



N° d'ordre : 3406

THÈSE

En vue de l'obtention du : **DOCTORAT**

Structure de Recherche : Laboratoire de Matière Condensée et Sciences
Interdisciplinaires (LaMCScl),

Discipline : Physique

Spécialité : Énergies Renouvelables.

Présentée et soutenue le : 26/12/2020 par :

Mokhtar GHAZOUANI

**Systeme solaire à collecteurs cylindro-paraboliques pour le maintien en chauffe
d'un stockage de bitume : modélisation, optimisation et analyses expérimentales**

JURY

Yassine HASSOUNI	PES	Faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat	Président
Hamid EZ-ZAHRAOUI	PES	Faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat	Rapporteur-Examineur
Rachid BENCHRIFA	PES	Faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat	Rapporteur-Examineur
Rachid EL BOUAYADI	PES	Ecole Nationale des Sciences Appliquées, Université Ibn Tofail, Kenitra	Rapporteur-Examineur
Ahmed EZBAKHE	PES	Université Internationale de Rabat	Examineur
Mohammed BENAÏSSA	PES	Faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat	Directeur de Thèse
Mohsine BOUYA	PA	Université Internationale de Rabat	Co-Directeur de Thèse

Année Universitaire : 2019-2020

DEDICACE

À MA CHERE MAMAN

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que tu as consentie pour mon instruction et mon bien être.

Je te remercie pour tout le soutien et l'amour que tu me porte depuis mon enfance et j'espère que ta bénédiction m'accompagne toujours.

Que ce modeste travail soit l'exaucement de tes vœux tant formulés, le fruit de ton innombrable sacrifice, bien que je ne t'en n'acquitterai jamais assez.

Puisse Dieu, le Très Haut, t'accorder santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne te déçoive.

À LA MEMOIRE DE MON PERE

J'aurais tant aimé que tu sois présent.

Que Dieu ait votre âme dans sa sainte miséricorde

À MES CHERS ET ADORABLE FRERES

En témoignage de mon affection fraternelle, de ma profonde tendresse et reconnaissance, je vous souhaite une vie pleine de bonheur et de succès et que Dieu, le tout puissant, vous protège et vous garde.

À MES AMIS

En souvenir de notre sincère et profonde amitié et des moments agréables que nous avons passés ensemble.

Ghazouani Mokhtar

Remerciements

À l'issue de l'obtention de mon doctorat, je suis convaincu que la thèse est loin d'être un travail solitaire. En effet, je n'aurais jamais pu réaliser ce travail doctoral sans le soutien d'un grand nombre de personnes dont la générosité, la bonne humeur et l'intérêt manifestés à l'égard de ma recherche m'ont permis de progresser dans cette phase d'apprenti chercheur.

Ce travail de thèse a été réalisé en collaboration au laboratoire d'énergie renouvelable et matériaux avancés (LERMA), de l'université internationale de Rabat (UIR) sous la direction du Professeur **Mohsine BOUYA**, et au sein du Laboratoire de Matière Condensée et Sciences Interdisciplinaires (LaMCSci) de la Faculté des Sciences de de l'Université Mohammed V de Rabat, dirigé par le Professeur **Mohammed BENAÏSSA**.

Tout d'abord, je tiens à remercier mes directeurs de thèse, pour la confiance qu'ils m'ont accordée le long de mes études doctorales, pour leurs multiples conseils et pour toutes les heures qu'ils ont consacrées à diriger cette recherche.

Ensuite, Je tiens à remercier Monsieur **Yassine HASSOUNI** professeur à la faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat pour avoir accepté de présider le jury de ma thèse.

Ensuite, Je tiens à remercier Monsieur **Hamid EZ-ZAHRAOUI** professeur à la faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat pour m'avoir fait l'honneur d'être rapporteur et examinateur de cette thèse.

Par la suite, Je tiens à remercier Monsieur **Rachid BENCHRIFA** professeur à la faculté des Sciences, Université Mohammed V de Rabat pour m'avoir fait l'honneur d'être rapporteur et examinateur de cette thèse.

Enfin, Je tiens à remercier Monsieur **Rachid EI BOUAYADI** Professeur de l'Ecole Nationale des Sciences Appliquées de l'Université Ibn Tofail de Kénitra pour m'avoir fait l'honneur d'être rapporteur et examinateur de cette thèse. je leur exprime ma profonde reconnaissance d'avoir accepté cette lourde tâche.

Par la même occasion, j'adresse mes remerciements au Monsieur **Ahmed EZBAKHE** Professeur de l'enseignement supérieur à l'Université Internationale de Rabat, d'avoir accepté d'examiner mon travail de thèse.

Mes remerciements vont bien évidemment à **Mr. Badr IKKEN**, Directeur Général de l'Institut de Recherche en Énergie Solaire et Énergies Nouvelles, d'avoir facilité le financement de la présente thèse, et ce dans le cadre du programme INNOTHERM2014.

Résumé

Le présent travail s'intéresse à la conception, la modélisation, l'optimisation et l'analyse expérimentale d'un système hybride solaire basé sur les petits capteur cylindro parabolique (PCCP) et leur intégration dans l'industrie. Ce travail de thèse commence tout d'abord par une étude exhaustive de l'état de l'art concernant les technologies des collecteurs solaires à concentration, en particulier les collecteurs cylindro-paraboliques incluant les PCCPs avec une étude critique des spécifications et caractéristiques des applications industrielles intégrant ce type de technologie. Après, le modèle d'équation modélisant le système d'équation étudié obtenu à partir des équations de conservation, phénomène de transfert et corrélations. Ce système est résolu en utilisant des algorithmes innovants afin d'étudier l'impact des paramètres de fonctionnement et de conception sur les performances thermo-économiques et exergetique des PCCP. Ce travail a été complété par l'optimisation des PCCPs et du système hybride qui les intègre en combinant les algorithmes de résolution et l'algorithme génétique. Les résultats obtenus prouvent que les PCCPs ainsi que leur intégration est un moyen prometteur au point de vue technique, économique, et aussi environnemental. En effet, l'intégration des PCCPs optimisés ($A_a=10m^2$; $W \times L=2m \times 5m$) permettent d'atteindre une fraction solaire ($FS \geq 40\%$ et Coût unitaire (CU) $< 0,05US \$ / kWh$ pour les petites capacités thermiques et $FS \geq 85\%$ et CU inférieur à $0,2US \$ / kWh$ pour les grandes capacités thermiques. Les PCCPs optimisés ont été concevez et fabriquer pour un prototype de maintien en chauffe un stockage de bitume. Un system dit data-logger est déployé pour mesurer et enregistrer les données expérimentaux, les données résultantes de l'expérimentation sont confrontées avec le modèle développé. Ce qui prouve que le modèle développé et les méthodes de résolutions proposées sont capable de reproduire ces importantes fluctuations avec précision ($< 12\%$ d'erreur sur la puissance transmise au fluide).

Mots-clefs (5) : Capteur cylindro parabolique, modélisation, optimisation, analyse expérimentale, integration du solaire thermique dans l'industrie.

Summary

This work is concerned with designing, modeling, and optimizing a solar hybrid system based on Small Parabolic Trough Collectors SPTC and their integration into the industry. This thesis work begins first with an exhaustive study of state of the art concerning the technologies of concentrating solar collectors, in particular the parabolic trough collectors and the new generation of SPTCs, with a critical study of the specifications and characteristics for the solar heat integration in the industrial application around the world. Afterward, an exhaustive analysis of the impact of the operating and design parameters on the thermo-economic and exergy performance of SPTC was carried out using a system of modeling equations based on thermodynamics and heat transfer phenomena and solved using a double iterative fixed-point algorithm. Also, optimization work completes this study using a new optimization method that combines the genetic algorithm and the fixed point. The optimization results prove that the integration of SPTC in industrial thermal processes is a promising and economical way to replace fossil fuels. Indeed, each single optimized SPTC ($A_a = 10\text{m}^2$; $W \times L = 2\text{m} \times 5\text{m}$) provides more than 12.84 MWh / year with an average unit cost of less than 0.022 USD / kWh. After that, integrating these optimized SPTCs collectors in a hybrid thermal energy production system to maintain the heat bitumen storage was studied. The objective is to provide an optimized configuration of this system in terms of design, sizing, and real-time operation, thus minimizing the energy cost and the rate of use of fossil fuels. The optimization problem is formulated based on equations of conservation of mass and energy, modeling of heat transfer phenomena, and economic data. It is solved by combining the trial-and-error method, the multi-node calculation procedure, and the genetic algorithm considering different thermal storage capacities. Thanks to our optimization, we have reached $REF \geq 40\%$ and $EC < 0.05\text{US } \$ / \text{kWh}$ for small thermal capacities and $REF \geq 85\%$ and EC less than $0.2\text{US } \$ / \text{kWh}$ for large thermal capacities. This is equivalent to saving over 0.75 and 1.5 tons of CO_2 emissions/year / kW, respectively, for small and large thermal storage capacities. The SPTCs were designed and manufactured for a prototype for maintaining a bitumen storage tank. A so-called data-logger system is deployed to measure and record the experimental data. The data resulting from the experiment are compared with the developed model. The model reproduced these large fluctuations with precision ($< 12\%$ error on the power transmitted to the fluid).

Keywords : Parabolic trough collector, modelling, optimization, experimental analysis, solar heat for industrial processes

موجز

يهتم هذا العمل بتصميم ونمذجة وتحسين نظام هجين شمسي يعتمد على مجمعات أحواض مكافئة صغيرة PCCP ودمجها في الصناعة الحرارية. يبدأ عمل هذه الأطروحة أولاً بدراسة مستفيضة لأحدث ما توصلت إليه التكنولوجيا فيما يتعلق بتقنيات مجمعات الطاقة الشمسية المركزة، ولا سيما مجمعات الأحواض المكافئة والجيل الجديد من PCCP، مع دراسة نقدية لمواصفات وخصائص تكامل الحرارة الشمسية في التطبيق الصناعي حول العالم. بعد ذلك، تم إجراء تحليل شامل لتأثير معلمات التشغيل والتصميم على الأداء الاقتصادي وأداء الطاقة الحرارية لـ PCCPs باستخدام نظام معادلات النمذجة بناءً على الديناميكا الحرارية وظواهر نقل الحرارة وتم حلها باستخدام خوارزمية نقطية ثابتة المتكررة المزدوجة. أيضاً، يكمل عمل التحسين هذه الدراسة باستخدام طريقة تحسين جديدة تجمع بين الخوارزمية الجينية والنقطة الثابتة. تثبت نتائج التحسين أن دمج PCCP في العمليات الحرارية الصناعية كوسيلة واعدة واقتصادية لاستبدال الوقود الأحفوري. توفر كل وحدة PCCP محسنة ($Aa =$) كثر من 12.84 MWh / year بمتوسط تكلفة وحدة أقل من 0.022 USD / kWh بعد ذلك، تمت دراسة دمج مجمعات PCCP المحسنة هذه في نظام إنتاج طاقة حرارية هجين للحفاظ على تخزين البيتومين الحراري. الهدف هو توفير التكوين الأمثل لهذا النظام من حيث التصميم والحجم والتشغيل في الوقت الفعلي، وبالتالي تقليل تكلفة الطاقة ومعدل استخدام الوقود الأحفوري. تمت صياغة مشكلة التحسين بناءً على معادلات حفظ الكتلة والطاقة، ونمذجة ظواهر انتقال الحرارة، والبيانات الاقتصادية. يتم حلها من خلال الجمع بين طريقة التجربة والخطأ، وإجراء الحساب متعدد العقد، والخوارزمية الجينية التي تأخذ في الاعتبار ساعات التخزين الحرارية المختلفة. بفضل التحسين الذي قمنا به، وصلنا إلى $REF \geq 40\%$ و $EC < 0.05 US \$ / kWh$ للقدرات الحرارية الصغيرة و $REF \geq 85\%$ و EC أقل من 0.2 US \$ / kWh للقدرات الحرارية الكبيرة. هذا يعادل توفير أكثر من 0.75 و 1.5 طن من انبعاثات ثاني أكسيد الكربون / سنة / كيلواط، على التوالي، لساعات التخزين الحرارية الصغيرة والكبيرة. تم تصميم وتصنيع PCCPs لنموذج أولي للحفاظ على خزان تخزين البيتومين. يتم نشر ما يسمى بنظام مسجل البيانات لقياس وتسجيل البيانات التجريبية. تتم مقارنة البيانات الناتجة عن التجربة مع النموذج المطور. أعاد النموذج إنتاج هذه التقلبات الكبيرة بدقة (خطأ أقل من 12% في القدرة المنقولة إلى السائل).

Table des matières

Remerciements.....	2
Résumé.....	3
Summary.....	4
موجز.....	5
Table des matières.....	6
Liste des Figures.....	9
Liste des Tableaux.....	12
Liste des Abréviations et symboles.....	13
Liste des Publications Scientifiques.....	16
<u>Introduction générale</u>	
1 Contexte générale.....	17
2 Contexte, justification et objectifs du projet.....	18
3 Organisation et plan de la thèse.....	20
<u>Chapitre I : Analyse Bibliographique Concernant les Technologies Solaires et leurs Intégration dans les Procédés Industriels Thermiques</u>	
1 Introduction.....	23
2 La conversion d'énergie solaire en énergie thermique.....	24
2.1 Les différentes catégories de collecteurs solaires-thermiques.....	24
2.2 Comparaison et justification de choix de la technologie d'énergie solaire thermique.....	31
3 Les Collecteurs Solaires Cylindro-Paraboliques (CCP).....	33
4 Les Petits Collecteurs Cylindro-Paraboliques (PCCP).....	37
5 Le stockage thermique et leur configuration.....	40
5.1 Types et mécanismes de stockage.....	40
5.2 Différents types de configurations des systèmes de stockage [60].....	44
6 Le réseau de chaleur dans l'industrie.....	47
6.1 Les systèmes de production de chaleur dans l'industrie.....	47
6.2 Moyen de distribution de chaleur dans les procédés.....	50
6.2.1 Types d'échangeurs de chaleur dans l'industrie.....	50
6.2.2 Systèmes de chauffage direct.....	54
7 L'intégration des systèmes solaire thermique dans les procédés industriels thermiques.....	55
7.1 Classification de la consommation de chaleur industriels.....	55
7.2 Classification des concepts d'intégration [74].....	58

7.2.1	Au niveau de la production en vapeur (SL_S).....	59
7.2.2	Au niveau de production en fluide caloporteur liquide (SL_L).....	63
7.2.3	Échangeur de chaleur externe au niveau process (PL_E).....	67
7.2.4	Échangeur de chaleur interne au niveau process (PL_I).....	72
7.2.5	Alimentation vapeur au niveau process à pression réduite (PL_S).....	73
8	Méthodes de Résolution et d'optimisation.....	75
8.1	Méthodes itératives de Résolution des systèmes d'équations non-linéaires.....	76
8.2	Méthodes d'optimisation des problèmes complexes relatifs aux systèmes solaires hybrides.....	78
9	Recommandations.....	86
10	Conclusion.....	87

Chapitre II : Analyse thermo-économique et exergetique et optimisation du collecteurs micro cylindro- parabolique (PCCP) pour l'intégration de la chaleur solaire dans les processus industriels

1	Introduction.....	89
2	Modélisation mathématique.....	89
2.1	La géométrie du PCCP.....	89
2.2	Modélisation énergétique.....	90
2.3	Modélisation exergetique.....	92
2.3.1	Modélisation économique.....	94
3	Algorithme de calcul et d'optimisation : formulation des problèmes.....	95
4	Résultats et discussion.....	98
4.1	Validation du modèle.....	98
4.2	Analyse thermo-économique.....	99
4.2.1	Effets des paramètres de conception.....	101
4.2.2	Effets des paramètres de fonctionnement.....	104
4.3	Analyse de l'efficacité exergetique.....	104
4.4	Optimisation du PCCP.....	110
5	Conclusion.....	113

Chapitre III : Etude et Optimisation de l'Intégration des Petits Capteurs Cylindro-Parabolique (PCCPs) pour le Maintien en Chauffe d'un Stockage de Bitume.

1	Introduction.....	116
2	Équations de modélisation mathématique et formulation de problèmes.....	116
2.1	Description du processus :.....	116
2.2	Modélisation des équations :.....	118
2.3	Calcul de l'efficacité exergetique.....	118
2.4	Évaluation économique :.....	120

3	Algorithme d'optimisation	121
4	Résultats et analyse	133
	4.1 Description du cas d'étude.....	133
	4.2 Paramètres de conception optimisés du champ solaire.....	134
	4.3 Analyse des résultats horaires d'optimisation :	135
	4.4 Résultats moyens d'optimisation et leurs analyses.....	141
5	Conclusion	143

Chapitre IV : Etude du Prototype Expérimentale Intégrant les Collecteurs PCCPs dans le Procédé de Maintien en Chauffe de Bitume- Validation Expérimentale

1	Introduction	146
2	Construction du prototype Bituma	146
	2.1 Phase 1 : Conception et réalisation des réservoirs de bitume et stockage d'huile thermique.....	146
	2.2 Phase 2 : Installation d'une Chaudière électrique renouvelable de chauffage et de maintien en chauffe.	148
	2.3 Phase 3 : Conception et fabrication des micro cylindro parabolique (PCCP)	150
	2.3.1 Conception, dimensionnement, optimisation et réalisation des micro cylindro parabolique.....	150
	2.3.2 Conception 3D du Micro cylindro parabolique	150
	2.4 Phase 4 : Démarrage.....	151
	2.4.1 Remplissage du circuit par l'huile thermique et test d'étanchéité (épreuve hydraulique).	153
	2.4.2 Remplissage du réservoir du bitume par le bitume	154
3	Interfaces de contrôle commandes	155
	3.1 Supervision et Contrôle du procédé de maintien en chauffe.....	155
	3.2 Supervision et contrôle du système de suivi du micro cylindro parabolique.....	157
4	Résultats expérimentaux et comparaison au modèle	158
	4.1 Comparaison des pertes thermiques	158
	4.1.1 Principe du test de déperdition thermique	158
	4.1.2 Résultats de la comparaison.....	158
	4.2 Comparaison de résultats pour des tests en régime statique.....	160
5	Maintien en chauffe un stockage d'une tonne de bitume	161
	5.1 Le maintien en chauffe avec la chaudière électrique.....	161
	5.2 Le maintien en chauffe avec les collecteurs micro cylindro parabolique.	163
6	Conclusion.....	164
	Conclusion générale et perspective	
	Références.....	169
	ANNEXES	176

Liste des Figures

Figure I-1: Schéma simplifier des collecteurs plans et à tubes sous vide.....	25
Figure I-2: Collecteurs solaires à concentration- (a): Collecteur Cylindro-Parabolique, (b): Collecteur Parabolique composé, (c) : Collecteur Parabolique, (d) :Tour Solaire, (e) :Collecteur de Fresnel.	26
Figure I-3: Absorbeur des tours solaires- (a) : absorbeur externe, (b) : absorbeur à cavité [10].	28
Figure I-4: Domaines d'application des collecteurs solaires.....	28
Figure I-5: Variation de l'efficacité thermique des différents collecteurs en fonction de température de fonctionnement (pour des radiations solaires de 1000 W/m ²) [13]	33
Figure I-6: (a)-EuroTrough, (b)-Duke solar space frame, (c)- LS-3 Space frame : Structures en cadres simples en acier ou acier galvanisé vissés à une boîte de torsion et bras en porte-à-faux, (d) : structure en forme demi-circulaire [28-29].	34
Figure I-7: Types et modes de suivi du mouvement de soleil pour le collecteur CCP : (a) Suivi complet (b) Rotation autour de l'axe polaire (c) Rotation autour de l'axe Est-Ouest (d) Rotation autour de l'axe Nord-Sud [16].	35
Figure I-8: Tube Absorbeur sous vide- principaux éléments de sa composition [17].....	36
Figure I-9: Les différentes manières physiques de stocker l'énergie thermique [56]	41
Figure I-10: Différents types de couplages des collecteurs solaires et stockage.....	44
Figure I-11: Schémas de technologies de conversion avec des composants de base	50
Figure I-12: Exemples de processus chauffés par des échangeurs de chaleur externes. À gauche : Pasteurisation du yaourt avec des échangeurs de chaleur à surface raclée chauffés à la vapeur. Au centre : Pasteurisateur tunnel chauffé par faisceau de tubes externes. À droite : Pasteurisation de jus de fruits via un échangeur de chaleur à tube coaxiaux [72].	52
Figure I-13 : Chauffage de process via des échangeurs de chaleur internes. À gauche : Production de fromage - un récipient avec une chemise chauffante est chauffé à la vapeur. Au centre : Chauffage du bain de dégraissage par faisceau de tubes interne sans coque. À droite : alimentation en eau chaude avec un serpentín de chauffage interne qui est chauffé indirectement à la vapeur par un circuit d'eau chaude intermédiaire [72]	53
Figure I-14 : Chauffage de process avec injection directe de vapeur. À gauche : stérilisation du lait à ultra haute température par injection directe de vapeur et évaporation flash. À droite : Blanchisseur à bande pour légumes chauffés par injection directe de vapeur [72]	54
Figure I-15 : Classification des consommateurs de chaleur industriels pour l'intégration de l'énergie solaire thermique[73]	56
Figure I-16: Les symboles les plus importants pour les concepts d'intégration	59
Figure I-17: Concept d'intégration pour la génération directe de vapeur solaire (SL_S_PD).....	60
Figure I-18: Concept d'intégration pour la génération indirecte de vapeur solaire (SL_S_PI) ...	61
Figure I-19: Concept d'intégration pour le préchauffage de l'eau d'alimentation de chaudière (SL_S_FW)	62
Figure I-20: Concept d'intégration pour le préchauffage de l'eau d'appoint (SL_S_MW).....	63
Figure I-21: Concept d'intégration pour une intégration parallèle directe au niveau de production avec des fluides caloporteurs liquides (SL_L_PD).....	64
Figure I-22: Concept d'intégration pour l'intégration en série au niveau de production avec des fluides caloporteurs liquides (SL_L_RF).....	65
Figure I-23: Concept d'intégration pour le chauffage solaire des réservoirs d'eau chaude ou des cascades (SL_L_SC).....	66

Figure I-24: Concept d'intégration SL_L_RF adapté pour une pompe à chaleur.....	67
Figure I-25: Concept d'intégration pour le chauffage solaire du produit ou du fluide de process avec échangeur de chaleur externe (PL_E_PM). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par le processus de stérilisation avec autoclave (à droite).	68
Figure I-26: Concept d'intégration pour le chauffage solaire des circuits d'eau chaude intermédiaires avec échangeur de chaleur externe (PL_E_IC). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par le processus de pasteurisation avec échangeur de chaleur à plaques multi-zones et zone de chauffage externe (à droite).	69
Figure I-27: Concept d'intégration pour le chauffage solaire d'un bain, d'une machine ou d'un ballon avec échangeur de chaleur externe (PL_E_HB). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par un processus de chauffage par électrodéposition avec des bobines de plaques internes (à droite).	70
Figure I-28: Concept d'intégration pour le chauffage solaire des flux d'entrée avec échangeur de chaleur externe (PL_E_IS). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par un processus d'échaudage pour l'abattage de poulet chauffé par injection directe de vapeur (à droite).	71
Figure I-29: Concept d'intégration pour le chauffage solaire d'un bain, d'une machine ou d'un ballon avec échangeur de chaleur interne (PL_I). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par un récipient à caillé pour la production de fromage chauffé avec une chemise chauffante conventionnelle et des plaques à fossettes supplémentaires à entraînement solaire (à droite).	72
Figure I-30: Concept d'intégration pour la production de vapeur solaire avec vide pour le chauffage des évaporateurs (PL_S_V).....	73
Figure I-31: Concept d'intégration pour la production de vapeur solaire à pression réduite pour l'injection directe de vapeur (PL_S_LP).....	74
Figure I-32: Algorithme de la méthode des approximations successives	76
Figure I-33: Algorithme de la méthode de Newton-Raphson	77
Figure I-34: Représentation schématique de l'Algorithme de l'optimisation Génétique.....	80
Figure I-35: Représentation schématique de l'algorithme PSO	81
Figure I-36: Représentation schématique de l'algorithme Recuit Simulé.....	84
Figure II-1: Schéma d'un collecteur à auge parabolique.	90
Figure II-2: Une analyse préliminaire des résultats optimisés	96
Figure II-3: Algorithme de calcul et d'optimisation	98
Figure II-4: Etude d'effet des paramètres de conception du CCP - (A): Effet de longueur, (B): Effet de largeur, (C): Effet de diamètre du récepteur	102
Figure II-5: Etude d'impact des paramètres de fonctionnement du CCP - (A) : Température d'entrée du fluide caloporteur (° C), (B) : Débit Massique de fluide caloporteur (kg/s), (C) : Choix du fluide caloporteur	103
Figure II-6: Efficacité exergetique en fonction de la longueur de collecteur.....	106
Figure II-7: Efficacité exergetique en fonction de la largeur du collecteur	106
Figure II-8: Efficacité exergetique en fonction du diamètre du récepteur	107
Figure II-9: Efficacité exergetique en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur	107
Figure II-10: Efficacité exergetique en fonction du débit massique de fluide caloporteur	108
Figure II-11: Efficacité exergetique en fonction du moyen de chauffage utilisé.....	108
Figure II-12: Température quotidienne de la ville Rabat	110
Figure II-13: La moyenne du rayonnement solaire pour chaque mois de la ville Rabat	110
Figure II-14: Les résultats de performance du PCCP optimisé obtenus pour une autre saison	111

