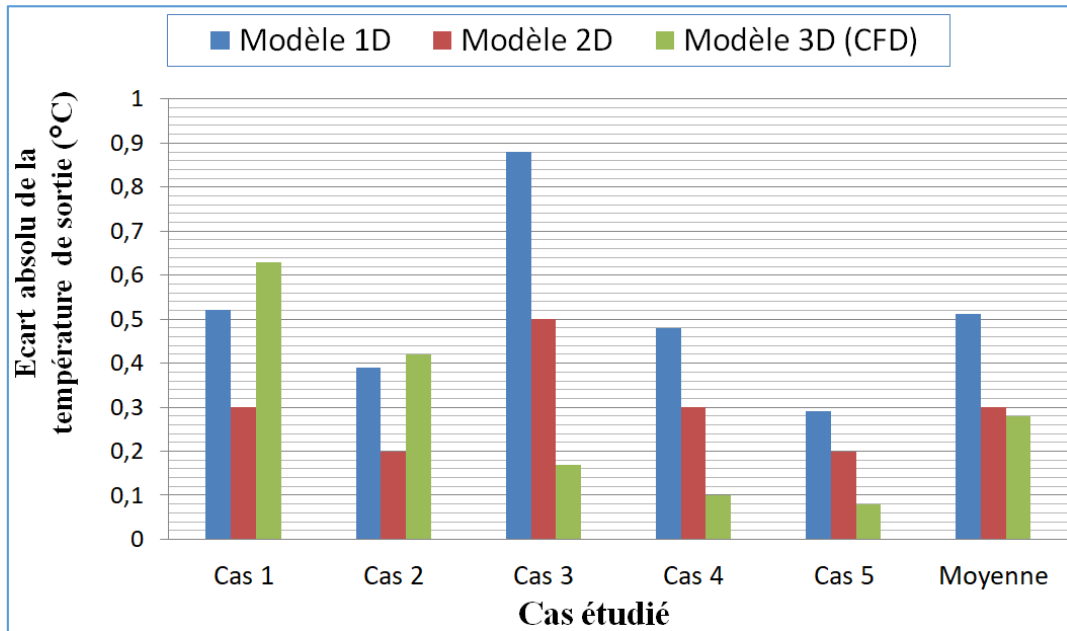


Figure 5.36. Ecart absolu de la température de sortie pour les modèles développés.

La Figure 5.37 montre les écarts absolus du rendement thermique. L'analyse de ces résultats nous conduit à conclure que malgré les différences percevables des fois, les valeurs moyennes des écarts des modèles restent toujours proches, ce qui montre une concordance acceptable.

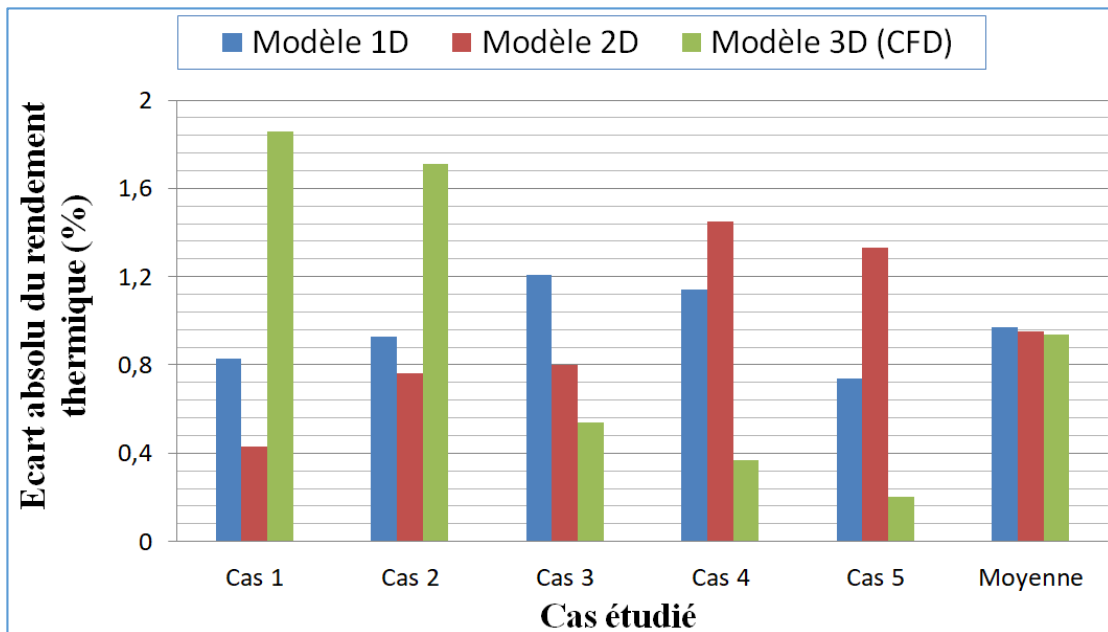


Figure 5.37. Ecart absolu du rendement thermique pour les modèles développés.

5.4.2.4. Résultats du modèle 3D

La figure 5.38-a montre la distribution du flux de chaleur sur la surface externe du tube absorbeur, tandis que la Figure 5.38-b montre la distribution de température correspondante.

Ces détails présentent un avantage important du modèle 3D, et ne peuvent pas être obtenues par les modèles simplifiés (1D et 2D).