Figure II-15: Le total du quotidien du coût et de l'énergie pour des résultats optimisés de la PCCP.....	111
Figure II-16: La température d'entrée et de sortie de la PCCP obtenu pour différentes saisons	112
Figure III-1: Schéma de fonctionnement du maintien en chauffe du bitume avec le système solaire hybride proposé.....	117
Figure III-3: Réservoir vertical-cylindrique typique.....	Erreur ! Signet non défini.
Figure III-2: réservoir de bitume étudié en usine.....	Erreur ! Signet non défini.
Figure III-4: Perte de chaleur thermique du réservoir pendant une journée (Q_{load}).....	Erreur ! Signet non défini.
Figure III-5: Configuration et schéma du modèle d'échangeur de flux-multi-nœuds utilisé pour la modélisation du stockage thermique.....	126
Figure III-6: Algorithme de calcul et d'optimisation	129
Figure III-7: Validation du calcul du stockage thermique stratifié à partir des données expérimentales de [112].....	132
Figure III-8: La société Bituma Sa: (a) une vue satellite de Bituma SA, (b) le P&ID du circuit de chauffage.....	133
Figure III-9: Résultats obtenus pour la fonction à double objectif 3-Profil de la fraction d'énergie renouvelable (%) en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) en fonction du temps en heures et en tenant compte des différentes capacités de stockage (10, 20, 70, 150 et 200 m ³) - Besoin énergétique : 7 kW.....	137
Figure III-10: Résultats obtenus pour le profil du coût unitaire de l'énergie (\$ US / kWh) à fonction double objectif 3 en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) en fonction du temps en heures et en tenant compte des différentes capacités de stockage (10, 20, 70, 150 et 200 m ³) - Besoin énergétique : 7 kW.....	138
Figure III-11: Résultats obtenus pour le profil du coût unitaire de l'énergie (\$ US / kWh) à fonction double objectif 3 en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) en fonction du temps en heures et en tenant compte des différentes capacités de stockage (10, 20, 70, 150 et 200 m ³) - Besoin énergétique : 7 kW.....	139
Figure III-12: Résultats obtenus pour la fonction à double objectif 3-Performances du champ solaire : efficacité, débit massique du fluide caloporteur, température d'entrée et température de sortie - Résultats d'hiver et d'été en tenant compte des différentes capacités de stockage thermique- Besoin énergétique : 7kW	140
Figure III-13: Résultats obtenus pour les trois profils de fonctions à double objectif considérés - Coût unitaire moyen de l'énergie (\$ US / kWh) et Fraction d'énergie renouvelable moyenne (%) en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) vs capacité de stockage thermique en m ³ – Demande énergétique : 7kW.....	142
Figure III-14: Taux de réduction annuelle des émissions de CO ₂ (tonnes / an / kW) vs capacité de stockage thermique en m ³ pour différentes formulations de la fonction objective.....	143

Liste des Tableaux

Tableau I-1: Résumé des spécifications techniques et économiques des différentes technologies d'énergie solaire thermique.....	29
Tableau I-2: Spécifications des Collecteurs Industriels CCP [18]	37
Tableau I-3: Principaux fabricants et Spécifications des Collecteurs PCCPs	39
Tableau I-4: Spécifications techniques et économiques des différents types de stockage d'énergie thermique [56–59].....	43
Tableau I-5: Principaux Avantages et Inconvénients des types de configuration de couplage entre collecteurs solaires et stockage [62]	46
Tableau I-6: Technologies de conversion d'énergie thermique	48
Tableau I-7: Vue d'ensemble des concepts d'intégration du système solaire pour les applications de chaleur industrielle	58
Tableau I-8: Méthodes d'optimisation heuristiques appliquées aux problèmes relatifs aux systèmes solaires CCP hybrides.....	85
Tableau II-1: Spécifications optiques du PCCP [12]	90
Tableau II-2: Le pourcentage du coût d'investissement des différents composants dans les CCP	94
Tableau II-3: Validation expérimentale de l'algorithme de calcul	99
Tableau II-4: Plage de variation de la variable pour l'analyse thermo-économique	100
Tableau II-5: Propriétés thermiques et physiques en relation avec la température des différents fluides caloporteur testés.....	100
Tableau II-6: Plage de variation de la variable pour l'analyse de l'efficacité exergetique	105
Tableau II-7: Résumé des principaux résultats de l'influence des paramètres de conception et des conditions de fonctionnement	109
Tableau II-8: Paramètres de conception optimisés du PCCP	111
Tableau III-1: Spécifications et données économiques	121
Tableau III-2: Conditions du scénario de base du système.....	131
Tableau III-3: Validation expérimentale de l'algorithme de calcul.....	132
Tableau III-4: : Spécifications géométriques optimales du PCCP.....	134
Tableau III-5: Résultats optimaux - Spécifications du champ solaire - Besoin en énergie : 7 kW	135
Tableau IV-1: Conditions et résultats expérimentaux pour les tests en régime permanent du micro cylindro parabolique du prototype Bituma en régime permanent	160

Liste des Abréviations et symboles

• Liste des Abréviations

AMEE	L'Agence Marocaine pour l'Efficacité Energétique
CCP	Collecteurs cylindro-paraboliques
CPC	Collecteur parabolique composé
CS	Cuckoo Search
CSP	Les centrales solaires à concentration
DNI	Le rayonnement solaire direct
FS	Fraction solaire
GA	Genetic Algorithm
GNI	Rayonnement normal global
HSA	Harmony Search Algorithm
IRESN	Le coefficient de perte entre la paroi latérale humide du réservoir et son environnement (W / m^2K)
CU	Le coût unitaire de chaleur
PCCP	Petits collecteur cylindro-paraboliques
PL	Process Level
PSO	Particle Swarm Optimisation
SA	Simulated Annealing
SHIP	Solar Heat Integration Processes, Intégration du solaire thermique dans les procédés thermique
SK	Certificat Solar Keymark
SL	Supply level
UIR	Université internationale de Rabat

• Liste des Symboles

A_a	La zone d'ouverture du collecteur (m^2)
A_r	La surface du tube récepteur (m^2)
$A_{e,i}$	La surface latérale du ième nœud
Ad	La surface des cloisons sèches (m^2)
A_w	La surface de la paroi latérale humide (m^2)
A_b	La surface de fond de cuve (m^2)
A_r	La surface du toit du réservoir (m^2)
a, b	Les coefficients pour ajuster l'ordre de grandeur de chaque terme dans la fonction de fitness (-)
$C_p, C_{p,HM}$	Capacité calorifique du fluide caloporteur ($kJ/kg.K$)
$C_{p,i}$	La chaleur spécifique du ième nœud
$Cost^{Annual}$	Le coût annuel de l'énergie (US \$)
$C_{i,j}^{PTC}$	Le coût unitaire horaire de l'énergie fournie au bitume du collecteur PCCP (US \$/kWh)
$C_{i,j}^{Storage}$	Le coût unitaire horaire de l'énergie fournie au bitume du réservoir de stockage (kWh) (US \$/kWh)
$C_{i,j}^{Fossil}$	Le coût unitaire horaire de l'énergie fournie au bitume à partir d'un réchauffeur à combustible fossile (US \$/kWh)
C_{total}^{annual}	Le coût annuel total de l'usine de production d'énergie hybride (US \$)
C_{total}	Le coût total (US \$)
$C_{total,i}$	Le coût de chaque composant de l'usine de production d'énergie hybride (US \$)
$C_{unit}^{Average}$	Le coût unitaire moyen de l'énergie thermique (US \$)
$C_{total,i}^{Hourly}$	Le coût horaire total de chaque sous-système (US \$)
$C_{unit,solarfield}^{Hourly}$	Le coût unitaire horaire de l'énergie produite par le champ solaire (US \$ / kWh)

C_{daily}^{PTC}	Le coût moyen de l'énergie fournie au réservoir par les collecteurs PCCP (US \$)
$C_{hourly}^{Storage}$	Le coût horaire du réservoir de stockage (US \$)
C_{hourly}^{PTC}	Le coût horaire du champ des collecteurs PTC (US \$)
D_c	Diamètre du couvercle (m)
D_i	Diamètre intérieur du tube (m)
D_o	Diamètre extérieur du tube (m)
$E_{i,j}^{Load}$	La quantité d'énergie fournie au réservoir de stockage de bitume (kWh)
$E_{i,j}^{Fossil}$	La quantité d'énergie fournie au bitume par le réchauffeur à combustible fossile (kWh)
$E_{i,j}^{PTC}$	La quantité d'énergie fournie au bitume du collecteur PCCP (kWh)
$E_{i,j}^{Storage}$	La quantité d'énergie fournie au bitume du réservoir de stockage (kWh)
$E^{Renewable}$	L'énergie annuelle totale fournie au bitume du champ de capteurs PCCP (kWh)
Ex	Le flux d'exergie
F_R	Le facteur d'élimination (-)
F'	Le facteur d'efficacité du collecteur (-)
F_C	Le facteur d'amortissement (-)
$h_{c,ca}$, $h_{ca}^{convection}$	Coefficient de transfert de chaleur par convection entre la couverture et l'air (W/m ² K)
$h_{r,ca}$, $h_{ca}^{radiation}$	Coefficient de rayonnement de la couverture à la température ambiante (W/m ² K)
$h_{r,cr}$, $h_{rc}^{radiation}$	Coefficient de rayonnement du récepteur au couvercle (W/m ² K)
h_{fi} , $h_{in}^{convection}$	Coefficient de transfert de chaleur de convection à l'intérieur du tube (W/m ² K)
i	La durée de vie (-)
I_b	Rayonnement du faisceau incident (W /m ²)
K_θ	L'angle d'incidence modifier
k_{air}	La conductivité de l'air
k_r	La conductivité du récepteur (W/m.K)
L	Longueur des capteurs (m)
\dot{m}, \dot{m}_{HM}	Le débit massique de fluide caloporteur (HM) (kg/s)
$\dot{m}_{HM,i}^j$	Le débit massique dans chaque rangée de capteurs PCCP
\dot{m}_l	Le débit massique de charge
\dot{M}_i	Le débit massique de chauffage au flux i en référence à la figure 6 ($i \in \{1, 12\}$)
\dot{M}_{max}	Le débit massique de chauffage utilisé comme valeur de référence (Kg/s)
\dot{m}_s	Le débit massique dans le circuit solaire
Nu	Nombre de Nusselt (-)
N_{hours}^{1year}	Le nombre d'heures pendant un an (-)
Pr	Numéro Prandtl (-)
\dot{Q}_u	La puissance thermique utile totale reçue par le fluide caloporteur (W)
\dot{Q}_{solar}	L'irradiation normale directe (DNI) (W/m ²)
$\dot{Q}_{u,i}$	La chaleur utile collectée par chaque rangée de capteurs PCCP
$\dot{Q}_{u,i}^j$	La chaleur utile absorbée par chaque capteur PCCP
q_d	La perte de chaleur des cloisons sèches (W)
q_w	La perte de chaleur du flanc humide (W)
q_b	La perte de chaleur du fond du réservoir (W)
q_r	La perte de chaleur du toit du réservoir (W)

\dot{Q}_{load}	La perte totale de chaleur du ballon de stockage (W)
Re	Nombre de Reynolds (-)
S	La chaleur absorbée par le récepteur (W)
T_{out}	Température du fluide de sortie du champ des capteurs PCCP (K)
T_{in}	Température du fluide d'entrée du champ de capteurs PCCP (K)
$T_{out}^{i,j}$	Température du fluide de sortie du collecteur PCCP (K)
$T_{in}^{i,j}$	Température du fluide d'entrée du collecteur PCCP (K)
T_r	La température du tube récepteur (K)
T_c	La température de l'enveloppe en verre (K)
$\frac{dT_i}{dt}$	La variation de la température du ième segment de réservoir dans la tranche de temps
T_a	Température ambiante (K)
T_{i+1}	La température du i + 1e segment de réservoir
T_i	La température du ième segment de réservoir
T_{i-1}	La température du premier segment de réservoir
T_v	La température du gaz dans le côté sec du réservoir
T_L	La température du liquide dans le réservoir (K)
T_G	La température du sol (K)
$T_{min}^{storage}$	La température minimale du réservoir de stockage (K)
$T_{max}^{storage}$	La température maximale du réservoir de stockage (K)
$T_{i,j}^{Storage,Node j}$	La température du réservoir de stockage au nœud j (K)
t^*	Temps sans dimension = (temps * débit volumique) / (volume de stockage)
U_L	Coefficient de perte du récepteur (W/m ² .K)
U	Le coefficient de perte entre le réservoir et son environnement
U_d	Le coefficient de perte entre la paroi latérale sèche du réservoir et son environnement (W/m ² K)
U_w	Le coefficient de perte entre la paroi latérale humide du réservoir et son environnement (W/m ² K)
U_b	Le coefficient de perte entre le fond du réservoir et son environnement (W/m ² K)
U_r	Le coefficient de perte entre le toit du réservoir et son environnement (W/m ² K)
V_i	Le volume de stockage (m ³)
W_a	Largeur d'ouverture (m)
y	Le taux d'intérêt (%)

• Liste des symboles grecs

ε_c :	L'émissivité du tube de couverture (-)
ε_r :	L'émissivité du tube récepteur (-)
η_o :	Efficacité optique (-)
η_{Exergy}	Efficacité exergétique (-)
Φ :	Angle de jante (o)
η :	Efficacité thermique (-)
σ :	Constante de Stefan Boltzmann (W.m ⁻² . K ⁻⁴)
θ :	L'angle d'incidence (o)
τ :	La transmittance du couvercle en verre
α :	Absorption du récepteur

Liste des Publications Scientifiques

- **Publication dans des journales**

M. Ghazouani, M. Bouya, M. Benaissa, Thermal energy management optimization of Solar Thermal Energy System based on Small Parabolic Trough Collectors for Bitumen maintaining on heat Process, *Solar Energy* 212 (2020) 964–978.

M. Ghazouani, M. Bouya, M. Benaissa, Thermo-economic and exergy analysis and optimization of small CCP collectors for solar heat integration in industrial processes, *Renew. Energy*. 152 (2020) 984–998.

K. Anoune, M. Ghazi, M. Bouya, A. Laknizi, **M. Ghazouani**, A. Ben Abdellah, A. Astito, Optimization and techno-economic analysis of photovoltaic-wind-battery based hybrid system, *J. Energy Storage*. 32 (2020) 101878.

K. Anoune, M. Bouya, A. Laknizi, A. Ben Abdellah, A. Astito, **M. Ghazouani**, Techno-economic investigation of solar-wind potential to power an industrial prototype using a hybrid renewable energy system, *SN Appl. Sci.* 1 (2019).

- **Publication dans des conférences**

M. Ghazouani, M. Bouya, M. Benaissa, A new methodology to select the thermal solar collectors by localizations and applications, in: 2015 3rd Int. Renew. Sustain. Energy Conf., 2015: pp. 1–5.

K. Anoune, M. Bouya, **M. Ghazouani**, A. Astito, A.B. Abdellah, Hybrid renewable energy system to maximize the electrical power production, in: 2016 Int. Renew. Sustain. Energy Conf., 2016: pp. 533–539.

K. Anoune, **M. Ghazouani**, M. Bouya, A. Astito, A. Ben Abdellah, Energy improvement of the FPC thermal collector using a mono-axial tracker, in: 2015 3rd Int. Renew. Sustain. Energy Conf., IEEE, 2015: pp. 1–6.

Introduction générale

1 Contexte générale

Le monde connaît aujourd'hui une crise croissante déclenchée par un état de déséquilibre entre les éléments de production et consommation énergétique et aussi de protection environnementale. Il s'y ajoute également les évolutions et changement accélérées qui ont marqué les marchés d'énergie fossile, en l'occurrence de la consommation énergétique qui augmente, continuellement, à un rythme exponentiel et la volatilité des prix. Ces facteurs montrent clairement la nécessité de changer profondément les modes actuels de production et de consommation d'énergie.

En effet, à cause de la croissance de la population mondiale et le développement industriel et agricole, la capacité des nations à satisfaire leurs besoins énergétiques à coût abordable est devenue de plus en plus lourde et difficile, notamment dans les pays qui se caractérisent par la limitation ou l'inexistence des ressources naturelles en énergie fossile.

Dans le cas particulier du Maroc, où les ressources en énergie fossiles sont presque inexistantes (95% de l'énergie consommée en 2014 était importée), la découverte, le développement et l'intégration des nouvelles sources d'énergie telle que les énergies nouvelles et renouvelables est considérée comme une meilleure alternative pour répondre aux besoins énergétiques à coût acceptable et à faible effet sur l'environnement. C'est à la lumière de cette optique, que le Maroc a fait de la transition énergétique un choix politique, social, et économique clair et stratégique dicté par la vision clairvoyante et déterminée de Sa Majesté le Roi Mohamed VI, que Dieu l'Assiste, qui dans son discours à l'occasion de la Fête du Trône en Juillet 2007 soulignait que

« La problématique de l'énergie se pose également comme une question fondamentale qu'il faut aborder dans le cadre d'une vision prospective. L'objectif est de garantir la sécurité énergétique de notre pays, de diversifier les sources d'énergie nationales, par le recours à des énergies alternatives, et d'en assurer un usage rationnel ».

A cet égard, le Maroc a considéré l'intégration des énergies renouvelables comme priorité nationale. En se fixant comme objectif ambitieux d'augmenter la contribution de l'énergie d'origine renouvelable à 42% à l'horizon 2020 et à 52% en 2030, cela conduit ainsi à réduire les émissions des gaz à effet de serre de 30 % d'ici 2020, et de 80 % d'ici 2050. Bien que l'état actuel du Maroc soit toujours assez illustratif, parce qu'il est toujours situé dans l'incapacité de satisfaire

ses besoins en énergie et de décroître sa dépendance énergétique. Favorablement, le Maroc est un pays situé sur le littoral de l'Atlantique et de la Méditerranée au nord d'Afrique et dispose, ainsi, d'un potentiel important en énergies renouvelables solaires, et aussi éoliennes surtout dans la zone sud et nord. De ce fait, faire preuve de la faisabilité technique de l'intégration des technologies d'énergie renouvelable solaire et éolien et de leur compétitivité au point de vue économique et environnementale revêt une importance primordiale pour le pays.

2 Contexte, justification et objectifs du projet

Le cas particulier du gisement en énergie solaire, cette ressource naturelle est certainement considérée la source d'énergie renouvelable la plus importante au Maroc. En effet, Le Maroc est classé 9^{ème} en termes de taux d'ensoleillement : ses 710 000 km² reçoivent entre 2 800 et 3 400 heures d'ensoleillement par an ; le potentiel technique national de l'énergie solaire est évalué à 20'000 MW. De ce fait, face aux problématiques d'énergie mentionnées plus haut, l'une des réponses prometteuses est le développement des systèmes innovants de technologies solaires et hybrides pour satisfaire les besoins en énergie thermique des industries et procédés endothermiques.

Selon l'Agence Marocaine pour l'Efficacité Energétique (AMEE), le secteur industriel au Maroc absorbe plus de 22% de la consommation énergétique totale, et les combustibles fossiles représentent près de 70% de la consommation finale de ce secteur. C'est pour cette raison que ce secteur fait l'objet d'une attention toute particulière dont l'enjeu est de doubles objectifs : la réduction de la facture énergétique et de l'impact sur l'environnement. L'efficacité énergétique, la diversification des ressources et l'intégration des systèmes énergétiques innovants sont des pistes que les industriels marocains doivent adopter pour arriver à ces objectifs, notamment pour les industries de grande consommation énergétique. Ainsi, opter une politique énergétique fondée sur l'intégration et le développement des systèmes innovants basés sur l'exploitation du gisement solaire revêt d'une grande importance pour les industriels marocaines.

Par ailleurs, le couplage des systèmes d'énergie solaires et procédés industriels consommatrices d'énergie nécessite la connaissance profonde et la maîtrise de design et de fonctionnement de toutes les composantes qui le constituent et la maîtrise des contraintes relatives aux limitations de chaque système. En effet, cette solution signifie que l'approvisionnement en énergie reposera sur une source fluctuante : rien ne garantit que l'irradiation solaire suffise bien en période de forte demande en énergie (cas de nuits et journées nuageuses). Il faudra donc profondément optimiser le

design, la conception et le dimensionnement de ce type de systèmes innovants intégrant l'énergie solaire qui sera combiné avec le procédé industriel endothermique, concevoir un stockage adéquat et aussi définir une stratégie intelligente de management de consommation d'énergie et d'échange de flux énergétique entre les différentes composantes pour assurer la disponibilité à quantité et qualité suffisantes. A cet égard, deux aspects fondamentaux devront être pris en considération : l'aspect économique (coût de production d'énergie) et environnemental (émissions des polluants). Le coût d'investissement et de maintenance constituent la plus importante part du coût de l'énergie solaire et/ou systèmes intégrant l'énergie solaire. Ces coûts peuvent être minimisés à travers des travaux techniques d'analyses thermo-économiques et exergétique et des travaux d'optimisation ainsi que la recherche des améliorations et combinaisons innovantes et adéquates. Les émissions des gaz à effet de serre sont principalement liées au taux de contribution d'énergie fossile dans ce genre de système. Pourtant, l'interdépendance entre ces deux aspects est un point important qu'il ne faut pas ignorer du fait que l'un peut limiter les possibilités d'amélioration de l'autre. En effet, rien ne garantit que la minimisation de la contribution de l'énergie fossile conduise à la réduction des coûts.

Afin de traduire dans les faits de la volonté de soutenir ces programmes d'efficacité énergétique et de développement et intégration des énergies renouvelables et nouvelles dans les applications industrielles au Maroc, le sujet principal traité dans cette thèse est la conception, l'optimisation d'un système hybride innovant intégrant l'énergie thermique solaire, produite par des petits collecteur cylindro-paraboliques (MCCP) ; pour le maintien en chauffe un stockage de bitume. Il s'agira de concevoir les différentes composantes de ce système de les optimiser, d'étudier les différentes configurations et couplage ainsi que de donner des stratégies optimisées d'échange des flux de matière et d'énergie lors de son fonctionnement en temps réel. L'objectif global est de maximiser le taux d'utilisation d'énergie renouvelable solaire avec une minimisation des coûts énergétiques, en y ajoutant aussi la recherches des divers axes d'amélioration et l'évaluation du potentiel de remplacement de l'énergie thermique fossile dans une telle application industrielle.

Ce sujet de thèse a été réalisé dans le cadre d'une collaboration entre l'Université Mohamed V, l'Université Internationale de Rabat, Bituma (filiale de Delta Holding Maroc) et l'IRESSEN. Cette collaboration vise la réalisation d'un projet qui s'inscrit dans le cadre de l'amélioration du tissu industriel au Maroc à travers le développement d'une solution innovante dans le stockage du bitume et son maintien en chauffe. L'objectif principal consiste dans la réalisation d'un prototype à

échelle pilote de maintien en chauffe d'un stockage de bitume de 80 tonnes à une température aux alentours de 160 °C en utilisant des collecteurs solaires (à 160°C, la viscosité du bitume est adéquate pour son utilisation et pompage immédiat). L'étude de faisabilité et extrapolation à grande échelle (3000 tonnes de stockage en bitume) fait également partie des objectifs de cette collaboration.

3 Organisation et plan de la thèse

Comme mentionné plus haut, ce travail de thèse s'intéresse à la conception et l'optimisation d'un système hybride solaire couplé avec le procédé de maintien en chauffe de bitume et il comporte comme objectifs principaux :

- Optimisation des différentes composantes de ce système et de configuration de couplage ;
- Définition de différentes stratégies d'optimisation et de management des flux de matière et énergétiques en temps réel ;
- Recherche des différentes possibilités d'amélioration ;
- Minimisation des coûts et maximisation du taux d'utilisation d'énergie renouvelable solaire.