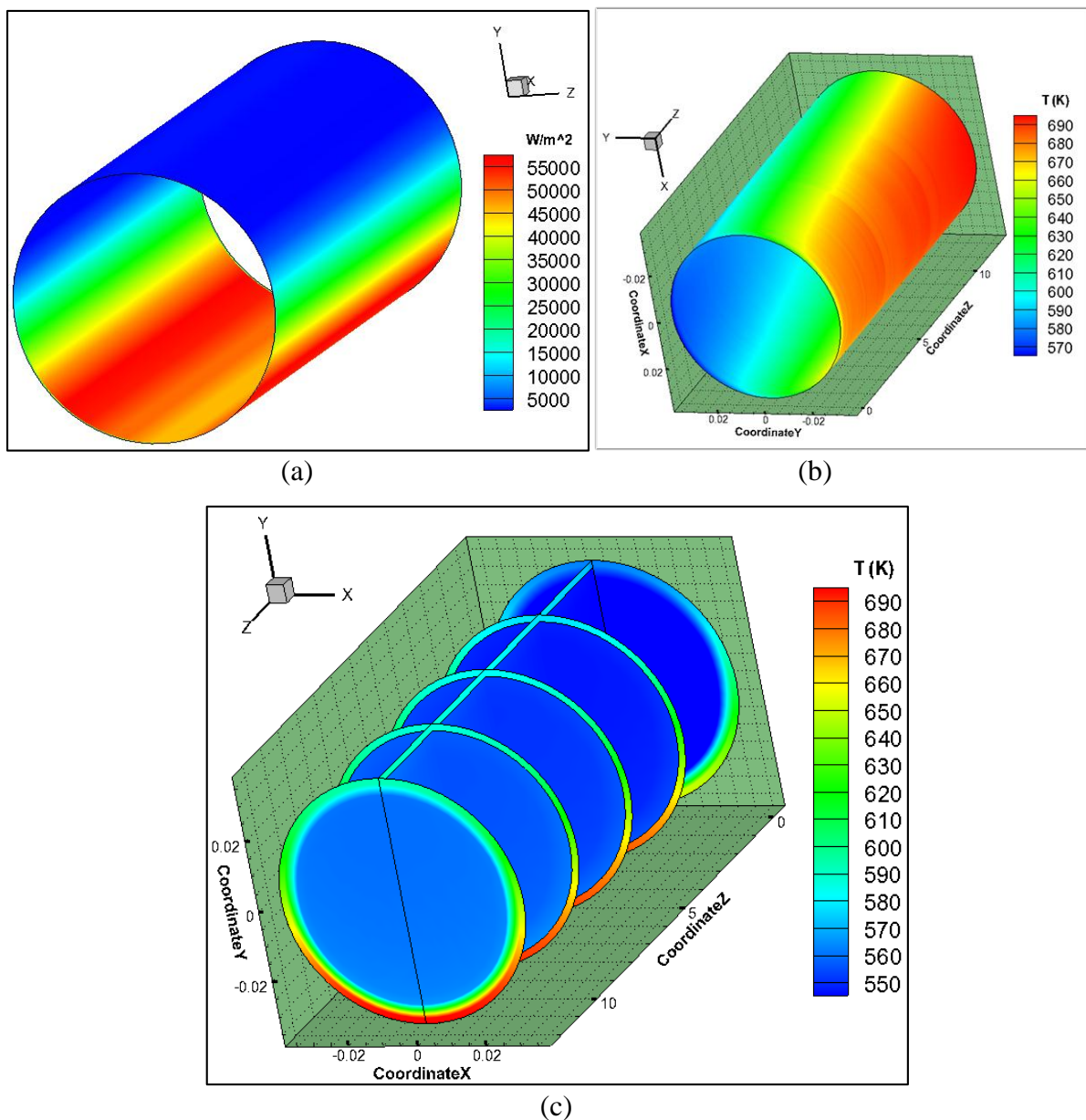


Figure 5.38. Distribution de flux de chaleur et de la température sur le tube absorbeur pour un flux non-uniforme.

Le modèle 3D est également capable de fournir la température minimale et maximale sur le tube récepteur. Ceci est très important pour sélectionner les propriétés optimales de tube récepteur. Le Tableau 5.20 donne les températures minimales, maximales et moyennes du tube absorbeur et du fluide caloporteur, pour certaines sections transversales (chaque 3 m). La figure correspondante à ces coupes est précédemment illustré (Figure 5.38-c).

Tableau 5.20. Valeurs des températures sur les coupes transversales.

Coupe transversale	T _{min} (K)		T _{max} (K)		T _{av} (K)	
	Absorbeur	Fluide	Absorbeur	Fluide	Absorbeur	Fluide
Inlet (0 m)	543.25	543.25	653.53	543.62	564.49	543.27
3 m	546.21	546.30	685.12	556.67	574.93	547.82
6 m	550.69	550.80	688.53	556.26	579.64	553.40
9 m	555.21	555.32	690.79	565.68	583.77	558.89
Outlet (12 m)	559.67	559.78	696.99	570.14	589.03	563.36

D'après ces figures, on remarque que :

- Il y a un fort gradient thermique au côté du tube qui reçoit le flux solaire concentré, en particulier à la fin du récepteur ;
- La diffusion dans la direction radiale est plus importante que la diffusion dans la direction angulaire, induisant une différence de température importante entre les deux côtés ;
- La température du tube absorbeur n'étant pas uniforme, il est important de vérifier la température maximale de tube absorbeur. Car l'augmentation de cette température peut entraîner des risques de surchauffe du fluide de transfert dans les récepteurs solaires.

Selon la distribution de température présentée sur la figure 5.38-b, la figure 5.39 illustre le profil de température du fluide/tube le long de la longueur axiale pour différents angles.

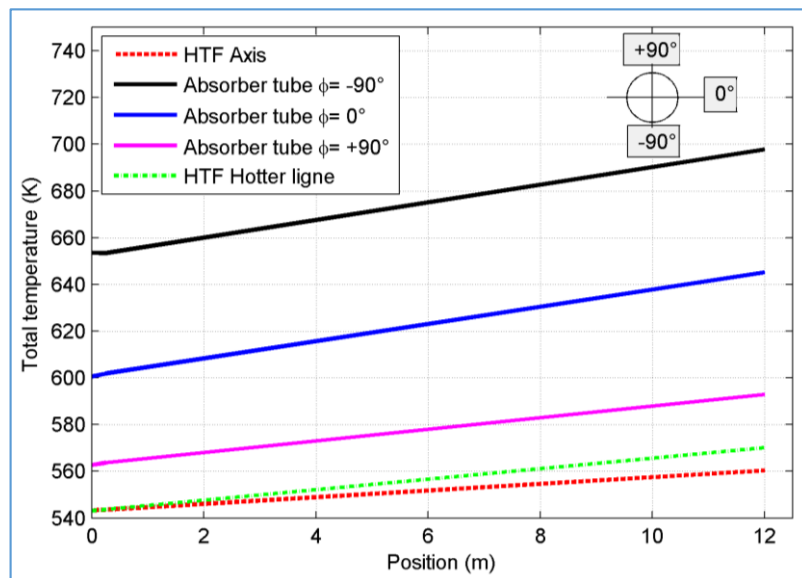


Figure 5.39. Distribution de la température de tube absorbeur et du fluide caloporteur.

Pour le tube absorbeur, le modèle 3D est capable de prédire la différence réelle entre dans la partie froide et la partie chaude. D'autre part, et pour assurer la circulation du fluide caloporteur dans la plage de température autorisé (éviter toute surchauffe), ce modèle peut

donner la température maximale du fluide dans n'importe position sur le tube absorbeur, ce qui reste une limite pour les modèles simples.

Pour pouvoir étudier l'influence de la distribution de flux de chaleur sur le récepteur, la Figure 5.40 (a et b) montre les résultats précédemment discutées avec un flux solaire uniforme. La température maximale semble beaucoup moins importante avec l'hypothèse d'un flux uniforme (640 K contre 697 K pour le cas de distribution de flux). Pour le cas d'un flux uniforme, la distribution de la température est complètement différente de celle obtenue avec inhomogénéité de flux. Pour le dernier cas, on remarque sur la circonférence de chaque coupe transversale, une nouvelle distribution de la température avec de nouvelles valeurs, alors que pour le cas d'un flux constant, la distribution sur la circonférence reste inchangée.

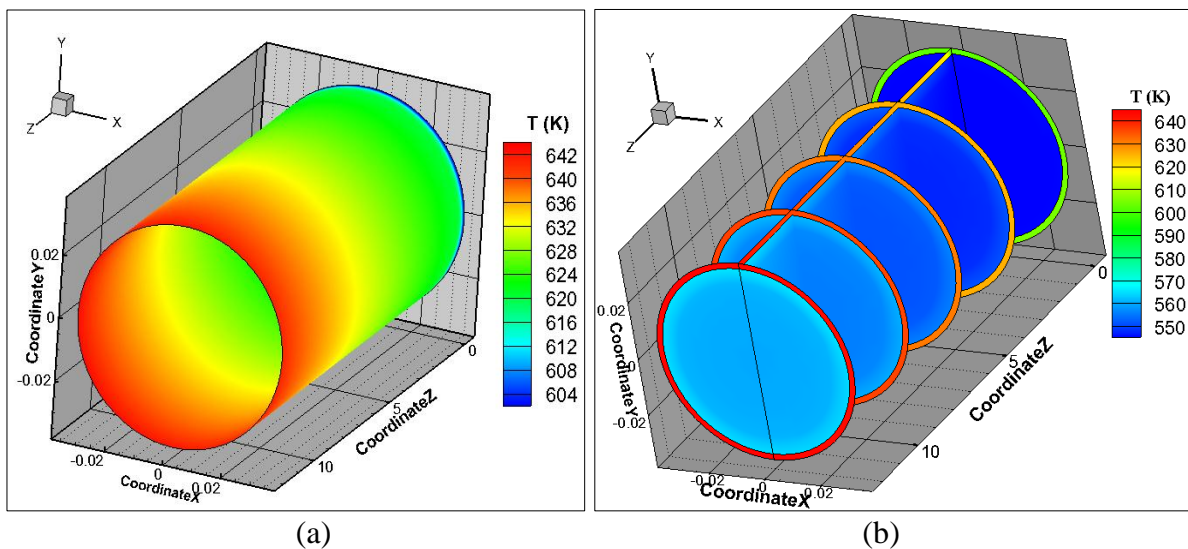


Figure 5.40. Distribution de la température sur le tube absorbeur (pour un flux uniforme).

5.5. CONCLUSION

Nous avons proposé un modèle optique pour analyser la distribution des rayons solaires concentrés sur la surface du tube absorbeur ainsi que l'efficacité optique du PTC. Ce modèle est développé et résolu en utilisant la méthode MCRT. Le code optique développé (Matlab) a montré une certaine flexibilité et puissance et permet de tenir compte de tous les paramètres géométriques et optiques d'un système de concentration. Par conséquent, il est capable de modéliser une ligne quelconque d'une centrale solaire de type cylindro-parabolique.

Nous nous sommes proposé dans ce travail de développer également un modèle thermique 1D, dans le but de prédire les performances de n'importe quelle ligne de collecteur cylindro-parabolique. Le modèle décrit le comportement thermique du fluide, du tube absorbeur, et de l'enveloppe de verre, en considérant un flux solaire uniforme. Ce modèle en une dimension a

d'abord été comparé à des résultats expérimentaux issus de la littérature scientifique, provenant du collecteur LS-2 testé au laboratoire SNL. Les résultats numériques furent en bonne concordance avec les résultats expérimentaux. Ensuite, et pour pouvoir montrer l'avantage du présent modèle devant les codes numériques existents, des comparaisons entre les résultats du modèle proposé et ceux des travaux antérieurs sont présentées et discutées.