Ainsi, cette thèse s'articule autour de six parties avec quatre chapitres principaux et elle est organisée comme suit :

- ✓ D'abord, **L'introduction générale**, c'est la présente partie ; il a été consacré à la présentation du contexte global et justification de la problématique traitée ainsi que la définition des principaux objectifs, et aussi il présente l'organisation et le résumé des différents chapitres de cette thèse.
- ✓ **Le premier chapitre** est consacré à une étude bibliographique détaillée concernant les technologies des collecteurs solaires à concentration, en particulier les collecteurs cylindro-paraboliques et la nouvelle génération des petits collecteurs cylindro-paraboliques (PCCP). Ce chapitre met également en exergue une étude critique et analyse des spécifications et caractéristiques des applications industrielles intégrant ce type de technologie renouvelable dans les applications industrielles thermiques à travers le monde entier. Ce chapitre ainsi, constitue le premier pilier des travaux traité dans cette thèse du fait que les travaux techniques et de recherche scientifique réalisés complètent et aussi font suite des recommandations et directives données par la littérature scientifique.

- ✓ **Le deuxième chapitre** est dédié à une étude d'analyse thermo-économique et exergetique et d'optimisation des spécifications géométriques et de fonctionnement des petits collecteurs cylindro-paraboliques (PCCP). L'objectif de ce chapitre est de donner des recommandations concernant le design et les caractéristiques géométriques et opératoires pour maximiser l'efficacité thermique et exergetique des PCCPs en considérant les données météorologiques de la région de Rabat-Maroc.
- ✓ **Le troisième chapitre** constitue une extension du deuxième chapitre. En effet, ce chapitre fait comme objet l'étude et analyse d'intégration des collecteurs PCCPs optimisé dans un système hybride de production d'énergie thermique pour le maintien en chauffe d'un stockage de bitume. L'objectif de ce chapitre c'est de fournir une configuration optimisée de ce système en termes de design, dimensionnement et aussi fonctionnement en temps réel, permettant ainsi de réduire le coût d'énergie et de minimiser le taux d'utilisation d'énergie fossile.
- ✓ **Le quatrième chapitre** est consacré à la validation expérimentale des résultats obtenues dans les chapitres précédents à travers des mesures et données de fonctionnement d'une unité à l'échelle pilote construite au sein de l'UIR. Ce chapitre aussi présente des résultats de comparaison entre les données théoriques et expérimentales et donne des nouvelles directives pour l'amélioration du système étudié et pour l'extrapolation à grande échelle.
- ✓ Finalement, **la conclusion générale** ; présente une synthèse globale des différents résultats issus des études présentés dans les chapitres précédent et ouvre de nouvelles voies et recommandations pour des travaux de recherche futurs.

Chapitre

1

Analyse Bibliographique Concernant les Technologies Solaires et leurs Intégration dans les Procédés Industriels Thermiques

1 Introduction

L'exploitation du gisement solaire, surtout dans les zones de forte intensité du rayonnement solaire ; est sans doute présente une opportunité prometteuse pour satisfaire les besoins croissants en énergie thermique, notamment dans le secteur industriel à grande consommation énergétique. Pour cela, les chercheurs à travers le monde entier ont développé plusieurs technologies de collecte et conversion du rayonnement solaire en énergie thermique. Ces deux technologies peuvent être classées en deux grandes catégories : les collecteurs solaires à effet de serre et les collecteurs solaires à concentration. La première catégorie permet de produire une énergie thermique à faible qualité (température moins que 120°C) et elle a une faible efficacité de conversion [1] mais son principal avantage c'est son faible coût d'investissement et de fonctionnement du fait que ce genre de technologie ne nécessite pas l'utilisation des systèmes de suiveurs mécaniques ou structures complexes. Ainsi la limitation de la température du fluide caloporteur produit limite son utilisation, pour cela, elles sont généralement utilisées dans quelque applications domestiques (chauffe-eau solaires) ou industrielles qui nécessitent l'utilisation de l'énergie thermique à faible qualité (comme les procédés de dessalement par évaporation sous-vide ou préchauffage d'un flux dans un procédé thermique) [2]. Au contraire, les technologies solaires à concentration sont largement utilisées dans diverses applications industrielles parce qu'elles permettent de produire des fluides caloporteurs à des températures allons de 80 jusqu'à 400°C (elles sont même adéquats pour la production d'énergie électrique via des turbines à vapeur). Ces technologies solaires à concentration comportent : les collecteurs cylindro-Paraboliques (Solar Parabolic Trough Collectors), les capteurs paraboliques (Solar dish collectors), les réflecteurs linéaires de Fresnel (Linear Fresnel Collector), les concentrateurs paraboliques composés (Compound Parabolic Collector) et les tours solaires (Solar Towers). Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont considérés comme la technologie solaire la plus mature pour générer de la chaleur à des températures relativement élevées dans la production d'énergie solaire thermique [3] et elles sont beaucoup plus adéquats pour leur intégration dans les systèmes et procédés thermiques industrielles. Pourtant, la combinaison de ces systèmes n'est pas aussi simple à cause de l'instabilité de la demande en énergie et la haute variabilité de l'intensité et disponibilité du rayonnement solaire. Ainsi, la conception, le dimensionnement et le contrôle de fonctionnement d'un tel système nécessitent un niveau de technicité et de savoir sans égale fondé sur la recherche scientifique, l'expérimentation, et le savoir-faire. De ce fait, ce présent chapitre

est dédié à une étude bibliographique concernant les technologies de conversion d'énergie solaire en énergie thermique, en particulier, l'étude et analyse des spécifications et caractéristiques des collecteurs cylindro-paraboliques (CCP) et petits collecteurs cylindro-paraboliques (PCCP) ainsi que les données techniques, technologiques et économiques de couplage et intégration des collecteurs solaires dans les applications industriels thermiques. L'objectif de ce chapitre c'est de donner des lignes directrices pour le choix, le design, le dimensionnement, l'optimisation et l'amélioration de ce genre d'intégration.

2 La conversion d'énergie solaire en énergie thermique

2.1 Les différentes catégories de collecteurs solaires-thermiques

Tous les capteurs solaires thermiques absorbent le rayonnement solaire et le convertissent en énergie thermique, absorbée par une surface métallique ; qui par la suite, elle est transférée, par conduction et convection ; vers un fluide caloporteur circulant en contact avec la surface métallique de l'absorbeur (paroi tubulaire de l'absorbeur par exemple) [4]. Comme le montre la figure I-1, les capteurs à effet de serre, c'est notamment l'exemple des panneaux solaires à tubes sous vide et les panneaux plans [5]; sont constitués successivement d'une enveloppe en verre transparent, d'un espace vide ou rempli d'air, et d'un métal de haute conductivité thermique (tubes en cuivre par exemple) recouvert d'un matériau absorbeur (surface noire). Lors du fonctionnement de ces collecteur, une partie du rayonnement solaire incident passe à travers l'enveloppe en verre transparent (plus que 98%- cette valeur dépend de la transparence du verre et sa propriété) l'autre portion est perdue sous forme du rayonnement réfléchi ou absorbé par l'enveloppe. Le rayonnement solaire qui a traversé l'enveloppe en verre est absorbé partiellement par l'absorbeur, encore là, l'autre portion est réfléchi au niveau la surface de l'absorbeur vers l'enveloppe en verre. Encore, une portion de ce rayon réfléchi retourne vers l'absorbeur par réflexion au niveau de l'enveloppe (effet de serre). Le rayonnement absorbé par la surface noir de l'absorbeur est transféré sous forme de chaleur par conduction vers la surface métallique tubulaire puis par convection vers le fluide caloporteur. Le taux de conversion ou efficacité thermique de ces collecteurs est définie comme étant le rapport entre la puissance utile reçue par le fluide caloporteur et la puissance du rayonnement solaire incident (GNI : Rayonnement normal global).

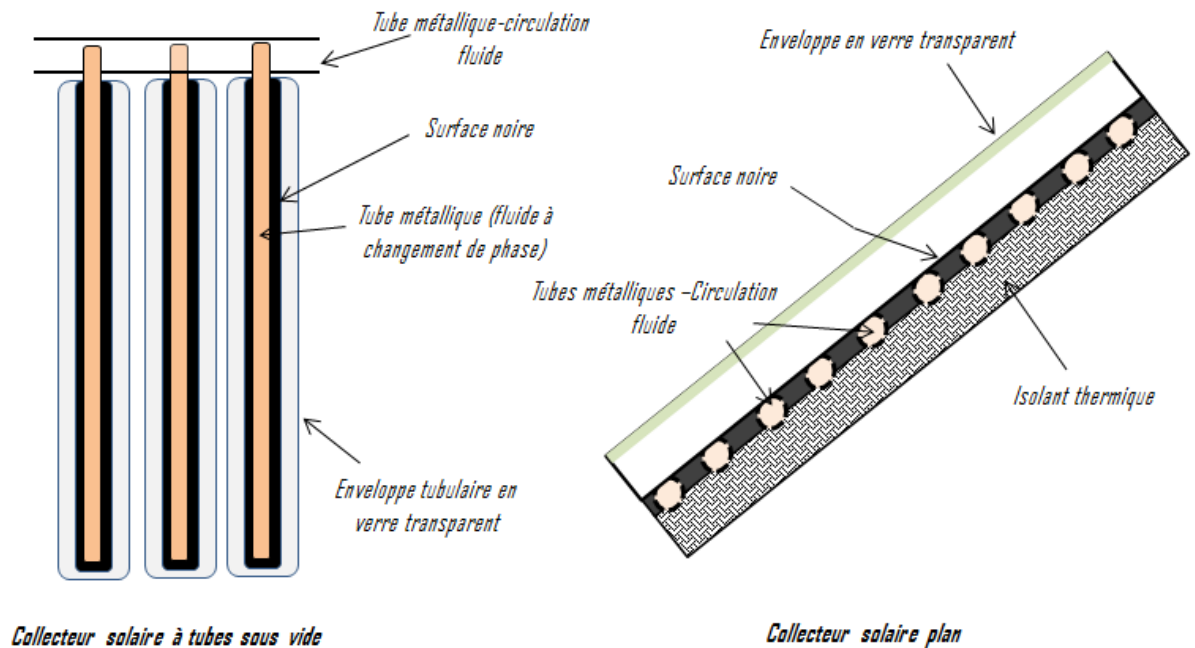


Figure I-1: Schéma simplifier des collecteurs plans et à tubes sous vide

Dans le cas des capteurs à concentration [6], le rayonnement solaire incident est réfléchi sur une surface réfléchissante (miroir) et concentré en un point focal (comme le cas du collecteur parabolique ou tour solaire) ou en une ligne focale (comme le cas collecteurs cylindro-Paraboliques par exemple). Ensuite, le rayonnement solaire concentré subit un procédé similaire à celui utilisé dans les collecteurs à effet de serre. En effet, dans la majorité des collecteurs à concentration, le dispositif d'absorption du rayonnement concentré est un tube à double enveloppe sous vide qui est constitué d'une enveloppe en vitre transparent, surface absorbante sélective et une surface métallique mise en contact avec le fluide caloporteur. Dans ce cas, l'efficacité thermique de conversion du rayonnement solaire en énergie thermique dépend aussi des spécifications géométriques et optiques de la surface de collecte réfléchissante, de son orientation et du facteur de concentration [3]. Le facteur de concentration est défini comme étant rapport entre la surface de collecte (Aperture area) et la surface de l'absorbeur (absorber area). Ce facteur est considéré comme étant l'un des paramètres les plus importants qui caractérisent la technologie solaire à concentration.

Les collecteurs solaires à concentration peuvent être classés en deux catégories : des collecteurs fixes comme le collecteur parabolique composé (CPC) et les collecteurs mobiles à suiveurs

mécaniques. Les collecteurs mobiles nécessitent l'utilisation des structures mécaniques complexes pour le suivi des rayons solaires pendant la journée et de faire retourner le collecteur en position de stabilité à la fin de la journée. Ce genre de structure mécanique engendre un coût d'investissement et de fonctionnement supplémentaire [7].

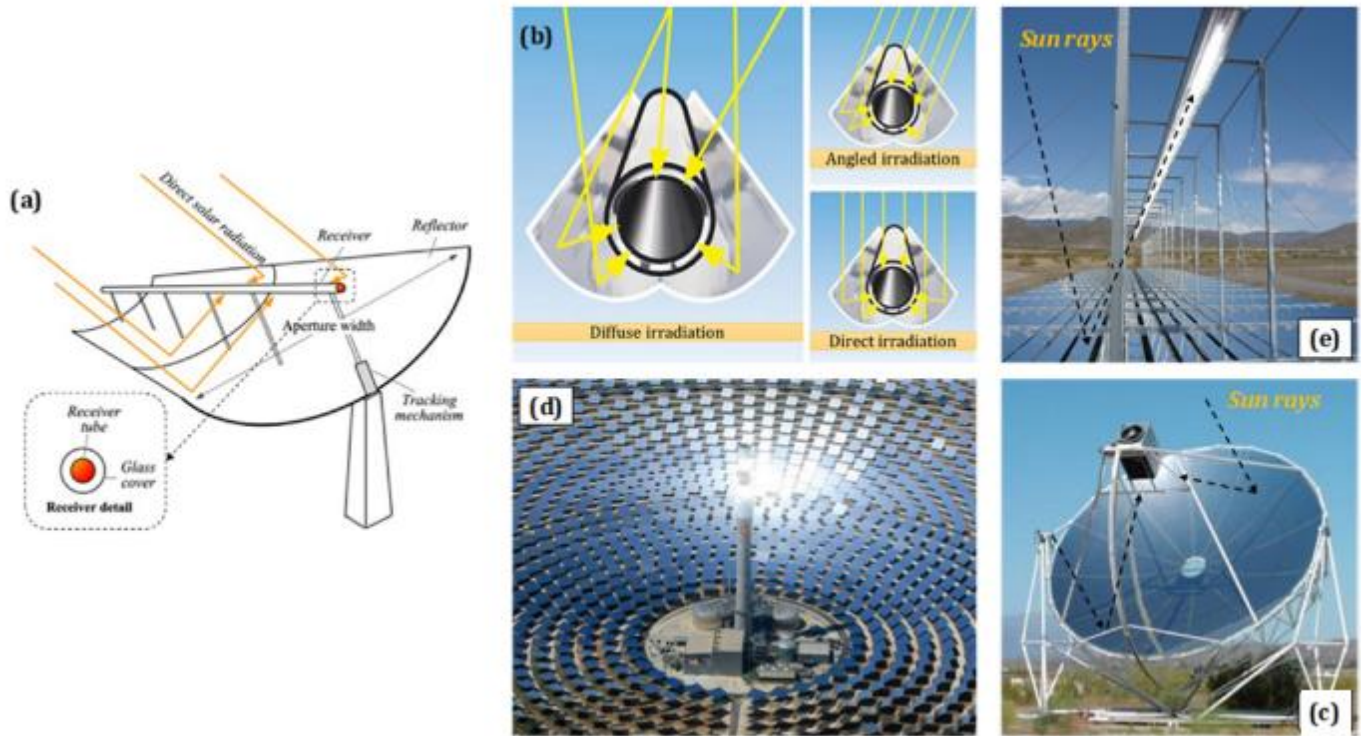


Figure I-2: Collecteurs solaires à concentration- (a): Collecteur Cylindro-Parabolique, (b): Collecteur Parabolique composé, (c) : Collecteur Parabolique, (d) :Tour Solaire, (e) :Collecteur de Fresnel.

Les capteurs à miroirs cylindro-paraboliques [1,2], représentés dans la figure I-2-a ; concentrent le rayonnement solaire direct (DNI) sur un tube absorbeur linéaire placé sur la ligne focale des miroirs réfléchissants (généralement recouvert d'un plaquage en argent ou en aluminium poli) de forme cylindro-parabolique. Le tube absorbeur (ou récepteur) linéaire est généralement formé d'un tube sous vide pour limiter les pertes thermiques par convection et conduction thermiques vers l'atmosphère. La position relative des miroirs est fixe par rapport au récepteur. L'ensemble (miroir et tube récepteur) pivote autour d'un seul axe de rotation pour que le Soleil soit continuellement contenu dans le plan focal (collecteur à un seul axe de rotation), il y a également des collecteurs CCP qui tournent autour de deux axes de rotation (collecteurs à double axes de rotation perpendiculaires). Le rapport de concentration est généralement compris entre 10 et 50

pour ce type de technologie. Un état d'art détaillé concernant les capteurs cylindro-paraboliques et leurs applications industrielles est représenté dans les sections suivantes de ce chapitre.

Le collecteur solaire parabolique composé (CPC) [1], illustré dans la figure I-2-b ; est composé d'un réflecteur sous forme de deux arcs de paraboles symétriques, qui n'appartenant pas à la même parabole. Chacune des paraboles passe par le foyer de l'autre. Les paraboles sont coupées à une hauteur telle que leurs tangentes soient parallèles à l'axe de symétrie. Les rayons solaires arrivent directement ou indirectement (irradiation directe et diffus) et ils sont concentré sur l'absorbeur après une ou plusieurs réflexions sur les parois paraboliques réfléchissantes. Le rapport de concentration est compris entre 1 et 5. Le récepteur est généralement tubulaire, et il s'agit d'un collecteur à tube sous vide dans les applications qui nécessitent des niveaux de température élevés. Le CPC peut fonctionner avec ou sans suivi, et cela dépend de sa conception. En mode stationnaire, le coût du système est réduit, ce qui fait de cette technologie un choix financièrement réalisable.

Les collecteurs solaires paraboliques [8], comme le montre la figure I-2-c ; concentrent le rayonnement solaire direct sur un absorbeur ponctuel placé sur le point focal du miroir parabolique. En général, ce genre de collecteurs est combiné avec la technologie des moteurs Stirling, en effet, un moteur Stirling est placé directement au foyer pour produire l'énergie mécanique puis électrique. La position relative du miroir est fixe par rapport à la surface ponctuelle de l'absorbeur. L'ensemble est monté sur un héliostat qui est contrôlé pour que le point focal du miroir parabolique soit positionné au niveau l'absorbeur. Ce genre de collecteur nécessite un suiveur solaire deux axes de rotation et est caractérisé par un facteur de concentration élevé qui aller jusqu'à 100 ou plus.

Les tours solaires [1,9], représentées dans la figure I-2-d ; sont constituées d'un champ d'héliostats. Un héliostat est un mécanisme permettant une rotation suivant deux axes de rotation perpendiculaires. Un ensemble de miroirs plats ou légèrement courbés est fixé sur ces héliostats. Chaque héliostat est contrôlé pour réfléchir et concentrer en continue le rayonnement solaire direct sur le sommet d'une tour où se trouve l'absorbeur. L'élément d'absorption des radiations solaires peut être classifié en deux catégories [9]: absorbeurs externes (external type) représenté dans la figure I-3-a et absorbeurs à cavité (cavity-type) représenté dans la figure I-3-b.

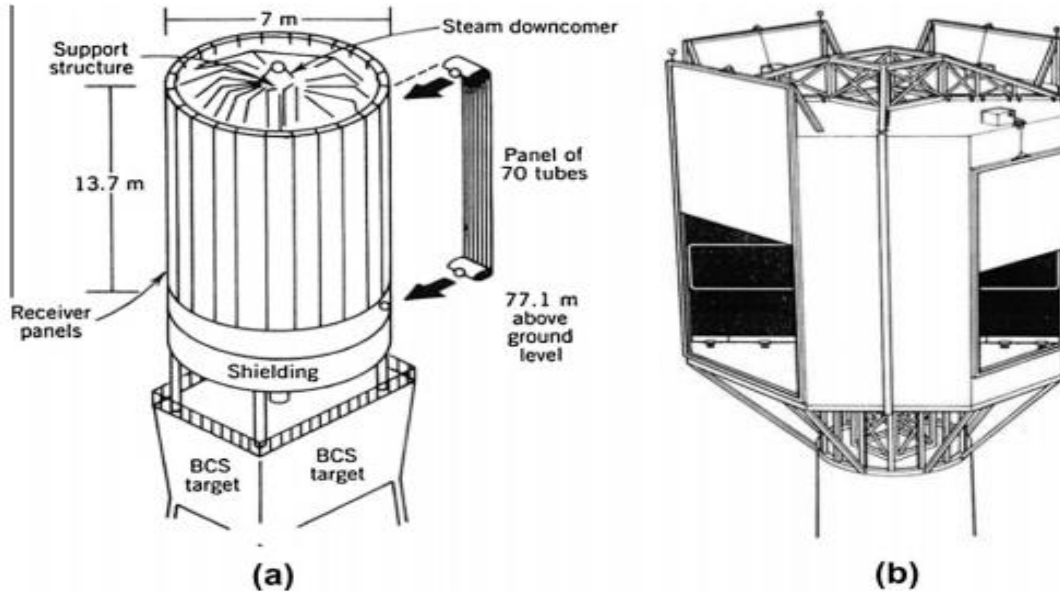


Figure I-3: Absorbeur des tours solaires- (a) : absorbeur externe, (b) : absorbeur à cavité [10]

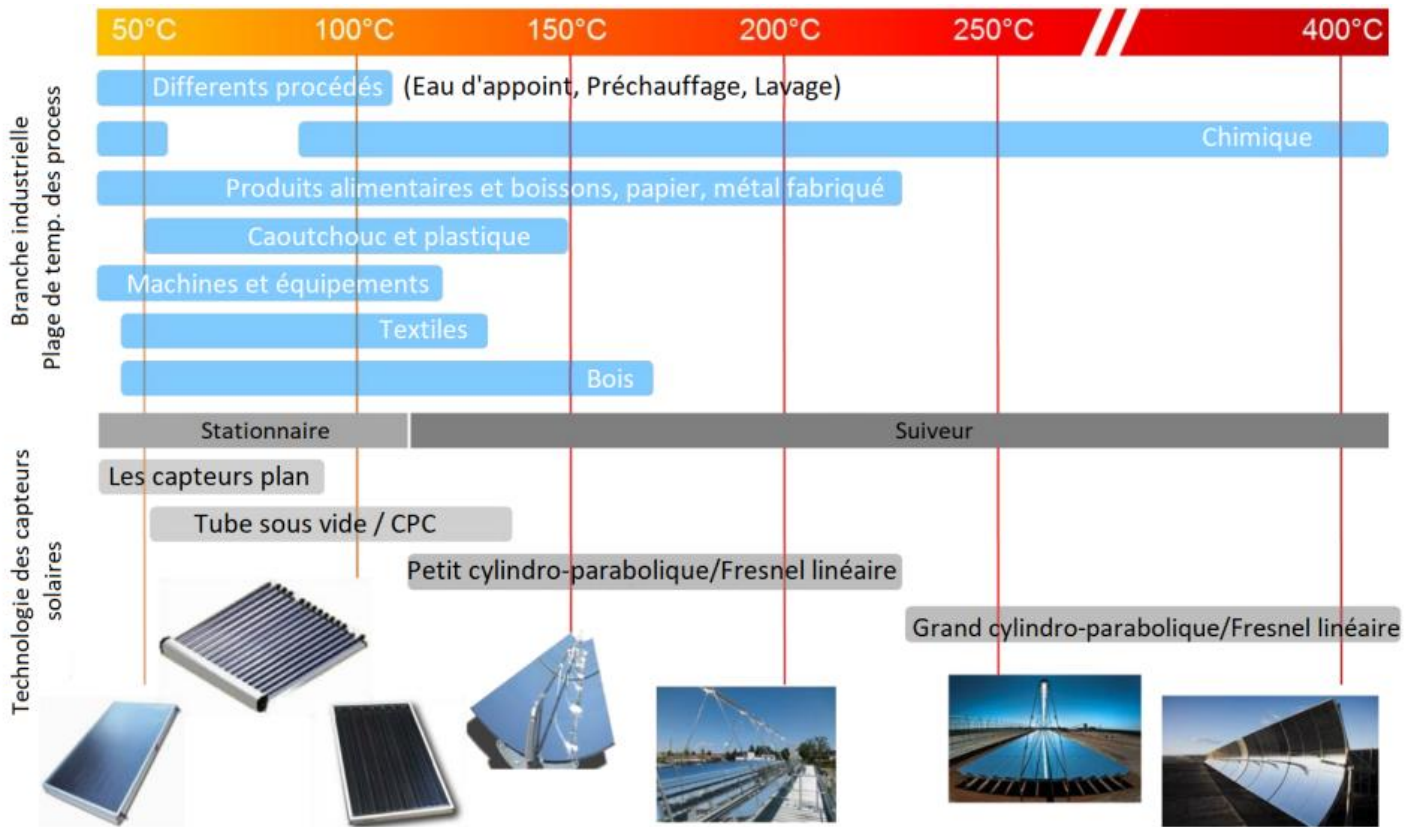


Figure I-4: Domaines d'application des collecteurs solaires

Tableau I-1: Résumé des spécifications techniques et économiques des différentes technologies d'énergie solaire thermique