Ensuite, les résultats expérimentaux provenant des collecteurs du laboratoire PROMES-CNRS ont été analysés (centrale MicroSol-R). Ce collecteur a tout d'abord été qualifié thermiquement et optiquement, grâce à des tests en absence et en présence du soleil, respectivement. Cela a permis d'identifier ses performances optiques pour n'importe quel angle d'incidence.

Un des trois collecteurs de la centrale MicroSol-R a été utilisé pour la validation du modèle unidimensionnel précédemment développé. Egalement un modèle 2D s'appuyant sur un système de conservation d'énergie, basé sur le premier principe de la thermodynamique, a été développé. Toutefois, puisque chacun de ces modèles simplifiés ne décrit le comportement thermique du récepteur qu'avec l'hypothèse d'un flux solaire uniforme, une qualification des performances du collecteur avec une distribution réelle des rayons solaires (flux non-homogène) était nécessaire. Pour ce faire, un modèle plus détaillé en 3D a été développé utilisant le code ANSYS-Fluent. Les données optiques calculées par la méthode MCRT en 3D ont donc été mises en entrée du modèle CFD. Les résultats expérimentaux et numériques des modèles proposés ont une fois de plus été en bonne concordance. Par la suite, l'accent a été porté sur la comparaison de ces trois modèles afin de montrer les avantages et les limitations de chacun d'eux.

L'analyse montre que les modèles simplifiés dont le plus simple (1D) et le moins complexe (2D) sont capables de prédire la performance thermique globale du concentrateur cylindro-parabolique. Le modèle en une dimension nécessite moins de temps de calcul et semble plus facile à modifier. Le modèle 2D demande un temps de calcul plus important, par conséquent, il peut parfois y avoir des problèmes de convergence. Cependant, le modèle complexe (3D) est le plus précis et il est capable de fournir des informations détaillées sur la distribution réelle de flux de chaleur reçue par le tube récepteur (permet d'améliorer les performances du système), ce qui est la limitation des modèles simplifiés. Néanmoins, le modèle 3D pourrait avoir des problèmes de convergence dus au maillage, il nécessite donc un temps de calcul plus long.

Conclusion générale

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail de thèse est d'étudier le comportement global d'un concentrateur solaire de type cylindro-parabolique afin d'améliorer ses performances optiques et thermiques. Pour répondre à ces attentes, la thèse s'est déroulée au niveau du laboratoire de génie mécanique et développement (ENP, Alger), dont les codes numériques sont développés. Alors que la partie expérimentale de la thèse s'est réalisée dans le cadre du programme nommé PNE, au sein du laboratoire PROMES-CNRS (Odeillo, France). Un nouvel équipement du laboratoire, la centrale solaire MicroSol-R, inaugurée en septembre 2016 a été utilisée afin de mener à bien cette étude.

Ce travail de thèse inédit propose une analyse expérimentale et numérique des principaux composants des collecteurs cylindro-paraboliques interconnectés. Principalement, le développement de trois modèles de calcul 1D, 2D et 3D destinés à prédire les performances thermiques et optiques d'une centrale à collecteur cylindro-parabolique.

Dans un premier temps, cette étude porte sur une modélisation mathématique de l'absorbeur, où nous avons établi un bilan thermique pour décrire les échanges de chaleur résultant. Pour cela, nous avons mis au point un code de simulation unidimensionnel, qui permet d'effectuer l'analyse énergétique du concentrateur cylindro-parabolique. Le présent travail vise à étudier le collecteur de la centrale MicroSol-R sur la base des qualifications expérimentales obtenues. Toutefois, la littérature est déjà pourvue de quelques résultats expérimentaux obtenus. Donc, le modèle sera en premier lieu validé par le collecteur de type LS-2 testé par Dudley et al. au laboratoire SNL. Ces travaux restent une référence dans la littérature, et sont considérés comme les premiers à avoir publié sur ce sujet. Ensuite, et pour pouvoir montrer l'avantage du présent modèle devant les codes numériques existant, des comparaisons entre nos résultats et ceux des travaux antérieurs sont présentés et discutés.

Puis les résultats expérimentaux provenant des collecteurs du laboratoire PROMES-CNRS ont été analysés (centrale MicroSol-R). Ce collecteur a tout d'abord été qualifié thermiquement et optiquement, grâce à des tests sans soleil et avec soleil, respectivement. Cela a permis de déterminer ses performances optiques pour n'importe quel angle d'incidence. Les résultats expérimentaux obtenus ont été utilisés pour la validation du modèle 1D précédemment discuté. Egalement un modèle 2D s'appuyant sur un système de conservation d'énergie a été développé.

Un des trois collecteurs de la centrale MicroSol-R a été utilisé pour la validation des deux modèles. Toutefois, puisque chaque modèle ne décrit que le comportement thermique du récepteur, une qualification des performances optiques du collecteur était nécessaire. Une corrélation empirique entre l'efficacité optique du collecteur et l'angle d'incidence des rayons du soleil sur la parabole a été développée. Les modèles 1D et 2D ont montré une certaine flexibilité et permettent la modélisation d'une ligne quelconque d'une centrale solaire.

Concernant les deux modèles 1D et 2D, le flux solaire arrivant sur le récepteur est considéré uniforme. Mais pour tenir compte de la distribution réelle de flux solaire sur le récepteur, un modèle optique en 3D basé sur la méthode de Monte Carlo a été développé et appliqué sur les deux collecteurs. Cette méthode permet de déterminer avec une très grande précision le trajet des rayons lumineux et l'intensité du rayonnement arrivant sur chaque partie du récepteur solaire. La courbe de distribution réelle de flux solaire a été déterminée et l'influence des paramètres géométriques et optiques sur les performances du système a été présentée et discutée.