Spécifications techniques et économiques	Collecteurs à effet de serre		Collecteurs à concentration				
	Plan	A tubes sous vides	Collecteurs Fixes	Avec Suiveurs mécaniques			
			Collecteur parabolique composé	CCP	Tour solaire	Parabolique	Fresnel
Température de fonctionnement (°C)	< 120	< 120	< 220	100-550	400-1000	300-1000	100-450
Efficacité de conversion (%)	~30-40	~35-40	~45-60	~50-70	~35-45	~40-50	~50-65
Complexité technique	Basse	Basse	Basse	Médium	Haute	Haute	Haute
Domaines d'application	Domestique	Domestique	Domestique-Industriel	Domestique-Industriel	Industriel	Industriel	Industriel
Durée de vie (années)	25-35	25-35	20-30	20-30	20-25	20-25	20-30
Coût d'investissement	Bas	Bas	Bas	Bas	Trop élevé	Relativement bas-élevé	Bas
Coût énergétique	Trop Bas	Trop Bas	Bas	Relativement Bas	Haut	Trop haut	Relativement Bas
Fluides caloporteurs	Huiles, Eau	Huiles, Eau	Huiles, Eau	Sels fondus, Eau, Huile, Air	Sels fondus, Eau, Air	Air (Stirling)	Sels fondus, Eau, Huile
Principaux avantages	Simplicité de construction, Ils ne nécessitent pas l'utilisation des suiveurs ; Modularité ;	Simplicité de construction, Ils ne nécessitent pas l'utilisation des suiveurs, Faibles pertes thermiques ; Faible sensibilité à l'angle et à l'orientation du soleil ;	Simplicité de construction ; Ils ne nécessitent pas l'utilisation des suiveurs ; Concentration du rayonnement direct et diffuse ; Coût de construction et fonctionnement relativement bas ;	Investissement et exploitation éprouvés sur le plan commercial frais. Modularité Meilleur facteur d'utilisation des sols de toutes	Facteur de concentration élevé ; Température de fonctionnement élevée : très compatible pour la production électrique et thermique ; Modularité.	Facteur de concentration élevé ; Température de fonctionnement élevée : bonne qualité d'énergie produite.	Faciles à construire, Compatible avec les systèmes hybrides ;

		Bon fonctionnement même dans les conditions climatiques nuageuses et froides Modularité ;	Modularité ;	les technologies solaires ;			
Principaux Inconvénients	Faible efficacité de conversion ; Faible température de fonctionnement ; Pertes thermiques élevées ; Nécessité de nettoyage ; Sensibilité à l'angle et à l'orientation du soleil ;	Faible efficacité de conversion ; Faible température de fonctionnement ;	Sensibilité à l'angle et à l'orientation du soleil ; Nécessité de nettoyage des surfaces réfléchissantes et de l'absorbeur ; Facteur de concentration limité ; Faible efficacité de conversion et température limitée en comparaison avec d'autres concentrateurs solaires ;	L'utilisation de fluides caloporteurs à base d'huile limite les températures de fonctionnement actuelles à 400 °C, ce qui ne produit que des qualités de vapeur modérées ; Nécessité de nettoyage des surfaces réfléchissantes et de l'absorbeur ;	Système des suiveurs et construction complexes ; Nécessité de nettoyage des surfaces réfléchissantes et de l'absorbeur ; Pertes thermiques élevées et faible efficacité de conversion ; Fluides caloporteurs (sels fondus) difficiles à utiliser et manipuler ; Dégradation rapide des fluides caloporteurs.	Faible surface d'absorption ; Pertes thermiques élevées ; Système des suiveurs et construction complexes ; Nécessité de nettoyage des surfaces réfléchissantes et de l'absorbeur ;	Système des suiveurs complexes ; Nécessité de nettoyage des surfaces réfléchissantes et de l'absorbeur ;

Un collecteur solaire de Fresnel [11], comme illustré dans la figure I-2-e ; est constitué de plusieurs alignements de miroirs réfléchissants montés sur des structures mécaniques de rotation et disposés en parallèle les uns à côté des autres. Les miroirs ont une forme rectangulaire plate et légèrement courbés dans le sens de la longueur afin d'augmenter le facteur de concentration. Ces miroirs pivotent autour de leurs axes de rotation afin de réfléchir et concentrer en permanence le rayonnement solaire direct sur un tube absorbeur linéaire fixe placé au-dessus du champ de miroirs. Ce type de collecteur à un facteur de concentration qui varie entre 10 et 400.

2.2 Comparaison et justification de choix de la technologie d'énergie solaire thermique

On rappelle que, comme il a été mentionné dans la partie introduction de ce rapport, l'objectif de cette thèse est de concevoir et optimiser l'intégration de l'énergie solaire thermique dans le procédé de chauffage et maintien en chauffe du bitume. Ainsi, une telle application industrielle nécessite une source d'énergie thermique à une température qui dépasse au moins 160°C. En ce qui concerne les collecteurs stationnaires à effet de serre, comme le montre le tableau I-1, les tubes sous vide fonctionnent mieux par rapport à leurs homologues les capteurs solaires plans même dans les conditions climatiques nuageux et froids. Cela est dû au vide dans le tube de verre, ce qui permet aux collecteurs de tubes de conserver un pourcentage élevé de chaleur récupérée en réduisant les pertes de chaleur par conduction et convection. Aussi, les tubes sous vide sont généralement moins sensibles à l'angle et à l'orientation du soleil grâce à leur conception circulaire qui permet à la lumière du soleil de passer sous un angle optimal tout au long de la journée. L'intégration de ces deux collecteurs à effet de serre, à tubes sous vide et plan, est limitée du fait qu'ils ont comme inconvénient majeur la limitation de leur température de fonctionnement (elle est généralement moins que 120°C). En effet, comme le montre la figure I-4, l'utilisation de ce genre de technologie solaire est limitée dans quelques industries alimentaires, de caoutchouc, de plastique et de textile, ainsi que les applications domestiques (chauffe-eau par exemple). Ces deux technologies à effet de serre sont évidemment non-convenables pour être intégré avec l'application industrielle

étudiée dans cette thèse. Ainsi, la technologie solaire adéquate à adopter sera une seule technologie ou une combinaison de plusieurs technologies à concentration.

Aussi, il a été indiqué par Kalogiro [12] que les capteurs solaires à concentration présentent plusieurs avantages par rapport aux capteurs ordinaires à effets de serre. En effet, les systèmes à concentration pourraient atteindre des températures plus élevées par rapport au système sans concentration pour la même superficie de collecte, ce qui signifie que les capteurs à concentration donnent la possibilité de produire l'énergie thermique de bonne qualité et ont un rendement thermodynamique supérieur. Un autre avantage important est que leur efficacité est plus grande en raison de la plus petite surface de perte de chaleur par rapport à la surface des récepteurs sans concentration. Aussi, le coût d'investissement de ce genre de capteurs par unité de surface de captage solaire est inférieur à celui des capteurs sans concentration car ils nécessitent moins de matière et sont structurellement plus simples. Cependant, la nécessité d'utiliser un système de suiveurs pour suivre l'orientation optimale des capteurs par rapport à la position du soleil et la nécessité de maintenance périodique présentent les pires contraintes qui font augmenter le coût d'utilisation des collecteurs à concentration. Comme indiqué dans le tableau 1, la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques (CCP) est considérée comme la technologie solaire la plus mature pour générer de la chaleur à des températures relativement élevées variante de 100 à 550°C. En termes d'exigence de température de la source d'énergie et de fonctionnement, les trois technologies CCP, CPC et Collecteurs Fresnel semblent adéquats pour être intégrées avec l'application industrielle en question. Cependant, comme le montre la figure I-5, l'efficacité thermique des collecteurs CPC et Collecteurs Fresnel décroît considérablement lorsque la température de fonctionnement augmente ce qui rend ces deux technologies moins profitables dans la marge de température de fonctionnement du procédé de maintien en chauffe du bitume. En revanche, le rendement thermique des collecteurs CCP décroît très légèrement lorsque la température de fonctionnement augmente tout en gardant une valeur supérieure à 50-60%. Aussi, au point de vue efficacité optique, les collecteurs Fresnel sont généralement moins efficace que le collecteurs cylindro-paraboliques. C'est

sur ces constats que notre choix d'étude a été fixé dans l'étude de l'intégration des collecteurs cylindro-parabolique (CCP) dans le procédé thermique de maintien en chauffe du bitume.

Efficiency curve for different solar collectors

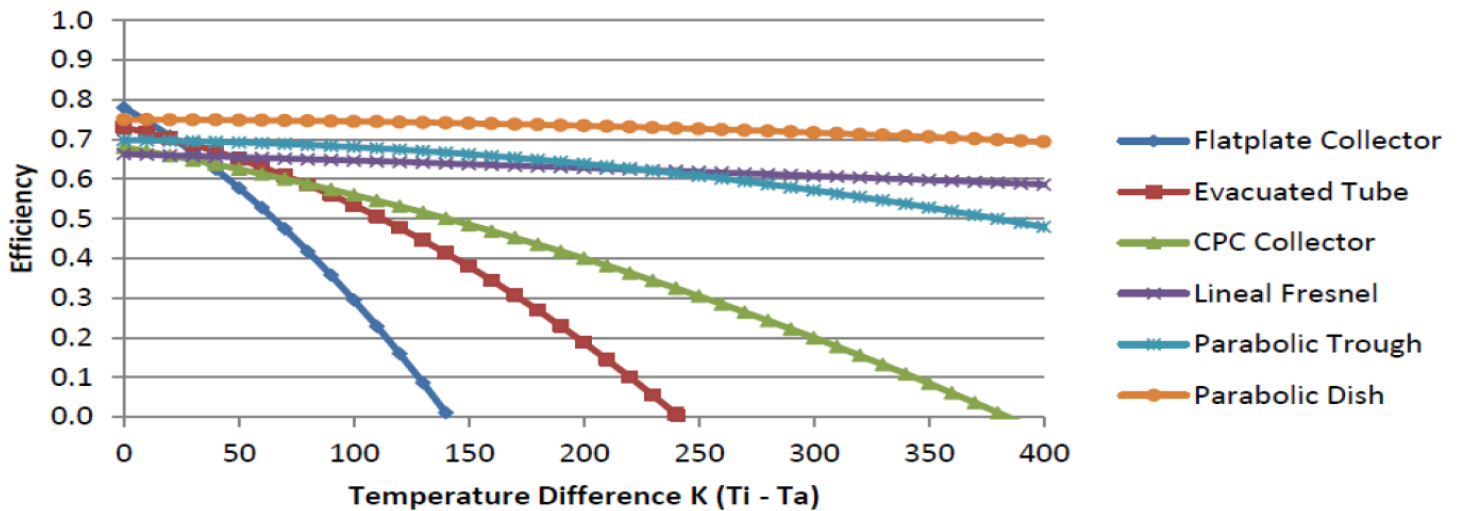


Figure I-5: Variation de l'efficacité thermique des différents collecteurs en fonction de température de fonctionnement (pour des radiations solaires de 1000 W/m^2) [13]

3 Les Collecteurs Solaires Cylindro-Paraboliques (CCP)

En suivant le soleil du lever au coucher du soleil, les capteurs paraboliques concentrent le rayonnement solaire avec leurs facettes de miroir parabolique sur les tubes absorbeurs le long de leur ligne focale. À travers ces tubes absorbeurs circule un fluide caloporteur, généralement de l'huile synthétique, l'eau ou des sels fondus. Il y a grande variété de matériaux utilisés pour la fabrication des miroirs paraboliques réfléchissants, on cite notamment des miroirs ayant une réflectance qui dépasse 90% et qui sont fabriqués en matériau à base d'un film en aluminium polis, argent/aluminium, aluminium/polymère, argent/verre, aluminium/verre, alliages d'argent-aluminium et alliages de cuivre-aluminium-argent [14]. Ces miroirs sont fixés sur des supports métalliques mobiles permettant d'ajuster et de contrôler leurs orientations pour pouvoir suivre le mouvement du soleil. Les principaux types des supports, développés par les industriels à travers le monde, sont illustrés dans la figure I-6.

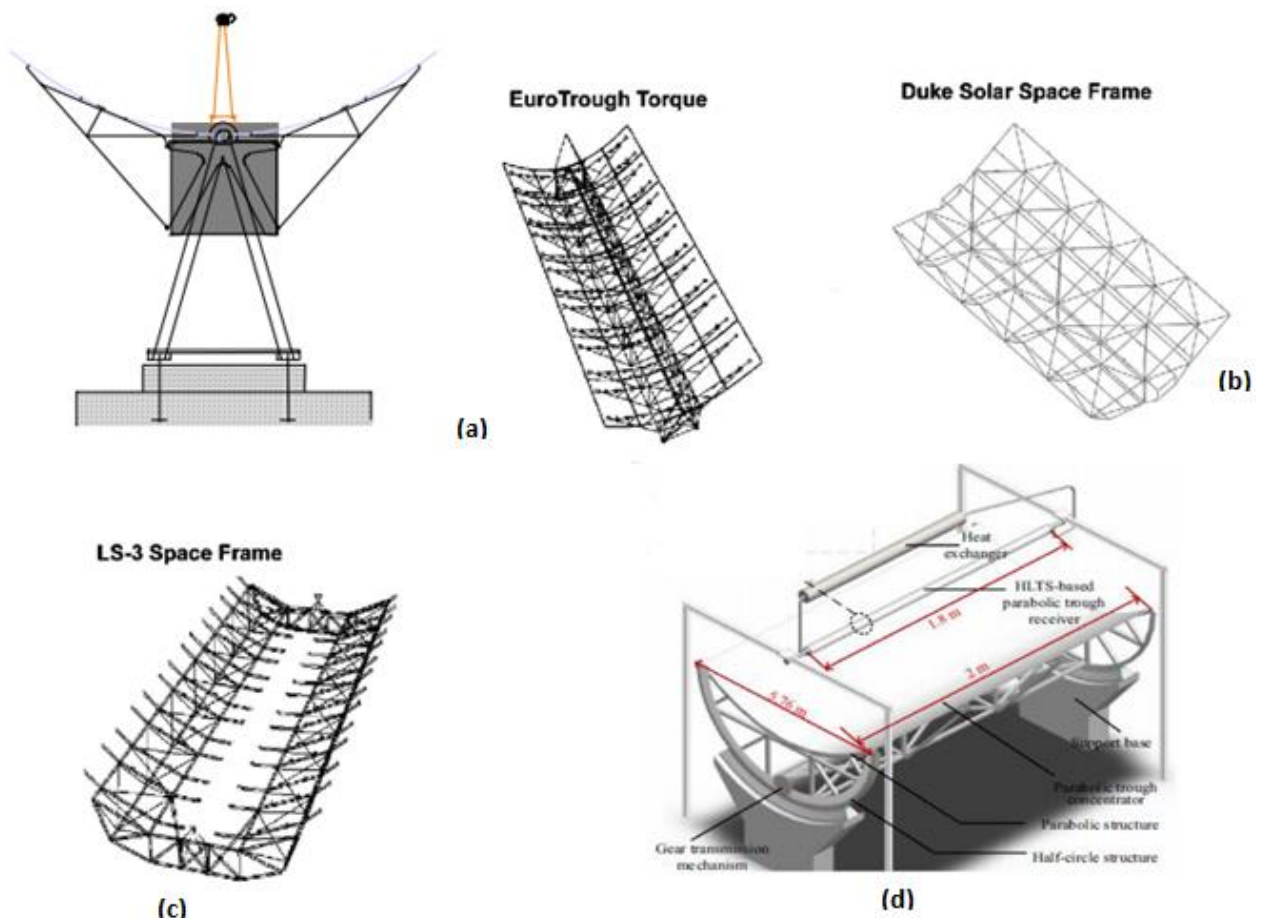


Figure I-6: (a)-EuroTrough, (b)-Duke solar space frame, (c)- LS-3 Space frame : Structures en cadres simples en acier ou acier galvanisé vissés à une boîte de torsion et bras en porte-à-faux, (d) : structure en forme demi-circulaire [28-29].

Comme illustré dans la figure I-7, il existe quatre principaux modes de suivi de soleil pour les collecteurs CCP : les suiveurs à double axe de rotation ou suivi complet, les suiveurs à un seul axe de rotation permettent d'avoir un mouvement de rotation autour de l'axe polaire, autour de l'axe Est-Ouest ou bien autour de l'axe Nord-Sud. Les suiveurs à double axes suit le soleil dans les deux directions, le mouvement Est-Ouest et le mouvement Nord-Sud. Généralement, le suiveur à double axes est compliqué dans sa structure et son fonctionnement et ait un coût plus élevé, par rapport au suivi à un seul axe. Le principal avantage de l'utilisation du suiveur à double axe par rapport à un seul est de suivre le mouvement du soleil non seulement pendant la journée, comme dans un seul axe, mais aussi en tenant compte du mouvement annuel, par exemple la variation de

l'altitude du soleil d'une saison à une autre [15]. Cet avantage rend le double suivi plus efficace et offre un gain d'énergie solaire plus élevé par rapport au système de suiveur à un seul axe. Par ailleurs, pour une simple comparaison entre les deux types dans le cadre d'applications, par exemple dans les centrales solaires à concentration (CSP), la plupart des études montrent une tendance favorable à l'utilisation du suiveur à double axe en particulier dans les paraboles solaires et les systèmes d'énergie des tours solaire, alors que les suiveurs à un seul axe sont beaucoup plus profitables dans le cas des collecteurs cylindro-paraboliques (CCP) [16].

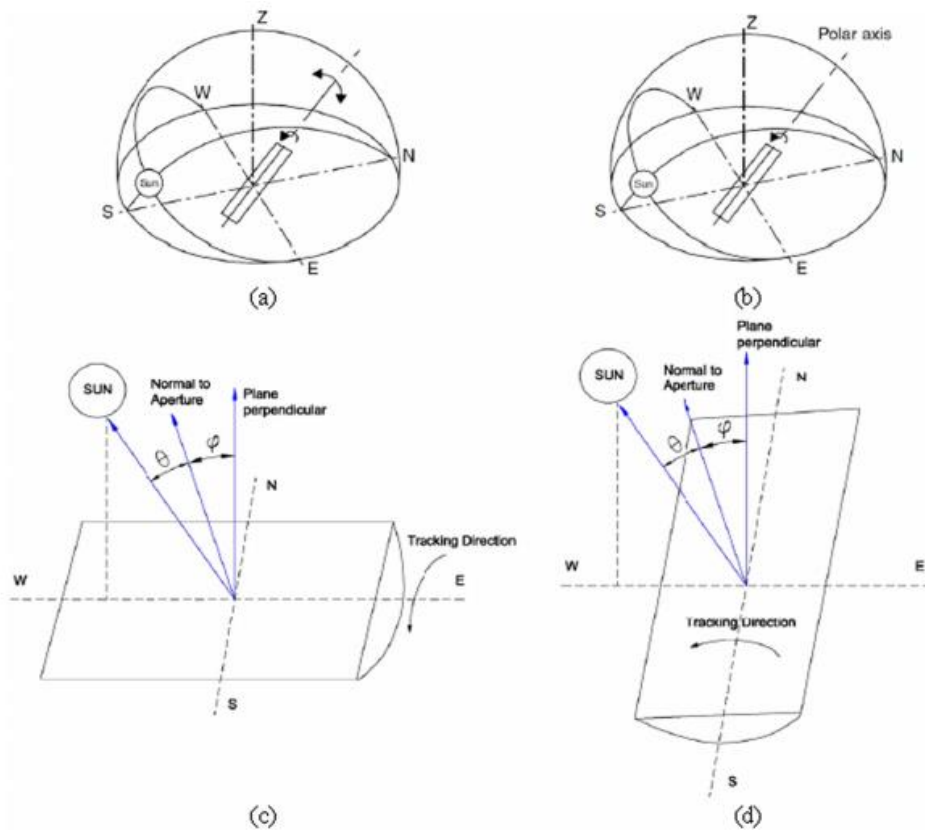


Figure I-7: Types et modes de suivi du mouvement de soleil pour le collecteur CCP : (a) Suivi complet (b) Rotation autour de l'axe polaire (c) Rotation autour de l'axe Est-Ouest (d) Rotation autour de l'axe Nord-Sud [16].

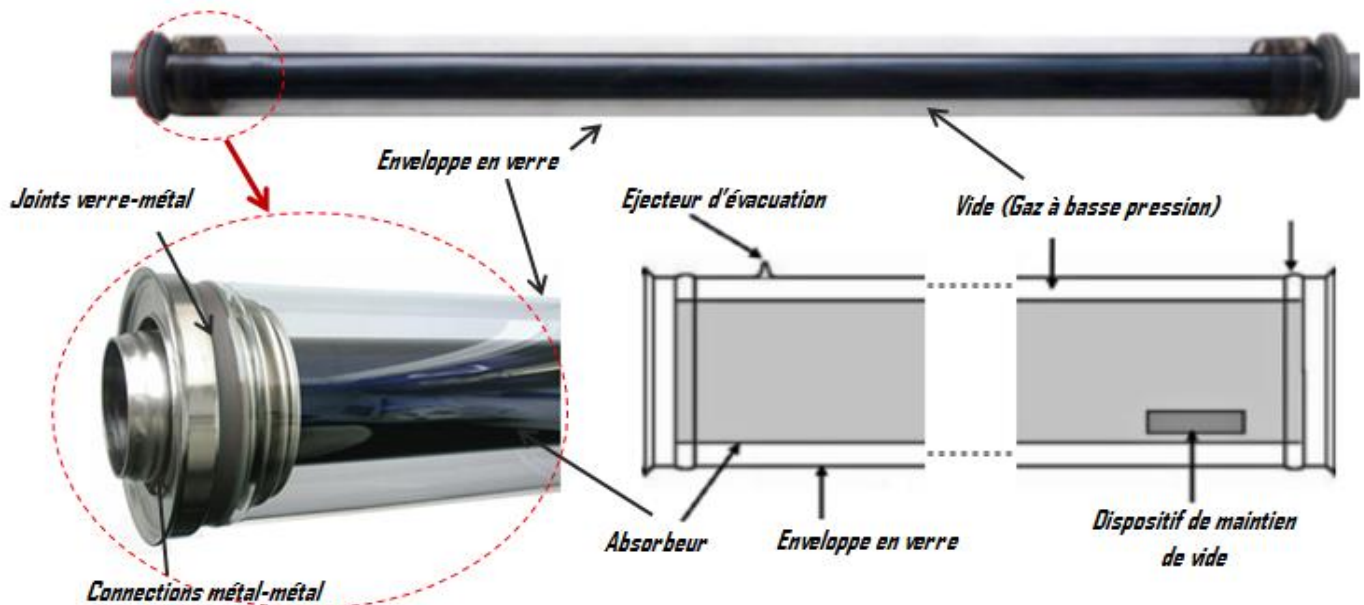


Figure I-8: Tube Absorbeur sous vide- principaux éléments de sa composition [17]

La qualité du système des suiveurs solaires ainsi que celle des miroirs paraboliques réfléchissants jouent un rôle primordial dans l'efficacité de conversion de l'énergie solaire et du coût de production d'énergie thermique. Un troisième élément, qui a une influence significative sur les performances des collecteurs CCPs, est l'élément absorbeur du rayonnement solaire concentré. La fonction principale de l'absorbeur est de recevoir le rayonnement concentré, de l'absorber et le convertir en énergie thermique puis de le transférer vers un fluide caloporteur. Pour réaliser ces mécanismes d'une manière efficace, il faut mettre en place une structure qui permet de minimiser ou même éliminer les pertes de l'énergie (rayonnement ou énergie thermique) vers l'atmosphère. Ces pertes thermiques sont causées par les trois modes du phénomène de transfert thermique par rayonnement, convection et conduction. De ce fait, comme le montre la figure I-8, les absorbeurs utilisés dans les collecteurs CCP sont constitués d'une enveloppe en verre transparent à double paroi rempli en vide (gaz à basse pression) pour éliminer les pertes par convection et conduction de l'absorbeur vers l'atmosphère. L'absorbeur est constitué d'un tube métallique (en cuivre/ acier ou alliage des métaux) recouvert d'un matériau noir, ayant une absorbance du rayonnement solaire élevée, pour minimiser les pertes par

rayonnement. Ainsi, les principales pertes de l'énergie au niveau d'un collecteur CCP sont les pertes optiques dues à l'état de surface des miroirs réfléchissante et de l'enveloppe transparent ainsi que la qualité du fonctionnement du système des suiveurs solaires et les pertes par rayonnement et convection/conduction au niveau de la paroi externe de l'enveloppe vers l'air ambiant [1].

Tableau I-2: Spécifications des Collecteurs Industriels CCP [18]

Spécifications et dimensions	Technologie/ Industriel					
	Euro trough	Acurex Corp	Luz LS3	SENERtrough	Helio Trough	Ultimate Trough
Largeur (m)	5.76	5.76	5.76	5.76	6.77	7.51
Longueur (m)	12.27		8.33	12	19.1	24.53
Absorbeur-Diamètre (mm)	70/65	Non disponible	70	70	90	70
Enveloppe-Diamètre (m)	0.115	Non disponible	0.115	Non disponible	Non disponible	Non disponible
Réflectance-miroir	0.94	Non disponible	0.94	Non disponible	Non disponible	0.94
Facteur de concentration	82		82	80	76	82

4 Les Petits Collecteurs Cyllindro-Paraboliques (PCCP)

Actuellement, la technologie solaire CCP est considérée comme l'une des technologies énergétiques matures et économique et qui est adéquate pour la production d'énergie à différentes échelles. Ceci est dû à l'expérience accumulée de différentes grandes centrales solaires commerciales (voir Tableau I-2) dans le monde discuté dans la section précédente. Il est bien connu que les CCP ordinaires utilisés dans l'énergie solaire concentrée ont une grande zone d'ouverture et un rapport de concentration élevé. Ils sont aussi très fiables et peuvent atteindre des températures élevées aux alentours de 400 °C. ils beaucoup plus adapté à être utilisé pour la production d'énergie électrique (utilisant des machines thermiques comme des centrales à turbine à vapeur de Rankine) [19]. En

particulier, divers procédés industriels nécessitent des sources de chaleur ne dépassant pas 250 ° C comme l'application industrielle étudié dans cette thèse.

De ce fait, certains chercheurs et entreprises ont développé des modules de collecteurs solaires CCP de taille réduite nommés Petits Collecteurs Cylindro-Paraboliques (PCCP : Small Parabolic Trough Collectors) [20]. Ces collecteurs représentent un modèle de taille réduite des collecteurs ordinaires CCP permettant d'atteindre des températures nécessaires au fonctionnement des applications industrielle qui nécessitent des températures moyenne ou relativement élevées ($T < 250^{\circ}\text{C}$). Ils sont modulaires, de taille petite (largeur inférieure à 4m), peu coûteux et aussi beaucoup plus légers que les collecteurs ordinaires. Les collecteurs PCCP ont aussi comme avantage la possibilité de les installer dans les surfaces des toits, ce qui permet ainsi d'éviter toute contrainte relative à la disponibilité d'un terrain de collecte d'énergie solaire. Le tableau 3 résume les principales spécifications de 40 modèles de collecteurs PCCP développés par différentes entreprises dans le monde. Seulement un nombre très limité de ces modèles de PCCP a été certifié par Solar Keymark (SK) [21,22].

Tableau I-3: Principaux fabricants et Spécifications des Collecteurs PCCPs

Fabricant	Modèle	Largeur [m]	Poids [kg/m ²]	Facteur de conc., C	Type de suiveur	Reference
Abengoa Solar	PT-1	2,3	n/a	14	1-axis	[23–25]
	RMT	1,1	7,7	14	1-axis	[24,26]
Absolicon	Absolicon MT 10	1,1	28,9	n/a	1-axis	[21,27]
	Absolicon T 10	1,1	28,9	n/a	1-axis	[21,27]
Composites y Sol	CAPSOL	1	n/a	18	1-axis	[28]
Dezhou Mingnuo	PT-3E	3	n/a	14	1-axis	[29]
Dr. Vetter	IT. collect	0,5	14,5	n/a	1-axis	[22,30]
Greenera	SG 500	0,6	n/a	10	1-axis	[31]
	SG 1000	2	n/a	10	1-axis	[31]
Hitachi	Prototype	n/a	n/a	n/a	1-axis	[32]
Huayuan New Energy Project	HY-TroughII20-2	2	n/a	13	1-axis	[33]
	HY-TroughII30-2	3	n/a	19	1-axis	[33]
	HY-TroughIII20-2	2	n/a	9	1-axis	[33]
	HY-TroughIII30-2	3	n/a	14	1-axis	[33]
IMK	CSP-trough	2	n/a	n/a	1-axis	[34]
inventive power	Power Trough 110	1,1	n/a	n/a	1-axis	[35]
	Power Trough 250	2,5	n/a	n/a	1-axis	[35]
Koluacik Research & Development	SPT-0312	1,2	47,2	8	2-axis	[29,36]
	SPT-0324	2,4	33,8	15	2-axis	[11], [18]
	SPT-0424	2,4	29,2	15	2-axis	[11], [18]
	SPT-0524	2,4	32,3	15	2-axis	[11], [18]
	SPT-0536	3,6	27,1	23	2-axis	[11], [18]
Leveragenet Solutions	Prototype	n/a	n/a	n/a	1-axis	[37,38]
NEP Solar	Polytrough 1200	1,2	25,3	14	1-axis	[32,39,40]
	Polytrough 1800	1,8	17,9	17	1-axis	[32,39,40]
Rackam	S20	2,34	196	91	1-axis	[41]
	S10	1,16	132	36	1-axis	[41]
SMIRRO	Smirro 300	1,1	14,6	10	1-axis	[42,43]
Solargenix	Power Roof	3,6	n/a	27	1-axis	[44]
Solarlite	SL 2300	2,3	2	n/a	1-axis	[45]
Solitem	CCP 1100	1,1	14,5	n/a	1-axis	[46]
	CCP 1800	1,8	14,2	15	1-axis	[46]
	CCP 3000	3	14	n/a	1-axis	[46]
Soltigua	PTMx	2,4	n/a	n/a	1-axis	[47]
Sopogy	SopoHelios	2,1	10,4	21	1-axis	[48]
	SopoNova	1,7	13,1	21	1-axis	[48,49]
	SopoTitan	3	n/a	n/a	1-axis	[48]
Thermax	SolPac P60	n/a	n/a	n/a	1-axis	[50]
Trivellienergia	SolarWing Evolution	1,3	18	n/a	1-axis	[51]
Vicot Solar Technology	n/a	2,5	509	59	1-axis	[52]

Comme le montre le tableau I-3, les collecteurs PCCPs se caractérisent par une largeur comprise entre 0.5 et 3.6 m, un rapport de concentration variant entre 9 et 90, et un poids compris entre 2 et 196kg /m². Ces collecteurs sont prouvés efficaces et satisfaisants les exigences demandées pour être couplés avec les procédés industriels thermiques nécessitant des températures relativement élevées [20]. Cependant, l'inconvénient majeur de leur couplage est l'instabilité du rayonnement solaire au cours de la journée. Ce qui nécessite alors, pour adresser ce problème, l'intégration d'un système supplémentaire de stockage de l'excès de l'énergie thermique produite pour le réutiliser lors des moments de déficit. Il existe plusieurs variantes et types de stockage, chacune a ses propres spécifications et caractéristiques techniques et économique [53]. Ainsi, une étude comparative de ces techniques de stockage s'avère nécessaire pour pouvoir fixer le choix de la meilleure à être intégré dans le procédé industriel en question.

5 Le stockage thermique et leur configuration

5.1 Types et mécanismes de stockage

Le choix de la meilleure technologie solaire à adopter dépend de plusieurs facteurs notamment la température de fonctionnement, la superficie de collecte disponible, les considérations économiques et techniques. Les technologies solaires thermiques sont prouvées capable de substituer les ressources conventionnelles d'énergie fossile. Cependant, ces technologies ont comme inconvénient majeur l'instabilité et la variabilité de la disponibilité de l'irradiation solaire, ce qui provoque des perturbations de leur fonctionnement, surproduction et aussi des arrêts périodiques (pendant la nuit ou journées nuageuses) [54]. De ce fait, pour mieux adapter la production d'énergie thermique à la demande, la combinaison de ces technologies avec une unité de stockage thermique s'avère nécessaire. L'intégration d'un procédé de stockage thermique n'est pas aussi simple du fait qu'elle implique la génération d'un coût d'investissement et de fonctionnement additionnel. Ainsi, le choix et le dimensionnement d'un stockage thermique adéquat doit faire appel aux connaissances techniques et économiques et aux travaux d'ingénierie et d'optimisation. Le stockage thermique peut être classifié, selon le type du phénomène utilisé pour stocker l'énergie thermique ; en quatre principaux types

de stockage (voir Figure I-9) [55]: stockage par énergie sensible, stockage par énergie latente, stockage par réactions chimiques, stockage combiné (plusieurs mécanismes physico-chimiques). Le stockage par énergie sensible utilise des liquides ou des solides de haute capacité thermique pour emmagasiner l'énergie thermique. Le stockage par énergie latente est basé sur le phénomène du changement de phase liquide-solide ou liquide-gaz. Le stockage par réactions chimiques utilise les caractéristiques endothermiques et exothermiques des réactions chimiques réversibles. Finalement, il existe aussi le stockage combiné qui utilise à la fois deux ou plusieurs mécanismes de stockage thermique. Ces mécanismes de stockage se distinguent par quatre principales caractéristiques : la densité d'énergie stockable, le rendement, leur coût et leur complexité technique et d'utilisation. Le tableau I-4 résume les données thermiques, physico-chimiques, économiques et techniques des différents matériaux et mécanismes utilisés pour les stockages thermiques.

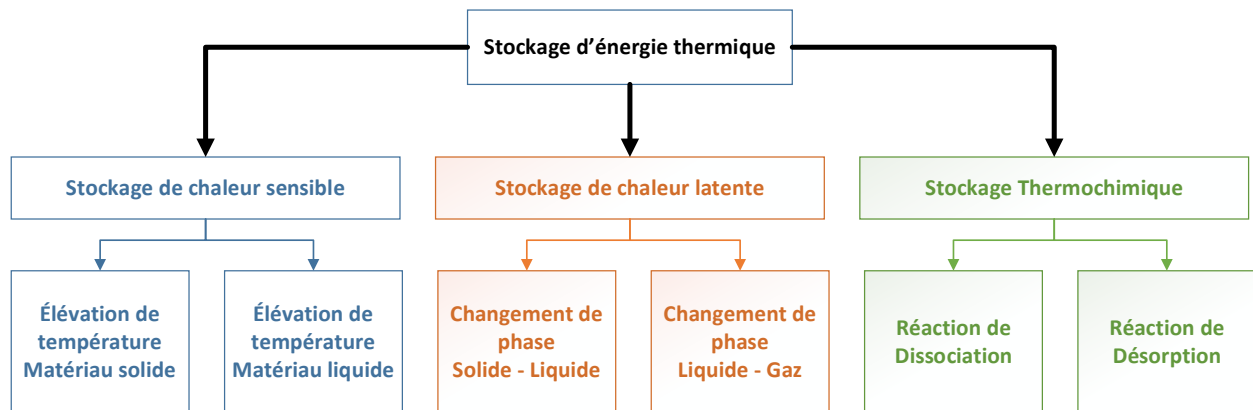


Figure I-9: Les différentes manières physiques de stocker l'énergie thermique [56]

Le choix de la meilleure technologie de stockage dépend principalement de trois critères : les spécifications techniques (densité d'énergie stockable, efficacité), le coût du système de stockage et l'impact environnemental. Les spécifications techniques représentent le facteur clé pour assurer la faisabilité technique du stockage. En effet, le choix d'une densité d'énergie stockable élevée permet de réduire le volume du système de stockage et d'améliorer son efficacité. Aussi, le matériau de stockage doit être caractérisé par une meilleure stabilité physique et chimique pour éviter sa dégradation pendant les cycles de

chargement et déchargement et un coefficient de transfert thermique élevé pour réaliser l'échange thermique pendant une durée adéquate et minimiser la surface d'échange entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage [55]. Les spécifications économiques du stockage permettent la détermination de la période de récupération d'investissement et du coût d'énergie stockée. Le rendement du stockage est fortement lié aux pertes thermiques lors des phases de chargement et déchargement et à la durée entre ces deux phases. Les meilleures performances du stockage sont généralement obtenues dans le cas de l'utilisation de l'énergie latent et thermochimique mais ces performances sont défavorisées par une mise en œuvre qui est très difficile. Le stockage par énergie sensible est le procédé le plus développé et le plus utilisé du fait qu'il y a une variété de matériaux de haute capacité thermique et de faible coût d'investissement, mais il se caractérise par l'adoption de grands volumes (sa densité d'énergie stockable est faible en comparaison avec le stockage chimique et par changement de phase). Les données du tableau I-4 montrent que le stockage utilisant l'eau liquide a comme avantage le coût et l'impact environnemental qui sont trop faible ainsi que la capacité thermique qui est élevé en comparaison avec d'autre type de stockage par énergie sensible mais l'utilisation de l'eau comme matériau pour le stockage n'est pas adéquate dans l'application industrielle de maintien en chauffe du bitume à cause de la limitation de sa température de fonctionnement (Température de stockage : 0-100°C). Les huiles minérales et synthétiques semblent être les meilleurs fluides à utiliser du fait que leur capacité thermique est relativement élevée et aussi leur coût est plus bas en comparaison avec les sels fondus. Bien que les huiles minérales soient moins chères que les huiles synthétiques, les huiles synthétiques ont une composition plus raffinée et additive du fait qu'elles ont subi un processus de transformation plus poussée et est enrichie avec divers additifs comme les anti-usures, les antioxydants et les anticorrosion. Cela permettra, sans doute, d'améliorer les performances du système de stockage et de l'unité globale.

Tableau I-4: Spécifications techniques et économiques des différents types de stockage d'énergie thermique [56–59]

Mécanisme	Matériau	Température de fonctionnement (°C)	Capacité Stockable	Durée de vie	Coût en (US\$/kg)	Impact sur l'environnement	Maturité	Conductivité thermique (W/m/K)	Autres spécifications	
Changement de phase	NaNO ₃	307	172kJ/kg	Longue	0.55	Relativement élevé	-	~0.5	-	
	KNO ₃	333	226kJ/kg	Longue	0.6-0.7	Relativement élevé		~0.5	-	
	KOH	380	149.7kJ/kg	Longue	0.45	Relativement élevé		~0.5	-	
	KNO ₃ -NaNO ₂ -NaNO ₃	141	275kJ/kg	Longue	~0.6	Elevé		~0.6	-	
	E117 (inorganique)	117	169kJ/kg	Relativement longue	Non disponible	Elevé		~0.7	-	
Réactions chimiques	Carbonates de fer	180	2.6GJ/m ³	Courte	0.4-0.7	Relativement élevé	--	~40-70	Réaction : FeCO ₃ ← → FeO+CO ₂	
	Hydrogénation des métaux (M)	200-300	4GJ/m ³	Courte	0.5-1.2	Elevé		~30-90	Réaction : M-x(H ₂) ← → M-y(H ₂) +(x-y)H ₂	
	Ammoniaque	400-500	67kJ/mol	Relativement courte	0.15-0.75	Elevé		<0.09	2NH ₃ ← → N ₂ +3H ₂	
	Hydratation de Ca	500	3GJ/m ³	Relativement courte	0.5-2	Relativement élevé		~1.5-3	Ca (OH) ₂ ← → N ₂ +3H ₂	
	Carbonates de Ca	500-1000	4.4 GJ/m ³	Courte	0.2-0.35	Relativement élevé		~1.5-3	CaCO ₃ ← → CaO+ CO ₂	
Energie sensible	Matériaux Solides	Sables & roches minérales	200-300	1.3kJ/kg/K	Longue	0.15	Trop Faible	++	~1	Difficulté de décharge, nécessité de grande volume
		NaCl	200-500	0.85kJ/kg/K	Longue	0.15	Faible		~7	-
		Briques de silice	200-700	1 kJ/kg/K	Longue	1	Trop faible		~1.5	-
		Briques de magnesia	200-1200	1.15kJ/kg/K	Longue	2	Trop faible		~5	-
	Matériaux Liquides	Eau liquide (1 bar)	0-100	4.17kJ/kg/K	Longue	≈0	Pas d'impact		~0.6-0.7	Possibilité d'augmenter la température de stockage en augmentant la pression
		Sels fondus-Hitec Solar	220-600	1.5kJ/kg/K	Relativement longue	0.93	Elevé		0.52	Fluides utilisé pour les procédés de haute température
		Huile minérale	200-300	2.6 kJ/kg/K	Relativement longue-courte	0.3	Elevé		0.12	Risque de dégradation
		Huile synthétique	13-400	2.3 kJ/kg/K	Relativement longue-courte	3	Elevé		0.11	Risque de dégradation ; Munie d'additives : anti-usures, les antioxydants et les anticorrosion
		Sodium liquide	270-530	1.3 kJ/kg/K	Longue	2	Elevé		0.71	-

5.2 Différents types de configurations des systèmes de stockage [60]

La recherche scientifique et le développement industriel ont permis de développer plusieurs types de configurations et montage pour la mise en pratique des mécanismes de stockage thermique et de les coupler avec les technologies d'énergie solaire thermique. En effet, Les spécifications économiques, le bon fonctionnement et le rendement global d'un système d'énergie solaire dépendent non seulement au type de capteur solaire, mais également de la qualité de tous les composants utilisés et de la mesure de base sur laquelle ils sont correctement dimensionnés, connectés et adaptés les uns aux autres. La figure I-10 représente les principales configurations de couplage entre les collecteurs solaires et système de stockage thermique (réservoir de stockage). La configuration (A) utilise un stockage direct du fluide caloporteur chauffé par le système solaire en cas d'excès de production, et le décharge directement à partir du réservoir de stockage vers le circuit alimentant le procédé endothermique. Ce système utilise la technologie de stratification pour améliorer la qualité d'énergie stockée [61].

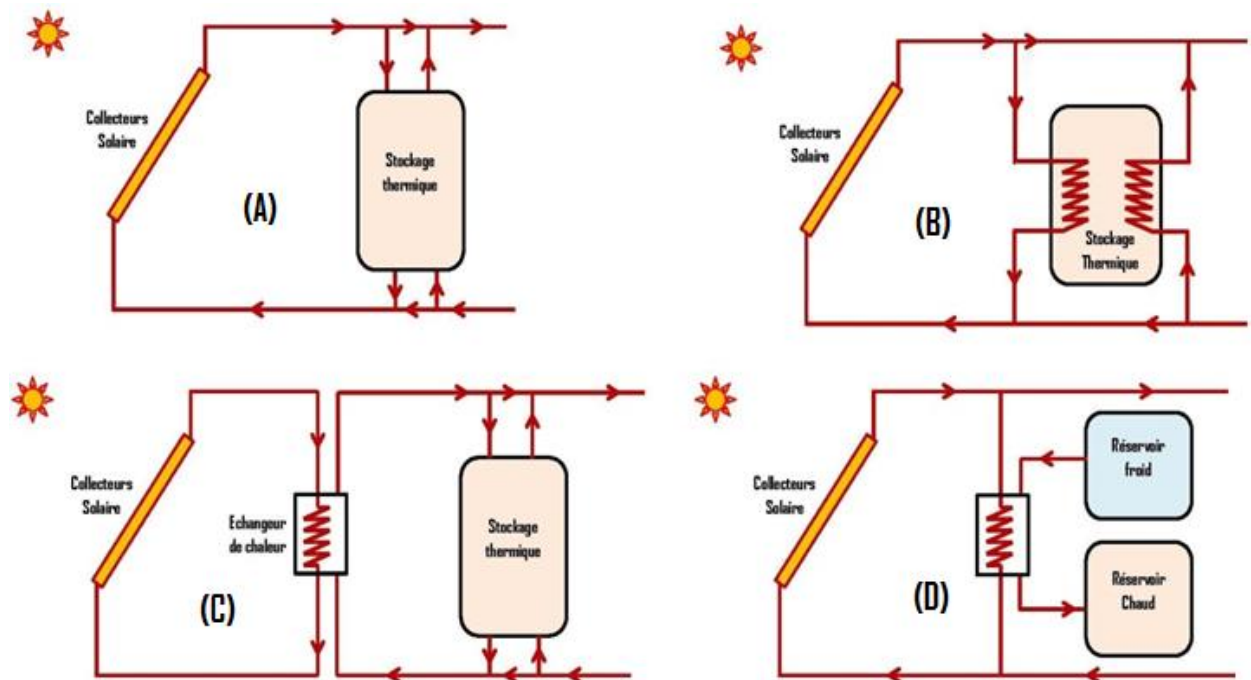


Figure I-10: Différents types de couplages des collecteurs solaires et stockage

Il a comme avantages la nécessité d'un nombre d'équipements réduit ce qui le rend moins cher en comparaison avec d'autres types de configurations. Dans la configuration (B), le stockage et le déchargement se font d'une façon indirecte via des échangeurs de chaleur. Le fluide caloporteur et le matériau de stockage sont de natures différentes. Divers matériaux et mélanges de matériaux (comme métal solide + fluide) peuvent être utilisés dépendamment de leur disponibilité, spécifications et coût, leurs principales caractéristiques sont la capacité thermique et conductivité thermiques qui doivent être suffisamment élevées pour répondre aux exigences de son fonctionnement. Dans la configuration (C), le fluide caloporteur solaire et celui utilisé pour le stockage et transport d'énergie thermique vers le procédé endothermique sont de nature différente. Ainsi, cette configuration se compose d'un échangeur de chaleur externe permettant l'échange entre ces deux fluides. Dans ce cas, le stockage s'effectue par introduction directe du deuxième fluide chauffé dans le réservoir de stockage. La configuration (D) utilise un stockage thermique à deux cuves échangeant la chaleur avec le fluide caloporteur via un échangeur externe. La circulation du fluide de stockage se fait de la cuve froide, passant par l'échangeur de chaleur vers la cuve chaude, lors de l'opération du chargement et vice versa lors de l'opération de déchargement. Cette configuration permet d'avoir une bonne qualité de l'énergie stockée du fait que les l'utilisation des deux cuves permet de prévenir le mélangeage entre le fluide de stockage froid après déchargement et le fluide de stockage chaud. Pourtant, le stockage thermique à deux cuves augmente son coût d'investissement et de fonctionnement.

Tableau I-5: Principaux Avantages et Inconvénients des types de configuration de couplage entre collecteurs solaires et stockage [62]

<i>Configuration</i>	<i>Avantages</i>	<i>Inconvénients</i>
(A)	<i>Utilisation de peu d'équipement, Faible coût d'investissement. Utilisation du même fluide pour la circulation et stockage.</i>	<i>Faible qualité d'énergie stockée ; Effet de dilution thermique ; Limitation des fluides de stockage.</i>
(B)	<i>Possibilité d'utilisation d'une grande variété de matériau pour le stockage ; Volume de stockage réduit (par exemple dans le cas du stockage thermo-chimique).</i>	<i>Dégradation d'efficacité d'échange thermique du fait que le procédé utilise deux échangeurs de chaleur ; Coût d'investissement et d'opération relativement élevé ;</i>
(C)	<i>Très bénéfique dans le cas de production d'énergie solaire de haute température ; Isolation du circuit solaire et stockage ; Possibilité utilisation de différents fluides.</i>	<i>Coût supplémentaire de l'échangeur de chaleur ; dégradation de la qualité de l'énergie lors de l'échange thermique ;</i>
(D)	<i>Ce type offre une meilleure qualité de l'énergie stockée ;</i>	<i>Nécessité d'utilisation de deux cuves de stockage ; Coût d'investissement et d'opération élevé, L'échangeur de chaleur peut dégrader la qualité de l'énergie stockée.</i>

Le tableau 5 résume les principaux avantages et inconvénients de ces quatre configurations de couplage entre les collecteurs solaires et système de stockage thermique. En générale, le stockage permet de stabiliser la production de l'énergie solaire, qui est caractérisée par sa haute variabilité et instabilité, du fait que l'intensité du rayonnement solaire ainsi que les performances des collecteurs changent en continu. Cependant, pour satisfaire la demande en énergie thermique continue (pendant 24 heures par jour), il s'avère nécessaire de concevoir un champ solaire de taille importante ainsi qu'un stockage thermique de grande capacité de stockage, cette solution semble très salubre au point de vue satisfaction totale de la demande en énergie à travers une source renouvelable à 100%. Mais, cette solution n'est plus faisable au point de vue économique du fait que le coût énergétique est beaucoup plus haut que le coût de l'énergie thermique fossile et conventionnelle [63]. Ainsi, plusieurs études menées dans le sujet d'intégration de l'énergie solaire thermique ont recommandé l'utilisation des systèmes hybrides

Solaire-Fossile-Stockage permettant d'avoir un compromis entre la satisfaction de la demande, réduction d'utilisation de l'énergie fossile et la diminution du coût énergétique [64]. Le choix de la configuration de cette intégration, sa conception et dimensionnement, ainsi que la gestion des flux énergétique en temps réel ne sont plus une tâche simple à réaliser du fait qu'il y a une grande variété de type d'intégration, d'équipement, et couplages et il s'y ajoute également la complexité du comportement et fonctionnement de chaque équipement et système [65]. La section suivante est dédiée à l'étude des différentes configurations d'intégration des systèmes solaires CCP et PCCP, stockage et énergie fossile ainsi que les méthodes de conception, design, dimensionnement et gestion des flux énergétique dans un tel system.

6 Le réseau de chaleur dans l'industrie

L'objectif de cette partie est de donner un aperçu des systèmes de production de chaleur fossile et des systèmes de distribution existants dans l'industrie. Les systèmes solaires thermiques étant généralement intégrés dans les sites industriels existants, la disposition des processus existants et les systèmes de production de chaleur sont essentiels pour les possibilités d'intégration.