Egalement, un modèle thermique 3D a été proposé où les équations gouvernant l'écoulement et la conservation d'énergie du fluide caloporteur sont considérées. Les résultats obtenus par le modèle optique en 3D sont ainsi considérés. Pour résoudre les équations du modèle mathématique résultant, nous avons utilisé le logiciel ANSYS-Fluent. Des comparaisons entre les résultats obtenus par les modèles proposés, ainsi que les résultats des travaux antérieurs sont présentés et discutés. Par la suite, l'accent a été porté sur la comparaison de ces trois modèles afin de montrer les avantages et les limitations de chacun d'eux.

Les principaux résultats qu'on peut retenir sont résumés comme suit :

Les modèles simplifiés dont le plus simple (1D) et le moins complexe (2D) sont capables de prédire la performance thermique globale du concentrateur cylindro-parabolique. Le modèle 1D nécessite moins de temps de calcul et semble plus facile à modifier. Le modèle 2D demande un temps de calcul plus important, par conséquent, il peut parfois y avoir des problèmes de convergence.

Le modèle 1D sous-estime les pertes en raison des hypothèses d'homogénéité du flux et donc de la température sur le pourtour du tube absorbeur. La deuxième cause est la longueur importante de tubes entre les extrémités du récepteur et les capteurs. Dans ces tubes de

connexion, l'isolation n'est pas du vide mais de la laine de verre et les pertes linéaires sont plus élevées que celles du récepteur.

Une légère sous-estimation des pertes est remarquée par le modèle 2D. On ajoute aux raisons précédemment citées le fait que le modèle 2D capte une légère énergie additionnelle provient des profils de températures non linéaires. Ce qui provoque l'augmentation de la température de sortie et par la suite les pertes thermiques.

Cependant, le modèle complexe (3D) est le plus précis et il est capable de fournir des informations détaillées sur la distribution réelle du flux de chaleur reçue par le tube récepteur, ce qui est la limitation des modèles simplifiés. Le modèle 3D semble donc prédire avec une précision acceptable les pertes thermiques du récepteur de la centrale MicroSol-R, avec toutefois une différence plus marquée pour les hautes températures. La différence générale entre prédiction et réalité est peut être due à une estimation trop optimiste des pertes thermiques dans la tuyauterie. Le modèle 3D est également capable de fournir la température minimale et maximale sur le tube récepteur. Ceci reste un paramètre très important pour sélectionner les propriétés optimales de tube récepteur. Néanmoins, le modèle 3D pourrait avoir des problèmes de convergence, il nécessite donc un temps de calcul plus long.

Au niveau académique, de nombreuses perspectives d'approfondissement de ce travail de thèse peuvent être envisagées :

- les études de compatibilités peuvent être approfondies en augmentant la durée des tests et en diversifiant les conditions d'opération (création d'une base de données) ;
- un travail conséquent sur l'impact de la non-uniformité du flux solaire concentré sur la tenue mécanique du tube récepteur des collecteurs solaires est à réaliser ;
- les nano-fluides peuvent être testés comme fluide de transfert de la centrale et leurs performances peuvent être comparées à celles obtenues avec les huiles synthétiques ;
- de nombreuses améliorations expérimentales peuvent être apportées à la boucle solaire afin d'améliorer le rendement du système (exemple d'utilisation des récepteurs sinusoïdale).
- les performances optiques du système solaire constituent toujours un paramètre clé, ce qui nécessite une étude approfondie des éléments constitutifs de la centrale solaire afin d'améliorer ses performances.

- un modèle globale peut être développé pour modéliser la totalité d'un groupe de puissance (générateur de vapeur, turbine, condenseur, pompe) connecté à une centrale solaire thermodynamique ;
- des outils d'aide à la prédiction de la ressource solaire peuvent être testés sur la centrale MicroSol-R ;
- il est possible d'étudier le comportement de nombreux éléments faces à la variabilité de la production d'une centrale solaire en les connectant à la centrale MicroSol-R pour utiliser la chaleur que cette dernière produit ;
- La technologie des capteurs cylindro-paraboliques possède l'avantage de pouvoir pallier la variabilité de la ressource solaire par un système de stockage thermique intégré. Il est ainsi théoriquement possible de produire de l'électricité ou de la chaleur de façon constante et continue. Pour ce faire, des études sur l'utilisation des sels fondus comme étant fluide caloporteur et fluide de stockage sont nécessaires.
- le modèle de la centrale peut être amplement amélioré, par la simulation des tubes de connexion et des différents échangeurs, ainsi que par la récupération et l'utilisation de données réelles d'ensoleillement ;
- des études technico-économiques peuvent être réalisées dans un objectif de dimensionnement optimal d'une centrale solaire thermodynamique de type cylindro-parabolique.

Références bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Renewables 2017 : Global status report. Paris : International Energy Agency, Juin 2018. 302 p. ISBN 978-3-9818107-6-9.

[2] ZERVOS, Arthouros. Renewable Energy Policy Network (REN21) : Global status report. Paris : 2018. 324 p. ISBN 978-3-9818911-3-3.

[3] Renewable Energy Essentials : Concentrating Solar Thermal Power. International Energy Agency. Paris : 2009. 121 p. ISBN: 245 87 65 24658 8.

[4] Syndicat des énergies renouvelables. [en ligne]. Consulté en 2017. Disponible sur <www.enr.fr>.

[5] Technology Roadmap : Concentrating Solar Power. Paris : Report of IEA, 2015. 46 p.

[6] Le Baromètre des énergies renouvelables : Filière de solaire thermodynamique et solaire thermique. France : EurObserv'ER, 2015. 10 p.

[7] Centre de développement des énergies renouvelables en Algérie : Bulletin 22. Alger : CDER. EISSN/ISSN 1112-3850. 40 p.