6.1 Les systèmes de production de chaleur dans l'industrie

La conception des systèmes de fourniture de chaleur dans l'industrie est principalement influencée par le combustible utilisé et le fluide caloporteur [66] (par exemple, huile thermique, vapeur surchauffée, vapeur saturée, eau chaude sous pression, air). Tandis que dans certaines régions du monde, le charbon est toujours la principale source d'énergie, les industries européennes et nord-américaines dépendent principalement du gaz, du GPL et du pétrole. La biomasse est encore largement utilisée dans des pays comme l'Inde, où l'accès au pétrole et au gaz est moins important, et devient de plus en plus intéressante pour les pays industriels en tant que source d'énergie renouvelable. Avec la tendance à l'intégration des énergies renouvelables, le biogaz joue également un rôle, en particulier dans les secteurs industriels susceptibles de produire du biogaz à partir de leurs déchets et eaux usées. Tous les combustibles mentionnés nécessitent une installation de conversion

d'énergie sur place pour produire de l'énergie thermique. Le tableau I-6 présente les technologies de conversion typiques pour le fluide caloporteur le plus couramment utilisé. De toute évidence, les chaudières diffèrent considérablement dans leur conception en fonction du combustible utilisé. Les paramètres importants des différents types de chaudières sont leurs temps de démarrage et d'arrêt ainsi que le temps nécessaire pour ajuster l'alimentation de chauffage aux variations de la demande dans différentes configurations. Les chaudières pour combustibles solides nécessitent des temps de démarrage et d'arrêt beaucoup plus longs, leur temps de réaction aux changements de charge est donc beaucoup plus long. Cela conduit à des stockages de chaleur souvent utilisés dans de tels systèmes. Quant aux chaudières et brûleurs à combustible liquide, ils peuvent réagir rapidement aux changements de charge et peuvent être contrôlés facilement dans une large plage de variations de charge.

Tableau I-6: Technologies de conversion d'énergie thermique

Technologie de conversion	Carburant	Fluide de transfert de chaleur
Chaudière	Gaz, GPL, pétrole, charbon, biomasse, biogaz (également en combinaison avec le gaz naturel)	Vapeur, eau chaude, huile thermique
Systèmes de cogénération	Gaz, GPL, pétrole, charbon, biomasse, biogaz (également en combinaison avec le gaz naturel)	Vapeur, eau chaude, huile thermique
Brûleur	Gaz, GPL, pétrole, charbon, biomasse, biogaz (également en combinaison avec le gaz naturel)	Air chaud
Air chaud	Électricité	Vapeur, eau chaude, huile thermique

Le choix de l'équipement de conversion est basé sur le choix du fluide caloporteur. Dans la plupart des industries, le moyen de distribution est la vapeur ou l'eau chaude (sous pression), c'est pourquoi on utilise principalement des chaudières ou des systèmes de cogénération (généralement dans les grandes usines pour une production efficace d'électricité et de chaleur). Les chaudières à vapeur sont à plusieurs égards plus complexes que les chaudières à eau chaude, car le cycle vapeur-condensat nécessite plus d'étapes de soin et de manipulation que les systèmes d'eau chaude (traitement de l'eau, récupération des condensats et dégazage). Les grandes usines nécessitent un personnel

spécialement formé. En particulier, les systèmes de condensat ouverts peuvent entraîner des pertes d'eau et des pertes d'énergie importantes s'ils ne sont pas manipulés avec précaution. Cependant, de nombreux exploitants d'usine choisissent la vapeur, car elle est avantageuse pour sa densité d'énergie élevée, permettant de petits diamètres de tube de distribution et des taux de transfert de chaleur élevés, garantissant une température constante due à la condensation. De plus, les systèmes à vapeur sont souvent le moyen traditionnel de fourniture de chaleur. Les systèmes d'eau chaude sont faciles à utiliser et à entretenir, mais nécessitent de grands diamètres de tuyaux de distribution et des zones de transfert de chaleur (par rapport à la vapeur). Lorsque des températures supérieures à 100 °C sont requises, les systèmes d'eau nécessitent également une pressurisation. L'huile thermique ou l'huile synthétique sont d'autres alternatives qui peuvent être exploitées à des pressions plus basses que l'eau pour une température donnée, car leurs températures d'évaporation peuvent aller jusqu'à 300 °C, mais entraînent des capacités thermiques spécifiques plus faibles et des coûts plus élevés. L'huile synthétique est souvent utilisée dans les systèmes de cogénération, tels que les cycles organiques de Rankine fonctionnant entre 200 et 300 °C. Enfin, l'air peut être utilisé comme fluide caloporteur ; cependant, en raison de sa capacité thermique par volume comparativement faible, l'air chaud n'est généralement pas utilisé exclusivement comme moyen de distribution de chaleur, mais plutôt chauffé localement lors des processus nécessitant de l'air chaud (comme le séchage). Dans les usines où la seule demande de chaleur significative concerne le séchage par convection (par exemple, usines de thé, malteries), un brûleur à air chaud peut être le principal dispositif d'alimentation en chaleur. Il est possible d'intégrer la chaleur solaire dans tous les types de réseaux d'alimentation et de distribution mentionnés ci-dessus. Cependant, pour chaque type de réseau, seuls des concepts d'intégration spécifiques et des conceptions de systèmes solaires thermiques sont possibles.

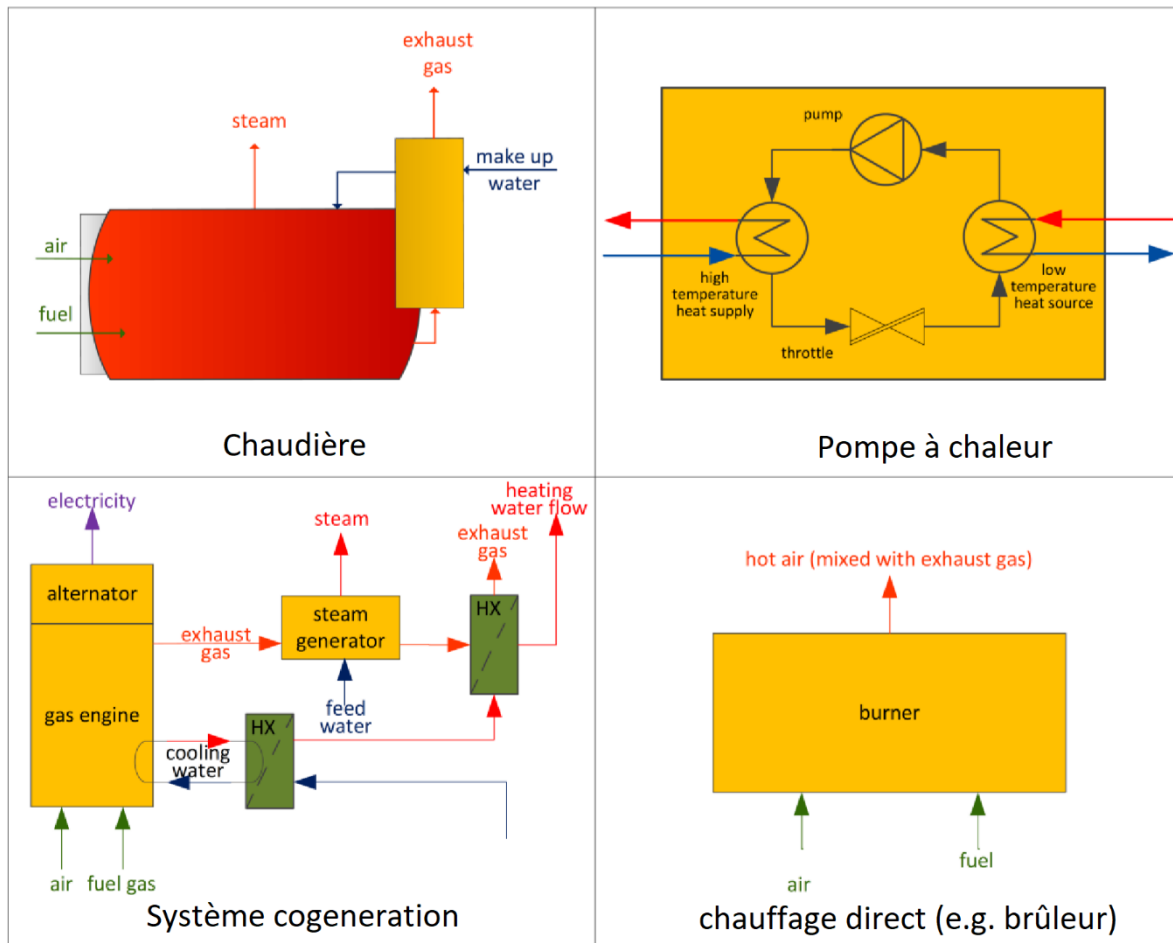


Figure I-11: Schémas de technologies de conversion avec des composants de base

6.2 Moyen de distribution de chaleur dans les procédés.

Les différents procédés thermiques de l'industrie sont chauffés de manière classique en utilisant quelques stratégies de chauffage de base. La fourniture de chaleur conventionnelle aux processus industriels utilisant des échangeurs de chaleur internes ou externes ainsi que l'injection directe de vapeur sont particulièrement importantes pour la substitution des combustibles fossiles à l'énergie solaire thermique. Ces installations se retrouvent dans presque tous les secteurs industriels.

6.2.1 Types d'échangeurs de chaleur dans l'industrie

Fondamentalement, nous pouvons faire la distinction entre les échangeurs de chaleur externes et internes. Ces derniers sont placés soit à l'extérieur ou à l'intérieur d'un bain de procédé / cuve / machine [67,68].

Différents types d'échangeurs de chaleur externes sont utilisés pour chauffer les processus industriels. Le choix approprié d'un échangeur de chaleur repose sur un certain nombre de critères notamment les spécifications des fluides utilisés (l'état, pression, la différence de température, la viscosité,) [69]. Selon [70], les types les plus importants sont les échangeurs de chaleur tubulaires, les échangeurs de chaleur compacts et les échangeurs de chaleur à surface étendue.

L'échangeur de chaleur tubulaire est le type d'échangeur de chaleur le plus courant dans l'industrie et couvre les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et à double tuyau. Un échangeur de chaleur tubulaire est constitué d'une chemise tubulaire fermée qui renferme un faisceau de tubes. Cela crée un espace de coquille qui est entouré par un support. L'autre milieu s'écoule à travers le faisceau de tubes, qui se compose de tubes lisses ou nervurés [71].

L'échangeur de chaleur à plaques et l'échangeur de chaleur en spirale sont adaptés aux fluides de viscosité différente. Le type d'échangeur de chaleur compact le plus courant est l'échangeur de chaleur à plaques. Dans l'industrie alimentaire, des échangeurs de chaleur à plaques scellées sont souvent utilisés. Les plaques ont généralement des profils solides et sont maintenues ensemble par des vis de serrage et des cadres. L'échangeur de chaleur en spirale se compose de deux bandes d'acier de même largeur qui sont enroulées en spirale à égale distance d'un axe. Les canaux résultants sont fermés aux deux extrémités par des couvercles amovibles avec des joints. Ces types d'échangeurs de chaleur sont principalement utilisés pour les applications liquide-liquide, la condensation ou le refroidissement de gaz [69,70].

Pour les applications où l'un des fluides caloporteurs a une capacité thermique beaucoup plus faible (par exemple, eau-air), des échangeurs de chaleur à surface étendue sont utilisés. L'extension de la surface de l'échangeur de chaleur est réalisée par lamelles ou ailettes (par exemple un radiateur).

Quelques exemples d'échangeurs de chaleur externes sont illustrés à la figure I-12. Ces exemples montrent qu'un échangeur de chaleur externe peut faire partie d'un fonctionnement unitaire ou du fonctionnement d'unité elle-même. En fonction de l'application spécifique, l'échangeur de chaleur est utilisé pour chauffer un produit ou un fluide caloporteur dans le processus.

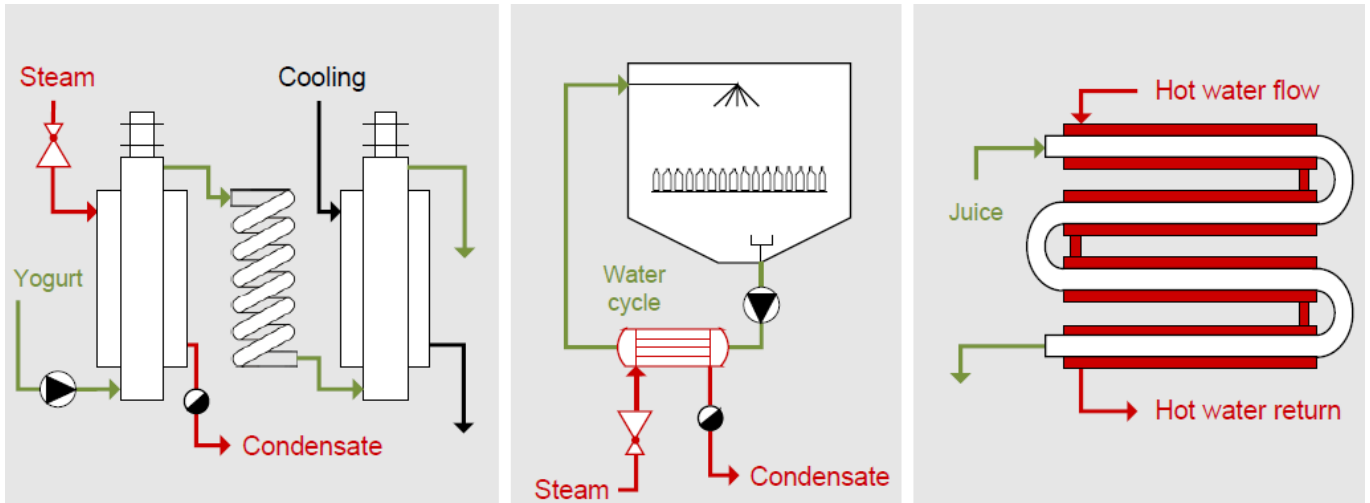


Figure I-12: Exemples de processus chauffés par des échangeurs de chaleur externes. À gauche : Pasteurisation du yaourt avec des échangeurs de chaleur à surface raclée chauffés à la vapeur. Au centre : Pasteurisateur tunnel chauffé par faisceau de tubes externes. À droite : Pasteurisation de jus de fruits via un échangeur de chaleur à tube coaxiaux [72].

A part que les échangeurs de chaleur externes, les machines, les réservoirs ou les bains peuvent être alimentés en énergie thermique par des échangeurs de chaleur internes. Les types les plus importants d'échangeurs de chaleur internes sont les chemises chauffantes, les serpents chauffants et les faisceaux de tubes. Un exemple de certains de ces types d'échangeurs de chaleur internes est illustré à la Figure I-13.

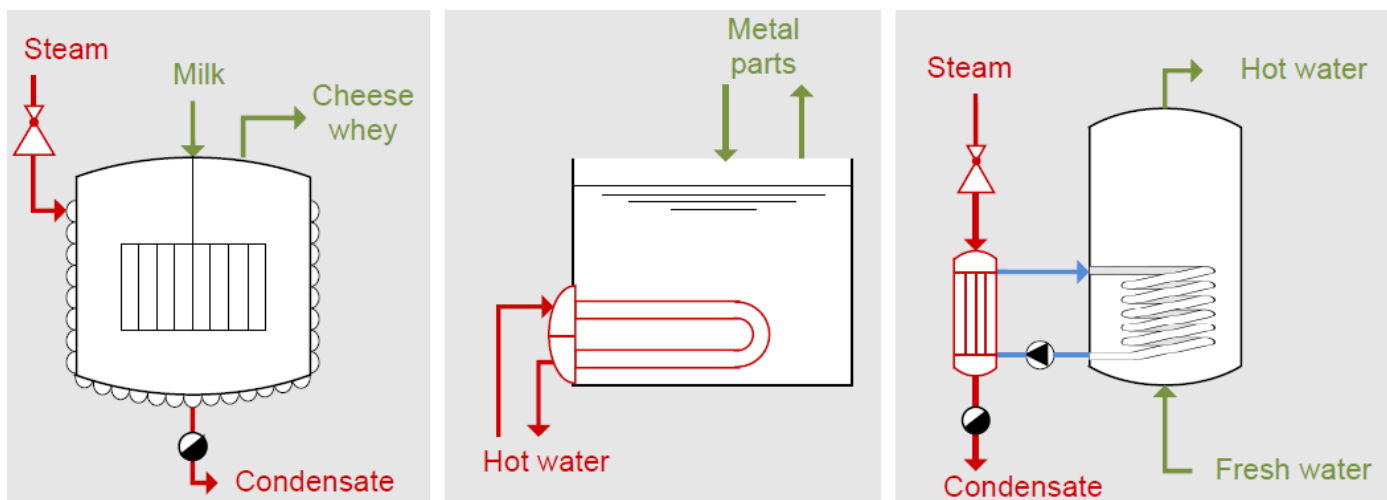


Figure I-13 : Chauffage de process via des échangeurs de chaleur internes. À gauche : Production de fromage - un récipient avec une chemise chauffante est chauffé à la vapeur. Au centre : Chauffage du bain de dégraissage par faisceau de tubes interne sans coque. À droite : alimentation en eau chaude avec un serpentin de chauffage interne qui est chauffé indirectement à la vapeur par un circuit d'eau chaude intermédiaire [72]

Les chemises chauffantes peuvent être trouvées dans différentes variantes telles que les chemises pleines, les demi-tuyaux ou profilés soudés et les chemises dites à fossettes. L'utilisation de chemises complètes est limitée à une pression du fluide caloporteur jusqu'à 6 bars et à des tailles de cuve jusqu'à 10 m³. Pour des volumes plus importants ou des pressions plus élevées, des bobines, des profilés ou des demi-tuyaux soudés sont utilisés [71].

Les serpentins de chauffage sont les types d'échangeurs de chaleur les plus simples et les moins chers. Un tube est enroulé en hélice autour d'un cylindre et équipé d'orifices pour l'entrée et la sortie du fluide chauffant. Bien que la capacité des serpentins de chauffage puisse être affectée par le pas et le diamètre du tube, le taux de transfert de chaleur spécifique est plutôt faible en raison du faible débit à l'extérieur du tube [69].

Bien que les soi-disant serpentins à plaques soient classés comme des échangeurs de chaleur compacts par Shah et al. [70], leur principal domaine d'application correspond plutôt aux échangeurs de chaleur internes. Ils sont souvent utilisés comme élément chauffant interne ou chemise chauffante pour chauffer des récipients ou des bains. Les

pressions de service peuvent atteindre de 7 à 18 bars en fonction du matériau utilisé. Ce type d'échangeur de chaleur reste un très bon marché pour les procédés de production simple [70].

6.2.2 Systèmes de chauffage direct

Il existe deux types importants de systèmes de chauffage direct : la combustion directe et l'injection de vapeur. En utilisant des systèmes de combustion directe, la salle de combustion des flammes et les conduites de gaz de combustion d'un brûleur à fioul ou à gaz sont directement disposées dans l'installation à chauffer (par exemple, bain-marie pour le nettoyage) et transfèrent la chaleur au produit ou au fluide caloporteur.

L'injection directe de vapeur peut être utilisée pour chauffer des bains, des réservoirs et des courants de fluide ou pour créer une atmosphère air-vapeur. Le chauffage direct de bains ou récipients par vapeur peut être réalisé par injection de vapeur au fond du récipient à l'aide de tubes perforés et de bobines ou de buses. En utilisant des buses, le produit ou le fluide de traitement dans le récipient est aspiré, mélangé avec de la vapeur, et renvoyé dans le récipient. Sur la base des propriétés spécifiques du produit chauffé ou du fluide caloporteur, la vapeur injectée doit répondre à des normes élevées [71]. Deux exemples sont illustrés à la figure I-14.

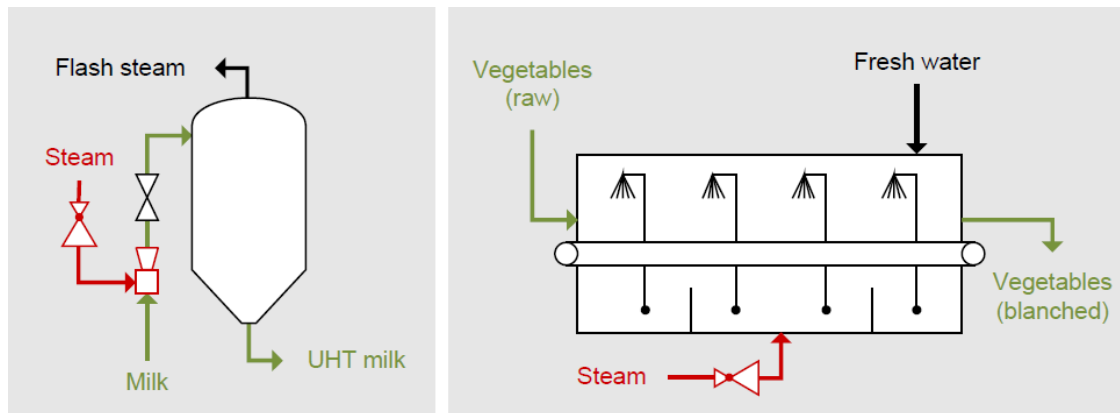


Figure I-14 : Chauffage de process avec injection directe de vapeur. À gauche : stérilisation du lait à ultra haute température par injection directe de vapeur et évaporation flash. À droite : Blanchisseur à bande pour légumes chauffés par injection directe de vapeur [72] .

7 L'intégration des systèmes solaire thermiques dans les procédés industriels thermiques

7.1 Classification de la consommation de chaleur industriels

Il existe une multitude de consommateurs de chaleur dans l'industrie qui utilisent différentes installations avec différentes possibilités d'approvisionnement en énergie thermique. Pour garantir une identification rapide d'un concept d'intégration approprié pour l'énergie solaire thermique, une classification des consommateurs de chaleur industriels est présentée. En général, les conditions suivantes sont particulièrement importantes pour l'intégration de la chaleur solaire dans les applications industrielles :

- Distinction entre le niveau production (chaufferie) de et le niveau de processus
- Le fluide caloporteur utilisé au niveau de production
- Catégorie de du besoin thermique au niveau du processus
- Mode de chauffage au niveau du processus

En considérant ces quatre points, des classes pour la mise en œuvre de la chaleur solaire peuvent être formées.

La figure I-15 montre la classification des consommateurs de chaleur industriels pour l'intégration de la chaleur solaire dans les applications industrielles. Pour trouver un concept d'intégration adapté à un consommateur de chaleur, il faut d'abord identifier le niveau d'intégration. Pour un point d'intégration au niveau de production, une distinction est faite entre les fluides caloporteurs vapeur et liquide. Les concepts d'intégration pour les fluides caloporteurs liquides sont valables pour l'eau chaude, les fluides synthétiques ou les huiles thermiques. Les différents fluides n'entraîneront que des différences dans le type d'échangeur de chaleur requis. En principe, les concepts d'intégration pour les fluides caloporteurs liquides sont également valables pour l'air en tant que fluide caloporteur.

En utilisant la vapeur, trois concepts d'intégration différents sont possibles : la génération solaire de vapeur (intégration parallèle), le chauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière et le chauffage de l'eau d'appoint (tous deux intégrés en série). L'intégration

parallèle peut être réalisée directement ou indirectement (par exemple, avec de l'huile thermique ou de l'eau sous pression). Les concepts d'intégration en série pour chauffer l'eau d'alimentation de la chaudière ou l'eau d'appoint diffèrent principalement par le niveau de température respectif et les mesures de récupération de chaleur potentielles à prendre en compte.