[8] BRAKMANN, Georg. Solar thermal power report. ESTIA/SolarPaces. 2015. 52 p. ISBN: 90-73361-82-6.

[9] KALOGIROU, Soteris. Solar energy engineering : processes and systems. 1st ed. USA : Elsevier, 2009. 756 p. ISBN 978-0-12-374501-9.

[10] KIRCHER, A. Ars magna lucis et umbrae (1646) : fac-similé de l'ed. 1671. Univ Santiago de Compostela : Servicio de Publicaciones e Intercambio Científico, 2000. ISBN 8481218421.

[11] De CAUS, S. Les raisons des forces mouvantes, avec diverses machines tant utiles que plaisantes, auxquelles sont adjoints plusieurs dessins de grottes & fontaine. J. Norton, Francfort, reprod. CNAM F Da 1. Paris. 1615. ISBN.

[12] DE BUFFON, L. C. Invention de miroirs ardents, pour bruler à une grande distance. Registres de l'Académie Royale des Sciences / CNRS-CRHST, 1747. ISBN.

[13] A.L. De LAVOISIER. Détail des expériences au moyen du grand verre ardent dans Mémoires de Lavoisier. Tome 3. CNRS-CRHST. ISBN.

[14] KREITH, Frank and YOGI GOSWAMI, D. Handbook of energy efficiency and renewable energy. London : CRC Press, 2007. 1624 p. ISBN 9781138749115.

[15] QUINNEZ, B and MOUCHOT, Augustin-Bernard. (1825-1912), un missionnaire de l'énergie solaire. Conférence de l'assemblée générale 2011 de l'Association des Membres de l'Ordre des Palmes Académiques (AMOPA).

- [16] RICHER, Christoph. Concentrated solar thermal power report. SolarPaces/IEA. Septembre 2008. 90 p.
- [17] RIVOIRE, Bruno. Le solaire thermodynamique. France, 2002. 23 p.
- [18] ANDRIEUX, Stéphane. Le solaire thermodynamique à concentration, une technologie dévoilée. Paris : EDF R&D, juin 2012. 4 p.
- [19] Centre de développement des énergies renouvelables en Algérie. [en ligne]. Consulté en 2018. Disponible sur <www.cder.dz>.
- [20] Agence nationale de l'énergie solaire marocaine : Site de Ouarzazate. [en ligne]. Consulté en 2018. Disponible sur <www.masen.org.ma>.
- [21] Le Baromètre des énergies renouvelables : Filière de solaire thermodynamique. Observ'ER, Chapitre 10, 2016. 9 p.
- [22] COULAUD, Céline. Feuille de route : Solaire thermodynamique. Paris : ADEME, Février 2011. 36 p. ISBN : 978-2-35838-195-6.
- [23] Lazard's Levelized Cost of Energy Analysis. [en ligne]. Consulté en 2017. Disponible sur <<https://www.lazard.com>>.
- [24] MEHOS, Mark. TURCHI, Craig. PAUL DENHOLM, Jennie Jorgens. KENNETH ARMIJO, Clifford Ho. On the Path to SunShot : Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability. Sunshot Report, 2016. 48 p. NREL/TP-5500-65688, SAND2016-2237 R.
- [25] KALOGIROU, Soteris. Solar thermal collectors and applications. Prog. Energy Combust. Sci., 2004, vol. 30, p. 231-295.
- [26] VIGNAROUBAN, K. Heat Transfer Fluids for Concentrating Solar Power Systems – A Review. Applied Energy, 2015, vol. 146, p. 383-396.
- [27] National Renewable Energy Laboratory NREL : Solar Energy thermal Program about concentrating systems. [en ligne]. Consulté en 2017. Disponible sur <www.eere.energy.gov/solar>.
- [28] MILLS, D. Advances in Solar Thermal Electricity Technology. Solar Energy, 2004, vol. 76, p. 19-31.
- [29] PEIRANO, Eric. Feuille de route : Solaire à concentration. Paris : ADEME, Février 2013. 29 p. ISBN : 978-2-35774-181-2.
- [30] Le solaire thermodynamique : Syndicat des énergies renouvelables (juin 2012). [en ligne]. Consulté en 2016. Disponible sur <www.enr.fr>.
- [31] National Renewable Energy Laboratory NREL : Solar Energy Technologies Program. [en ligne]. Consulté en 2017. Disponible sur <www.eere.energy.gov/solar>.