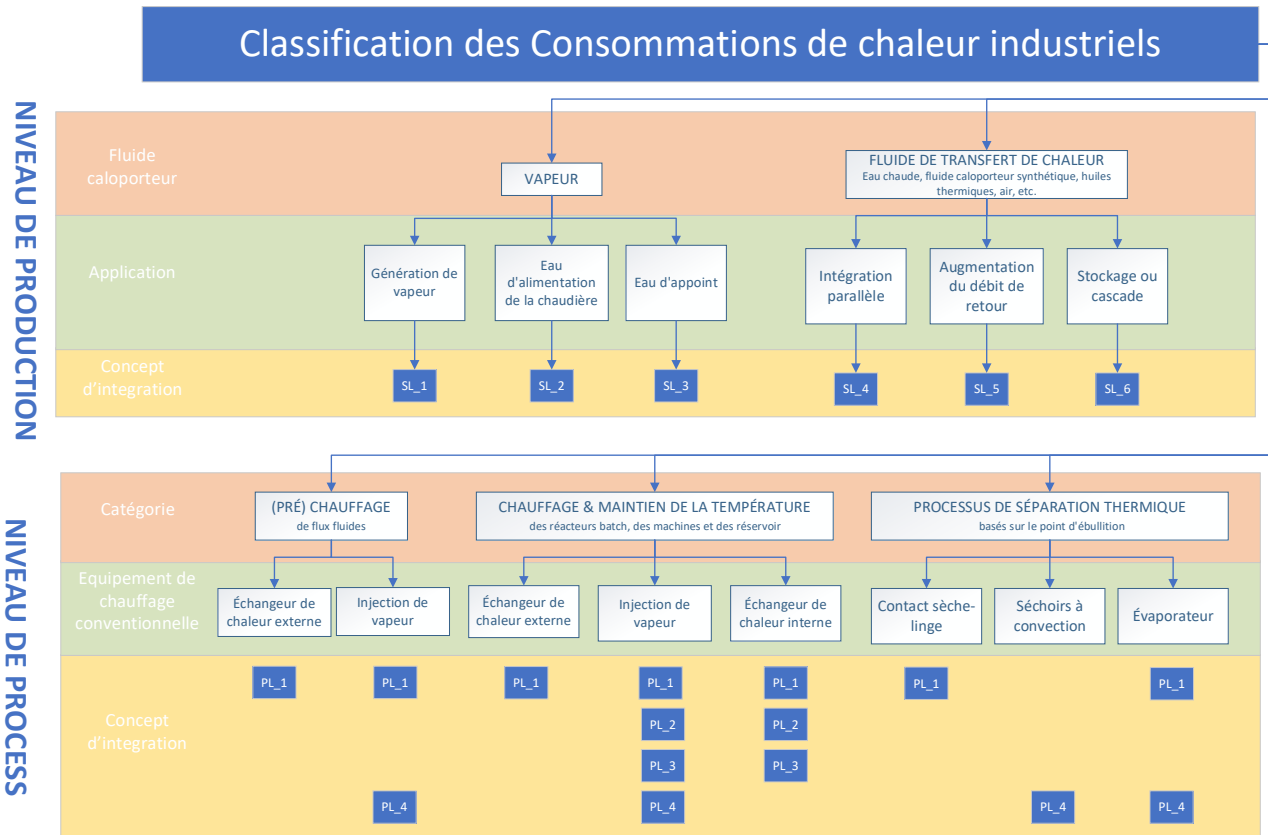


Figure I-15 : Classification des consommateurs de chaleur industriels pour l'intégration de l'énergie solaire thermique[73]

Au niveau process, une première distinction est faite par la catégorie de consommateur de chaleur. Si un processus est identifié qui convient à l'intégration de la chaleur solaire dans une évaluation de faisabilité (par exemple, en fonction du niveau de température et du profil de charge), il doit être affecté à l'une des trois catégories « (pré) chauffage des flux de fluide », « Chauffer et maintenir la température des bains, des machines ou des réservoirs » ou « procédés de séparation thermique ». Par la suite, une autre distinction est faite par la méthode conventionnelle de chauffage. Pour la catégorie « (pré) chauffage

des courants de fluide », deux modes de chauffage sont distingués : les échangeurs de chaleur externes et l'injection directe de vapeur. Les procédés affectés à la deuxième catégorie « chauffage et maintien de la température des bains, des machines ou des réservoirs » peuvent également être chauffés avec des échangeurs de chaleur internes (cela comprend les enveloppes, serpentins chauffants et les faisceaux de tubulaires). Dans la troisième catégorie « procédés de séparation thermique », on distingue les sécheurs par convection et par contact qui couvrent la majeure partie de toutes les installations de séchage ainsi que les évaporateurs qui sont utilisés pour la distillation.

Sur la base de la catégorie du consommateur de chaleur en combinaison avec le mode conventionnel de fourniture d'énergie thermique, différents concepts d'intégration pour la chaleur solaire peuvent être appliqués. Au niveau des processus, trois classes générales de concepts d'intégration sont distinguées. La première classe est l'intégration d'un échangeur de chaleur externe alimenté par l'énergie solaire thermique. Par conséquent, quatre concepts d'intégration sont fondamentalement possibles :

- L'intégration d'un échangeur de chaleur externe supplémentaire pour le produit ou le fluide caloporteur utilisé en série avec le conventionnel,
- Le chauffage solaire d'un circuit d'eau chaude intermédiaire,
- Le chauffage externe de bains, de machines ou réservoirs
- Le préchauffage des flux d'entrée de produit ou fluide caloporteur utilisé.

La deuxième classe est l'intégration d'une surface supplémentaire d'échangeur de chaleur dans des bains, des machines ou des réservoirs. La troisième classe est la génération solaire de vapeur avec un vide ou une basse pression. Le tableau I-7 résume tous les concepts d'intégration de la chaleur solaire de la classification présentée. Une courte abréviation existe pour chaque concept d'intégration qui comprend des informations pertinentes. Les deux premières lettres définissent le niveau d'intégration. Cela peut être le niveau production (Supply level-SL) ou le niveau de processus (Process Level-PL). Pour les concepts d'intégration au niveau de production, la troisième lettre définit le fluide caloporteur conventionnel. Cela peut être de la vapeur (Steam-S) ou des fluides

liquides (Liquid-L). Au niveau du processus, la troisième lettre définit la position de l'échangeur de chaleur solaire (E pour externe ou I pour interne) ou que de la vapeur à pression réduite est fournie (S). Les quatrième et cinquième lettre donnent de plus amples informations.

Tableau I-7: Vue d'ensemble des concepts d'intégration du système solaire pour les applications de chaleur industrielle

Niveau d'intégration	Fluide caloporteur		La méthode conventionnelle de chauffage		Concept d'intégration de la chaleur solaire	
	Niveau de production	S	Vapeur			PD/PI
FW						Chauffage de l'eau d'alimentation
MW						Chauffage de l'eau d'appoint
L		Liquide	PD/PI			Intégration parallèle (directe ou indirecte)
			RF			Augmentation du débit de retour
			SC			Chauffage de stockages ou cascades
Niveau de processus			E	Echangeur de chaleur externe	PM	Chauffage du fluide de process
					IC	Chauffage du circuit d'eau chaude intermédiaire
					HB	Chauffage du bain, des machines ou du réservoir
					IS	Chauffage des flux d'entrée
			I	Echangeur de chaleur interne		
			S	Approvisionnement en vapeur	V	Vapeur sous vide
					LP	Vapeur basse pression

7.2 Classification des concepts d'intégration [74]

Dans la partie suivante, tous les concepts d'intégration seront brièvement présentés et illustrés par un schéma de processus. La Figure I-16 montre les symboles les plus importants pour les schémas suivants.
















	External HEX, heated conventionally		Steam injector
	Internal HEX, heated conventionally		Steam throttle
	External HEX heated by solar energy		Steam trap
	Internal HEX heated by solar energy		Pump
	K-type tube bundle (evaporator)		Three-way valve
	Desalter for raw water		Shut-off valve
	Steam dryer		Drain
			Product or process medium

Figure I-16: Les symboles les plus importants pour les concepts d'intégration

7.2.1 Au niveau de la production en vapeur (SL_S)

Si des niveaux de température élevés sont nécessaires pour l'intégration parallèle de la chaleur solaire (génération de vapeur solaire), des concepts de capteurs appropriés doivent être appliqués. Étant donné que le niveau de température requis pour l'intégration parallèle de la chaleur solaire dans les systèmes à vapeur conventionnels est généralement supérieur à 150 °C, des collecteurs de concentration peuvent être nécessaires. Par conséquent, les données d'irradiation de l'emplacement doivent être prises en compte pour le choix du concept de capteur approprié.

7.2.1.1 *SL S PD - génération directe de vapeur solaire*

Pour le concept d'intégration de la génération directe de vapeur solaire, un tambour à vapeur est nécessaire, alimenté par des collecteurs de concentration. L'eau d'alimentation de la chaudière est acheminée vers le système de chauffage solaire et partiellement évaporée. Le mélange eau-vapeur est introduit dans le tambour à vapeur où il est séparé. L'eau accumulée est renvoyée vers la boucle du collecteur. En cas de pression suffisante dans le tambour à vapeur, la vapeur est introduite dans le circuit de vapeur conventionnel (Figure I-17).

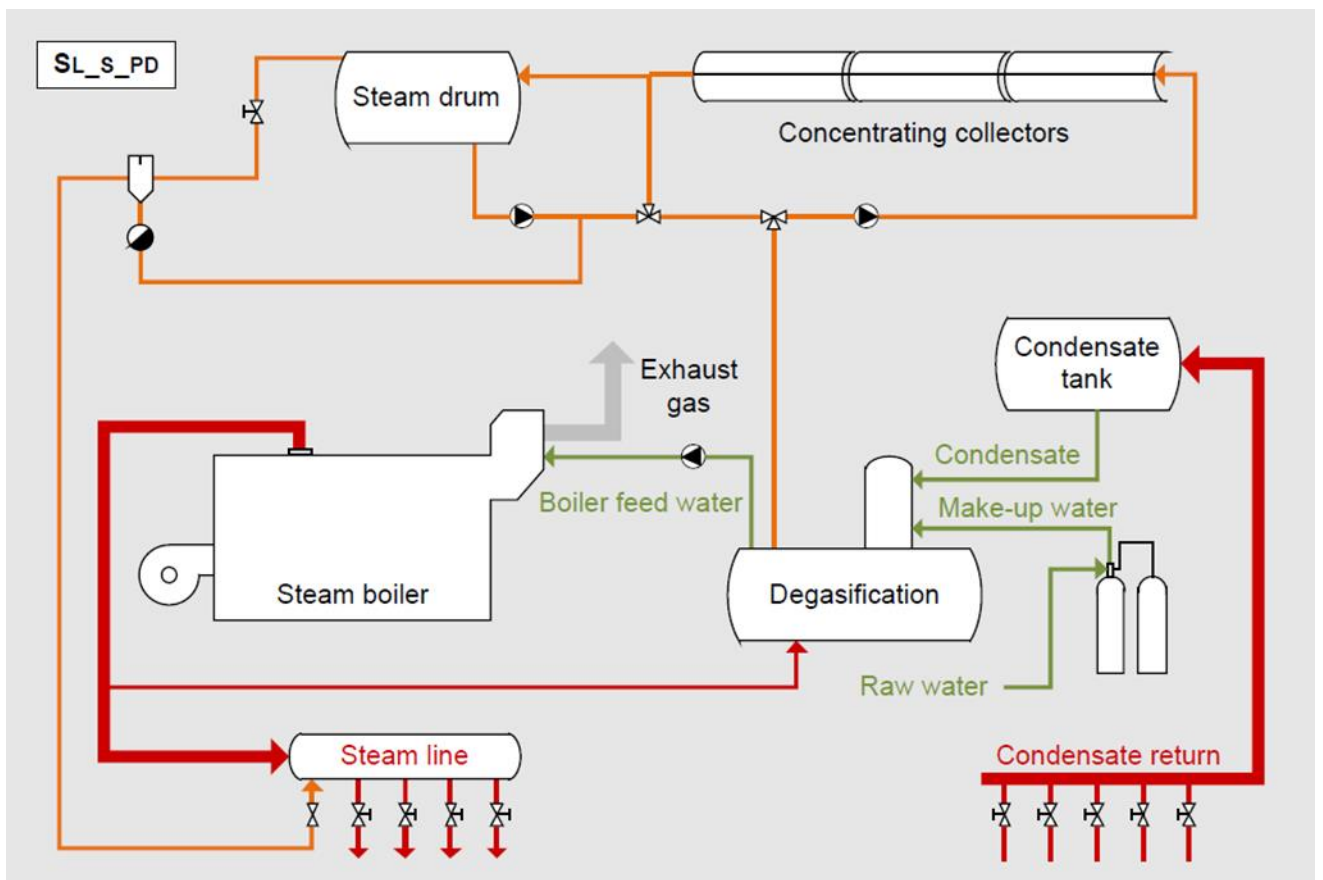


Figure I-17: Concept d'intégration pour la génération directe de vapeur solaire (SL_S_PD)

Alors que la vapeur solaire est introduite dans le circuit existant, la chaudière à vapeur conventionnelle réduit sa production de vapeur de manière similaire aux périodes de fonctionnement à charge réduite. La perte d'efficacité réelle de la chaudière à vapeur

causée par le système de chauffage solaire est influencée par le rapport entre l'énergie solaire installée et la capacité conventionnelle, la charge typique et les performances de la chaudière à vapeur (portée de la modulation). Ce concept d'intégration a été réalisé dans plusieurs usines de démonstration.

7.2.1.2 *SL S PI - production de vapeur solaire indirecte*

En ce qui concerne l'interaction du système de chauffage solaire avec le système de production de vapeur classique, ce concept d'intégration est similaire au précédent (SL_S_PD). Pour ce concept, des collecteurs de concentration avec de l'eau sous pression ou de l'huile thermique comme moyen de transfert de chaleur sont utilisés pour alimenter un échangeur de chaleur spécial pour l'évaporation (généralement un rebouilleur de type bouilloire). L'échangeur de chaleur fonctionne à la même pression que le système à vapeur conventionnel.

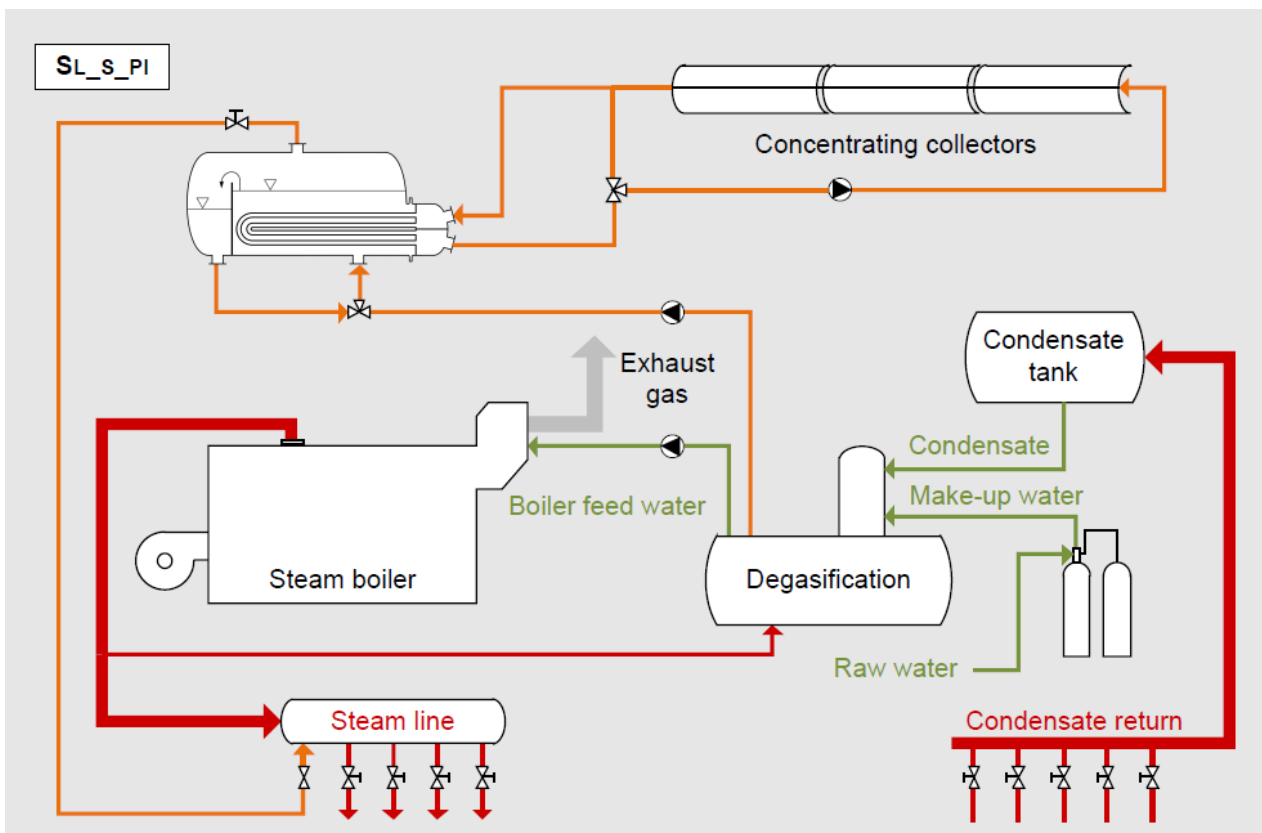


Figure I-18: Concept d'intégration pour la génération indirecte de vapeur solaire (SL_S_PI)

7.2.1.3 *SL S FW - chauffage solaire de l'eau d'alimentation de la chaudière*

L'intégration en série de la chaleur solaire pour le chauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière a lieu après le dégazage. Habituellement, le dégazage s'effectue à environ 105 °C. La température de consigne de l'eau d'alimentation de la chaudière dépend de la pression d'alimentation de la chaudière à vapeur et est généralement comprise entre 160 et 220 ° C (soit 6 à 23 bars). En général, l'eau d'alimentation de la chaudière est préchauffée par un économiseur avant d'entrer dans la chaudière à vapeur (d'environ 30 K). La différence de température restante peut être fournie par la chaleur solaire. Sur la base du dimensionnement des économiseurs, un préchauffage solaire de l'eau d'alimentation de la chaudière avant l'économiseur n'est pas toujours possible.

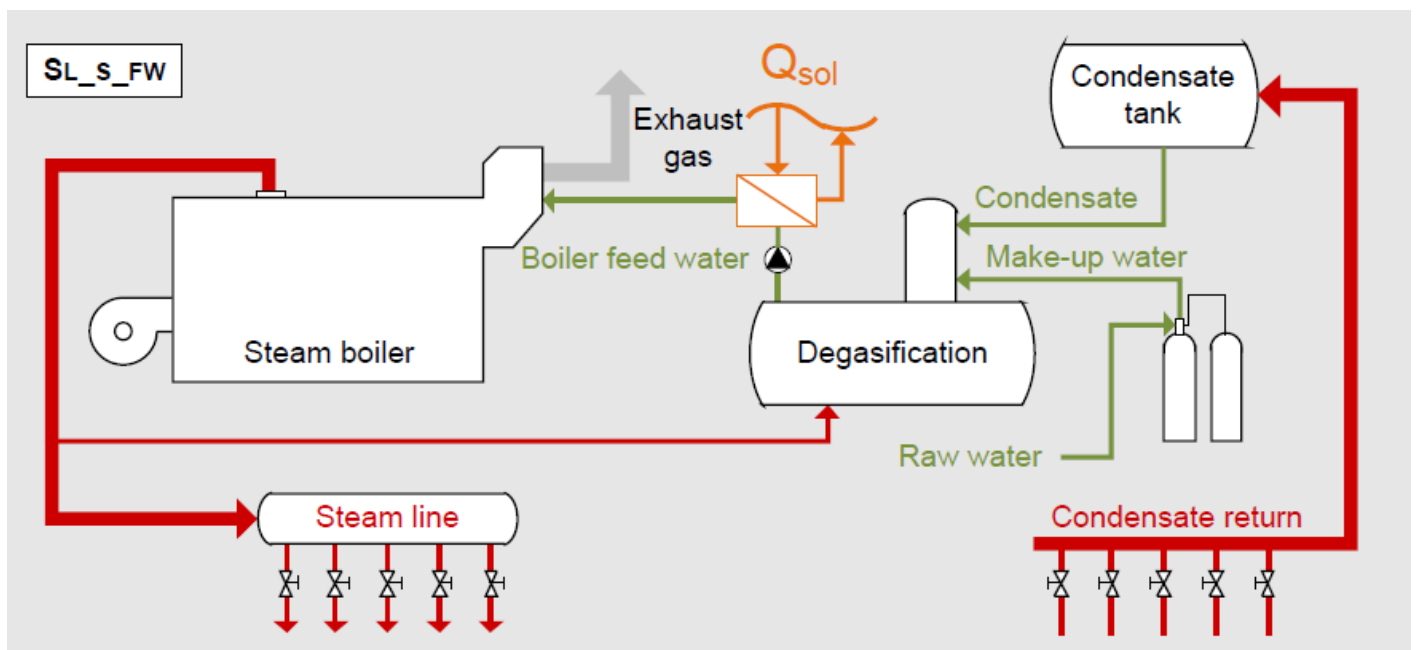


Figure I-19: Concept d'intégration pour le préchauffage de l'eau d'alimentation de chaudière (SL_S_FW)

7.2.1.4 *SL S MW - chauffage solaire de l'eau d'appoint*

Le dernier concept d'intégration pour les systèmes à vapeur est le préchauffage de l'eau d'appoint qui est nécessaire pour compenser les pertes de condensat causées par l'évaporation flash, la purge et la consommation directe de vapeur. L'eau d'appoint est introduite dans le dégazage après le traitement d'adoucissement. En principe, la quantité d'eau d'appoint peut être chauffée par l'énergie solaire avant le dégazage. Cependant, plusieurs sources de chaleur résiduelle dans la chaufferie peuvent réduire considérablement le potentiel de mise en œuvre de la chaleur solaire.

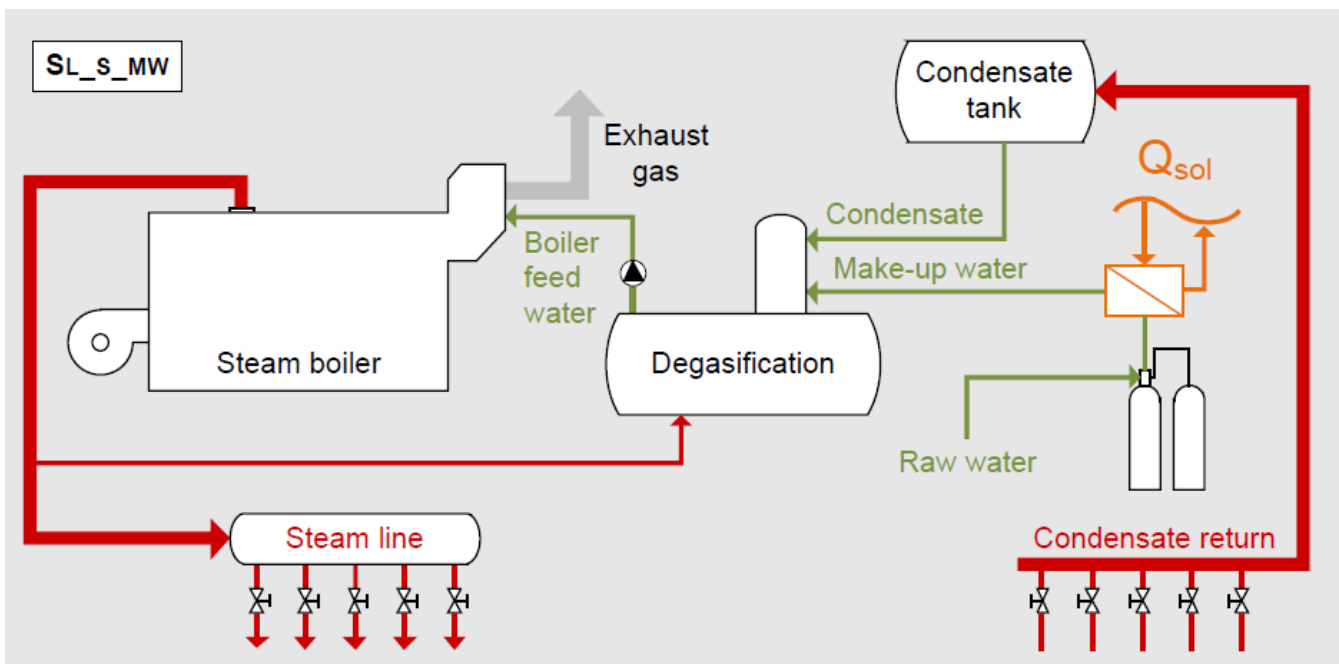


Figure I-20: Concept d'intégration pour le préchauffage de l'eau d'appoint (SL_S_MW)

7.2.2 **Au niveau de production en fluide caloporteur liquide (SL_L)**

Pour les fluides caloporteurs liquides, d'autres concepts d'intégration peuvent être appliqués, par rapport aux concepts de vapeur. Outre l'intégration en parallèle et en série de la chaleur solaire, il est également possible de chauffer des stockages ou des cascades qui sont intégrés dans le système de production de la chaleur conventionnel. En raison de leur pertinence dans l'industrie, la principale application de ces concepts d'intégration concerne les circuits d'eau chaude.

Cependant, ils peuvent également être appliqués aux fluides caloporteurs synthétiques et aux huiles thermiques qui sont généralement utilisées pour une plage de température de 250 à 400 ° C.

7.2.2.1 *SL L P - intégration parallèle*

Pour l'intégration parallèle de la chaleur solaire dans les circuits d'eau chaude, le retour est divisé avant la chaudière conventionnelle et partiellement dirigé à travers le système de chauffage solaire et réinjecté dans le flux. Par conséquent, la commande du système de chauffage solaire doit garantir que le retour est chauffé à la température de départ requise. L'intégration peut être réalisée directement (SL_L_PD) ou indirectement (SL_L_PI). Pour intégrer directement l'eau du circuit de chauffage dans les collecteurs (voir Figure I-21), tandis qu'un échangeur de chaleur est utilisé pour l'intégration indirecte.