- [32] Rapport d'activité 2016 d'IFP Energies nouvelles. [en ligne]. Consulté en 2017. Disponible sur <www.ifpenergiesnouvelles.fr>.
- [33] Observatoire (Observ'ER) des énergies renouvelables et Energie de France. Quinzième inventaire (2013). [en ligne]. Consulté en 2018 Disponible sur <http://www.energies-renouvelables.org/accueil-observ-er.asp>.
- [34] VAN DER HOEVEN, Maria. L'Agence internationale de l'énergie (AIE) : Renewable energy, medium term market report. Paris : 2013. 242 p. ISBN: 978 92 64 19118 1.
- [35] SYLVAIN, Quoilin. Rapport sur les centrales solaires à concentration. Université de Liège, Mai 2007. 34 p.
- [36] Installation instruction and guidance related to transport, handling, maintenance and disposal, 3rd generation : Receiver Manual SCHOTT PTR®70. Germany : SCHOTT Solar, 2012. 58 p.
- [37] YANNOT, Yves. Thermique Solaire, 2003. 75 p.
- [38] FOSTER, Robert. GHASSEMI, Majid and COTA, Alma. Solar energy : renewable energy and the environment, CRC Press, 2009. 380 p. ISBN 9781420075663.
- [39] GIL, A. MEDRANO, M. MARTORELL, I. LÁZARO, A. DOLADO, P. ZALBA, B and CABEZA, L.F. State of the Art on High Temperature Thermal Energy Storage for Power Generation. Part 1 – Concepts, Materials and Modellization. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, vol. 14, p. 31-55.
- [40] HASELBACHER, A. Thermal Energy Storage – Motivation, Options, and Overview of Current Modeling and Experimental Efforts, SFERA Winter School 2015 on Thermal Energy Storage, pp. 5-55, 2015.
- [41] TANAKA, Nobuo. Technology Roadmap : Concentrating Solar Power. Paris : Report of IEA, October 2010. 52 p.
- [42] DUDLEY, V. KOLB, G. SLOAN, M and KEARNEY, D. Test results : SEGS LS-2 solar collector, Report of Sandia National Laboratories. (1994) SAND94-1884.
- [43] YAGHOUBI, M. AHMADI, F and BANDEHEE, M. Analysis of heat losses of absorber tubes of parabolic trough collector of Shiraz (Iran) solar power plant. Journal of Clean Energy Technologies, 2013, vol. 1, p. 33-37.
- [44] KALOGIROU, S.A. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. Energy, 2012, vol. 48, p. 298- 306.
- [45] VICTOR, C. PIGOZZO, F. Alexandre, B. JÚLIO, C. and SERGIO C. Experimental and numerical analysis of thermal losses of a parabolic trough solar collector. Energy Procedia, 2014, vol. 57, p. 381-390.
- [46] VALENZUELA, L. LÓPEZ-MARTÍN, R and ZARZA, E. Optical and thermal performance of large size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments : A test method and a case study. Energy, 2014, vol. 70, p. 456-464.

- [47] YILMAZ, IH and SÖYLEMEZ, MS. Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector. *Energy Conver. Manage.*, 2014, vol. 88, p. 768-784.
- [48] ODEH, SD, MORRISON, GL and BEHNIA, M. Modeling of Parabolic Trough Direct Steam Generation Solar Collector. *Solar Energy*, 1998, vol. 62, p. 395-406.
- [49] FORRISTALL, R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Solver Equation, Technical report. Colorado: National Renewable Energy Laboratory. 2003. 164 p. NREL/TP-550-34169.
- [50] BROOKS, M J. MILLS, I and HARMS, T M. Performance of a parabolic trough solar collector. *Journal of energy in Southern Africa*, 2006, vol. 17, p. 71-80.
- [51] GARCÍA-VALLADARES, O and VELÁZQUEZ, N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *Int J Heat Mass Trans*, 2009, vol. 52 (3-4), p. 597-609.
- [52] R.V. Padilla, Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. PhD Thesis. Ann Arbor: ProQuest LLC : 2011.
- [53] BEHAR O, KHELLAF A and MOHAMMEDI K. A novel parabolic trough solar collector model – validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES). *Energy Conver Manage*, 2015, vol. 106, p. 268-281.
- [54] HONGBO Liang, SHIJUN You and HUAN Zhang. Comparison of different heat transfer models for parabolic trough solar collectors. *Applied Energy*, 2015, vol. 148, p. 105–114.
- [55] W. Huang, Q. Xu, P. Hu. Coupling 2D thermal and 3D optical model for performance prediction of a 720 parabolic trough solar collector. *Sol. Energy*, 2016, vol. 139, p. 365-380.
- [56] S.M. Jeter. Calculation of the concentrated flux density distribution in parabolic trough collectors by a semifinite formulation. *Sol. Energy*, 1986, vol. 37 (5), p. 335-345.
- [57] S.M. Jeter. Analytical determination of the optical performance of practical parabolic trough collectors from design data. *Sol. Energy*, 1987, vol. 39 (1), p. 11-21.
- [58] H.G. Riveros, A.I. Oliva. Graphical analysis of sun concentrating collectors. *Sol. Energy*, 1986, vol. 36, p. 313- 322.
- [59] H. Güven, R. Bannerot, Derivation of universal error parameters for comprehensive optical analysis of parabolic troughs. *J. Sol. Energy Eng.*, 1986, vol. 108, p. 275-281.
- [60] YANG B, ZHAO J, XU T and ZHU Q. Calculation of the concentrated flux density distribution in parabolic trough solar concentrators by Monte Carlo Ray-trace method. In: *Symposium on photonics and optoelectronics*; 2010.
- [61] CHENG ZD, HE YL, XIAO J, TAO YB and XU RJ. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector. *Int Commun Heat Mass Trans*, 2010, vol. 37, p. 782–787.

- [62] HE YL, XIAO J, CHENG ZD and TAO YB. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renew Energy*, 2011, vol. 36, p. 976–985.
- [63] CHENG ZD, HE YL, CUI FQ, XU RJ and TAO YB. Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with non-uniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method. *Sol Energy*, 2012, vol. 86, p. 1770–1784.
- [64] CHENG ZD, HE YL and CUI FQ. A new modelling method and unified code with MCRT for concentrating solar collectors and its applications. *Appl Energy*, 2013, vol. 101, p. 686–698.
- [65] WEIDONG H, PENG H and ZESHAO C. Performance simulation of a parabolic trough solar collector. *Solar Energy*, 2012, vol. 86, p. 746-755.
- [66] HACHICHA AA, RODRÍGUEZ I, CAPDEVILA R and OLIVA A. Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Appl Energy*, 2013, vol. 111, p. 581–92.
- [67] CHENG ZD, HE YL, KUN. WANG, BAO-CUN. DU and CUI FQ. A detailed parameter study on the comprehensive characteristics and performance of a parabolic trough solar collector system. *Applied Thermal Engineering*, 2014, vol. 63, p. 278-289.
- [68] XINGWANG Song, GUOBO Dong, FANGYUAN Gao, XUNGGANG Diao, LIQING Zheng and FUYUN Zhou. A numerical study of parabolic trough receiver with non-uniform heat flux and helical screw-tape inserts. *Energy*, 2014, vol. 77, p. 771-782.
- [69] ZHAO D, XU E, YU Q and LEI D. The simulation model of flux density distribution on an absorber tube. *Energy Procedia*, 2015, vol. 69, p. 250-258.
- [70] CHENG ZD, HE YL, DU BC, WANG K and LIANG Q. Geometric optimization on optical performance of parabolic trough solar collector systems using particle swarm optimization algorithm. *Appl Energy*, 2015, vol. 148, p. 282–93.
- [71] LIANG H, YOU S and ZHANG H. Comparison of three optical models and analysis of geometric parameters for parabolic trough solar collectors. *Energy*, 2016, vol. 96, p. 37–47.
- [72] GÜVEN H and BANNEROT R. Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries. *J Sol Energy*, 1986 vol. 36, p. 535–550.
- [73] METROPOLIS Nicholas. *The Beginning of the Monte Carlo Method*. Los Alamos Science, 1987, vol. 15, p. 125-130.
- [74] METROPOLIS Nicholas and ULAM Stanislaw. *The Monte Carlo Method*. *Journal of the American Statistical Association*, 1949, vol. 44 (247), p. 335-341.
- [75] ROCCIA, J P, B PIAUD, C COUSTET, C CALIOT, E GUILLOT, G FLAMANT and J DELATORRE. SOLFAST, a Ray-Tracing Monte-Carlo Software for Solar Concentrating Facilities. *Journal of Physics : Conference Series*, 2012, vol. 369 (012029).

- [76] SCHWARZBÖZL, Peter, SCHMITZ Mark, and PITZ-PAAL Robert. Visual HFLCAL – A Software Tool for Layout and Optimisation of Heliostat Fields. SolarPACES Conference, 2009.
- [77] WENDELIN, Tim. SolTRACE : A New Optical Modeling Tool for Concentrating Solar Optics. In Solar Energy, 2003, p. 253–260.
- [78] BLANCO, M.J. Current Status of Tonatiuh - A Computer Program for the Simulation of Solar Concentrating Systems. In 16th Workshop on Crystalline Silicon Solar Cells & Modules Denver., 2006.
- [79] DELATORRE, J., G. BAUD, J.J. BÉZIAN, S. BLANCO, C. CALIOT, J.F. CORNET, C. COUSTET, et AL. Monte Carlo Advances and Concentrated Solar Applications. Solar Energy, 2014, vol. 103, p. 653–681.
- [80] PRICE H, LÜPFERT E, KEARNEY D, ZARZA E, COHEN G, GEE, et AL. Advances in parabolic trough solar power technology. J Solar Energy Eng, 2002, vol. 124(2), p. 109–25.
- [81] DELGADO-TORRES AM and GARC RL. Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic rankine cycle. Desalination, 2007, p. 216-276.
- [82] CENGEL YA. Heat transfer and mass transfer: a practical approach. 3rd ed. McGraw Hill Book Company, 2006. ISBN 13: 9780073250359.
- [83] GNIELNSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Chemical Engineering, 1976, vol. 562(2), p. 359-63.
- [84] INCROPERA F, DEWITT D, BERGMAN TL, LAVINE AS. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. New York: John Wiley and Sons, 2007. 1024 p. ISBN-13: 978-0471457282.
- [85] KREITH F and BOHN M.S. Principles of Heat Transfer, 7th ed., Cengage Learning, 2010. 696 p. ISBN-13: 978-0495667704
- [86] BASKHARONE, Erian A. Thermal Science: Essentials of Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer. McGraw-Hill, 2012. 480 p. ISBN-13: 978-0071772341
- [87] RICHARD H. PLETCHER et al. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. Third Edition, CRC Press, 2012. 774 p. ISBN-13: 978-1591690375
- [88] LAUNDER, B.E. and SPALDING, D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, vol. 3, p. 269-289.
- [89] Arkema, Jarytherm® DBT – Product Technical Datasheet, Report 2009.
- [90] Solutia, Therminol® VP-1 – Product Technical Datasheet, Report 1998.
- [91] Dow Chemical, Dowtherm A Heat Transfer Fluid –Technical Datasheet, Report 1997.
- [92] FASQUELLE, Thomas. Modélisation et caractérisation expérimentale d’une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline. Thèse de Doctorat : Énergétique et Génie des Procédés : France, Université de Perpignan : 2018.

Annexes

Annexe A.

Les équations moyennées selon la procédure de Reynolds sont données comme suit [88] :

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0$$

L'équation de la quantité de mouvement (Navier-stokes) :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_t + \mu) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu_t + \mu) \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right] + \rho g_i$$

L'équation d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + q_R$$

Pour tenir compte de la turbulence de l'écoulement, nous avons considéré le modèle de turbulence k - ε standard [88]. Il est basé sur les équations de l'énergie cinétique de turbulence k et la dissipation de l'énergie cinétique de turbulence ε . Ce modèle consiste à représenter les propriétés de la turbulence à l'aide d'échelles de vitesse et de longueur caractéristiques des fluctuations. Les équations du modèle sont données comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 G_k - c_2 \rho \varepsilon)$$

avec μ_t désigne la viscosité dynamique turbulente et donnée par la relation :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

G_k désigne la génération de l'énergie cinétique de turbulence due au gradient de vitesse et donnée par la relation :

$$G_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Les valeurs utilisées pour les constantes du modèle sont données comme suit :

$$C_\mu = 0,09, c_1 = 1,44, c_2 = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3 \text{ et } \sigma_T = 0,85.$$

Annexe B.

Des photos représentant les étapes de construction de la MicroSol-R.