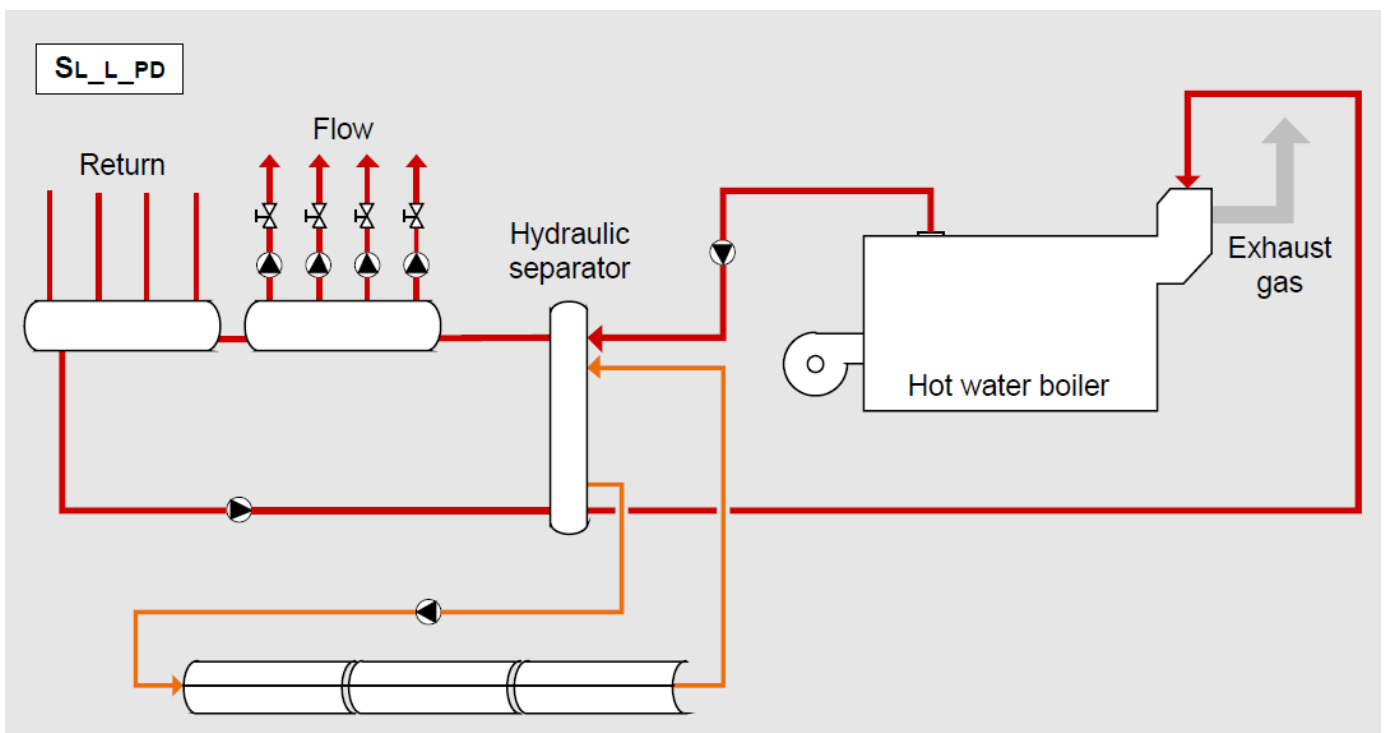


Figure I-21: Concept d'intégration pour une intégration parallèle directe au niveau de production avec des fluides caloporteurs liquides (SL_L_PD)

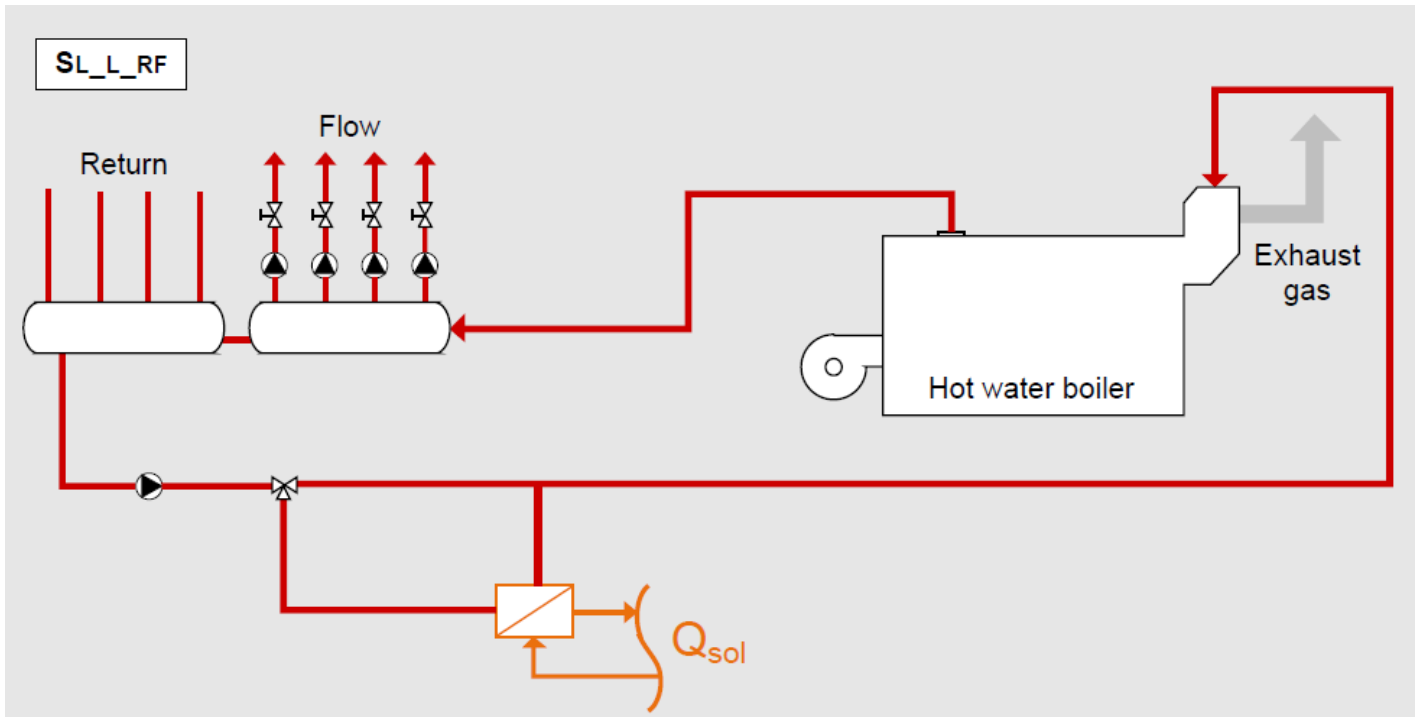


Figure I-22: Concept d'intégration pour l'intégration en série au niveau de production avec des fluides caloporteurs liquides (SL_L_RF)

7.2.2.2 *SL_L_RF – Chauffage de retour solaire*

L'intégration en série de la chaleur solaire est similaire au concept d'intégration SL_L_PI, à la différence que le retour est préchauffé. Par conséquent, aucune température de consigne fixe ne doit être fournie par le système de chauffage solaire. Le chauffage de la conduite de retour peut ne pas être souhaité par l'exploitant de l'installation industrielle si l'efficacité du système de chauffage conventionnel est affectée de manière négative (par exemple, chaudière à condensation, cogénération ou chauffage urbain).

7.2.2.3 *SL_L_SC - chauffage solaire de stockages ou cascades*

Il existe de nombreux types et possibilités de raccordement pour les stockages d'eau chaude dans l'industrie. Il existe des stockages à volume fixe ou variable alimentés en eau chaude ou des stockages tampons chargés et déchargés énergiquement. En fonction du nombre réel de stockages et de leur configuration, la chaleur solaire peut être utilisée pour préchauffer les flux d'entrée ou pour maintenir la température du stockage. De plus, les cascades d'eau chaude peuvent être alimentées par la chaleur solaire. Habituellement, le retour d'eau chaude est amené dans une cascade et chauffé par injection de vapeur. Le concept d'intégration des cascades d'eau chaude est similaire à SL_L_RF puisque le retour est préchauffé avant d'entrer dans la cascade.

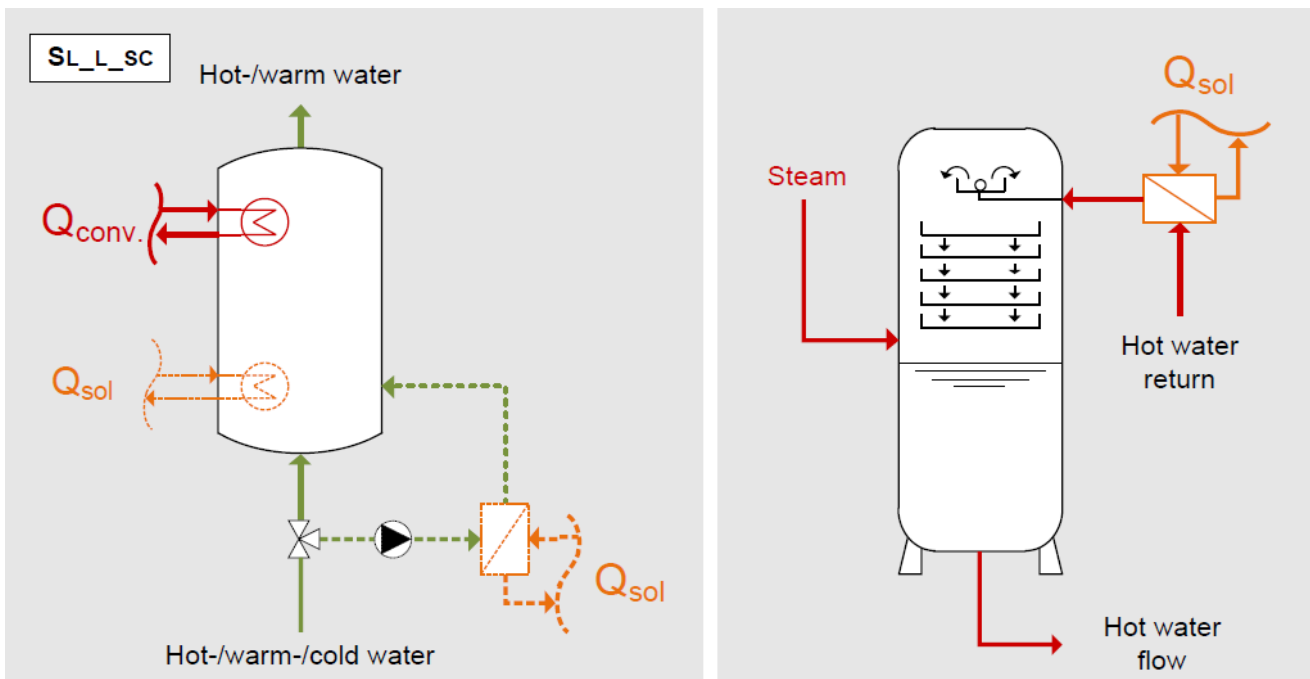


Figure I-23: Concept d'intégration pour le chauffage solaire des réservoirs d'eau chaude ou des cascades (SL_L_SC)

Les concepts présentés ne se limitent pas à l'intégration de la chaleur solaire. Les concepts d'intégration recommandent uniquement une interface appropriée pour implémenter une source de chaleur supplémentaire dans le système existant. En principe, d'autres sources de chaleur telles que la cogénération, les pompes à chaleur ou la chaleur

résiduelle à haute température peuvent être utilisées. Par exemple, le concept d'intégration SL_L_RF peut également être appliqué aux pompes à chaleur. Dans ce cas, le retour du circuit de chauffage classique est chauffé par une pompe à chaleur à la température de départ souhaitée. Par conséquent, une source de chaleur à un niveau de température plus bas (par exemple, chaleur solaire ou résiduelle) est nécessaire (voir Figure I-24).

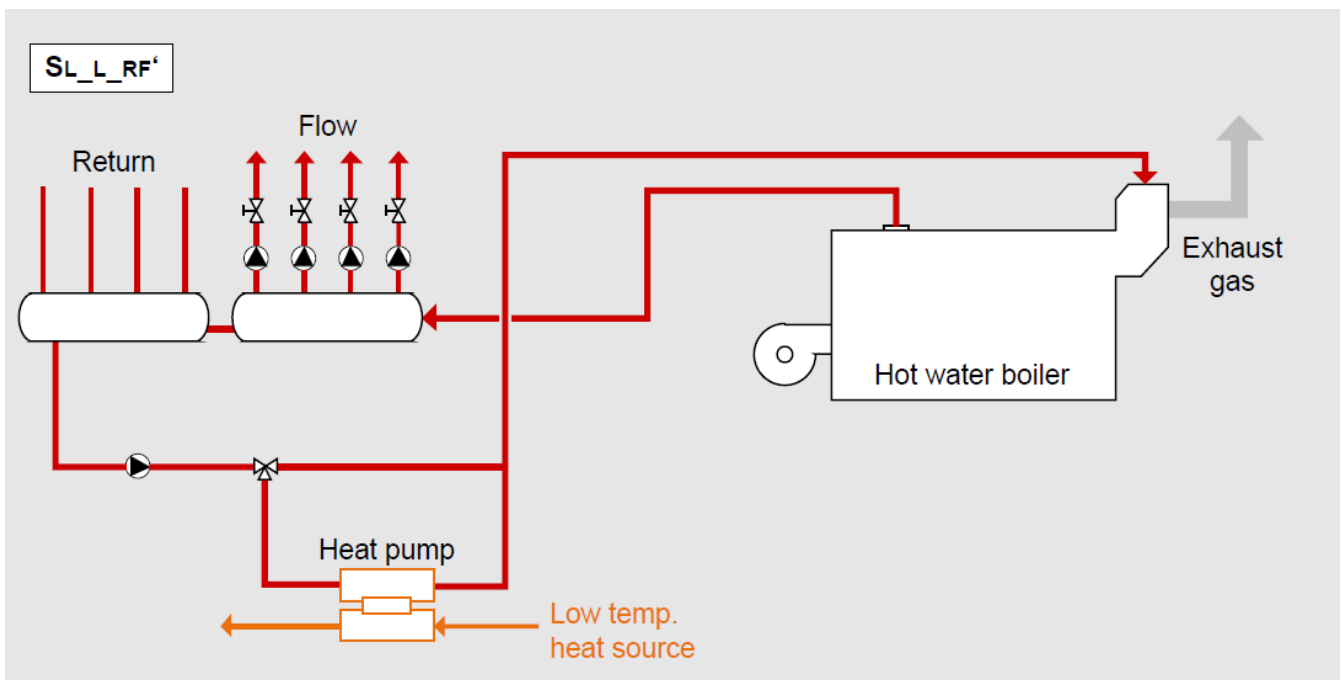


Figure I-24: Concept d'intégration SL_L_RF adapté pour une pompe à chaleur

7.2.3 Échangeur de chaleur externe au niveau process (PL_E)

Au niveau du processus, trois classes générales d'intégration de la chaleur solaire sont distinguées. La première classe est l'intégration d'un échangeur de chaleur externe alimenté en énergie solaire. Pour cette classe, quatre concepts différents peuvent être appliqués : connexion en série d'un échangeur de chaleur externe pour le chauffage du produit ou des fluides caloporteur (PL_E_PM), connexion en série de l'échangeur de chaleur externe pour le chauffage du circuit d'eau chaude bain, machinerie ou cuve (PL_E_HB) et intégration d'un échangeur de chaleur externe pour le chauffage des flux d'entrée (PL_E_IS). Ces concepts sont présentés ci-dessous.

7.2.3.1 PL_E_PM - Chauffage du produit ou du fluide de process

Ce concept d'intégration est fondamentalement le plus simple car un échangeur de chaleur solaire supplémentaire est installé en série sur l'échangeur de chaleur conventionnel pour chauffer un fluide caloporteur ou un produit (par exemple, eau, lessive, jus de fruits, etc.). Il peut être appliqué aux trois catégories de consommateurs de chaleur : « (pré) chauffage des flux de fluide », « chauffage et maintien de la température des bains, machines ou réservoirs » et « procédés de séparation thermique ». L'intégration en série d'un échangeur de chaleur solaire peut être réalisée de manière que seule une partie du flux de produit ou du fluide caloporteur soit chauffée et, par conséquent, les dimensions de la surface de l'échangeur de chaleur, de la pompe et du tuyau peuvent rester petites.

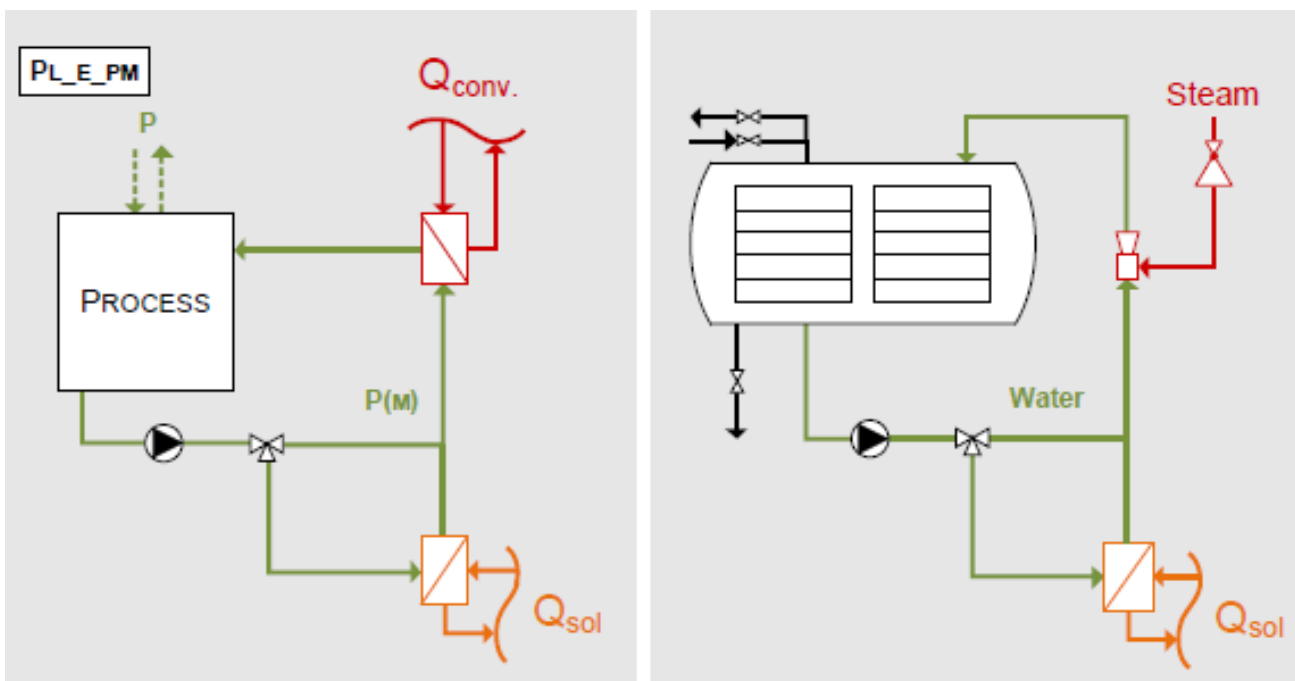


Figure I-25: Concept d'intégration pour le chauffage solaire du produit ou du fluide de process avec échangeur de chaleur externe (PL_E_PM). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par le processus de stérilisation avec autoclave (à droite).

7.2.3.2 *PL_E_IC - Chauffage du circuit d'eau chaude intermédiaire*

Au sein du secteur agroalimentaire, les circuits d'eau chaude peuvent être utilisés pour des produits thermosensibles. Par conséquent, le fluide caloporteur est utilisé pour chauffer ce circuit d'eau chaude à une température légèrement supérieure à la température de consigne requise du produit (par exemple pasteurisation du lait). Dans ces cas, le concept d'intégration PL_E_IC peut être appliqué. Ce concept équivaut plus ou moins à PL_E_PM. En raison du fait que la chaleur solaire est utilisée pour chauffer l'eau, l'intégration est généralement plus facile dans le cas de l'échangeur de chaleur requis ou des installations de sécurité, par rapport au chauffage solaire direct des produits. Si un process est directement chauffé par un circuit d'eau chaude classique, les concepts d'intégration PL_E_IC et SL_L_RF peuvent être combinés. Par conséquent, le retour est préchauffé avec de l'énergie solaire directement derrière le processus car la température moyenne de la conduite de retour centrale est généralement plus élevée

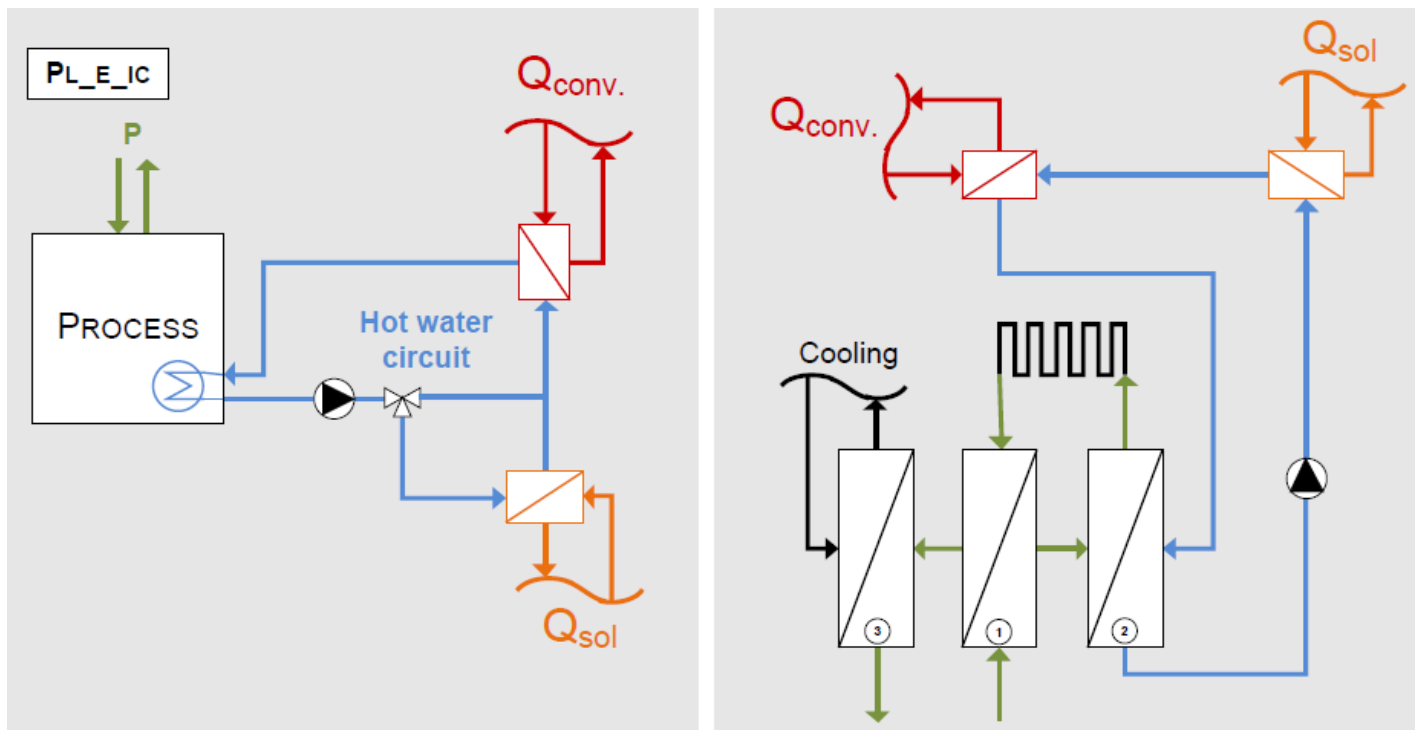


Figure I-26: Concept d'intégration pour le chauffage solaire des circuits d'eau chaude intermédiaires avec échangeur de chaleur externe (PL_E_IC). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par le processus de pasteurisation avec échangeur de chaleur à plaques multi-zones et zone de chauffage externe (à droite).

7.2.3.3 *PL_E_HB - Chauffage du bain, des machines ou du réservoir*

Ce concept d'intégration permet de chauffer des baignoires, des machines ou des réservoirs via un échangeur de chaleur externe supplémentaire. Par conséquent, le produit ou fluide caloporteur est extrait du bain, de la machine ou du réservoir, chauffé par l'énergie solaire et renvoyé. Il est crucial pour ce concept d'intégration d'identifier une position ou un moment approprié dans le processus où la température du produit ou du milieu de processus est relativement basse. Sinon, ce concept conduirait à une intégration parallèle de la chaleur solaire à la fourniture de chaleur conventionnelle. Si le produit ou le fluide caloporteur doit être conservé dans une plage de température très étroite (en raison de problèmes de fonctionnement), la différence de température qui en résulte pour le chauffage solaire peut être très faible.

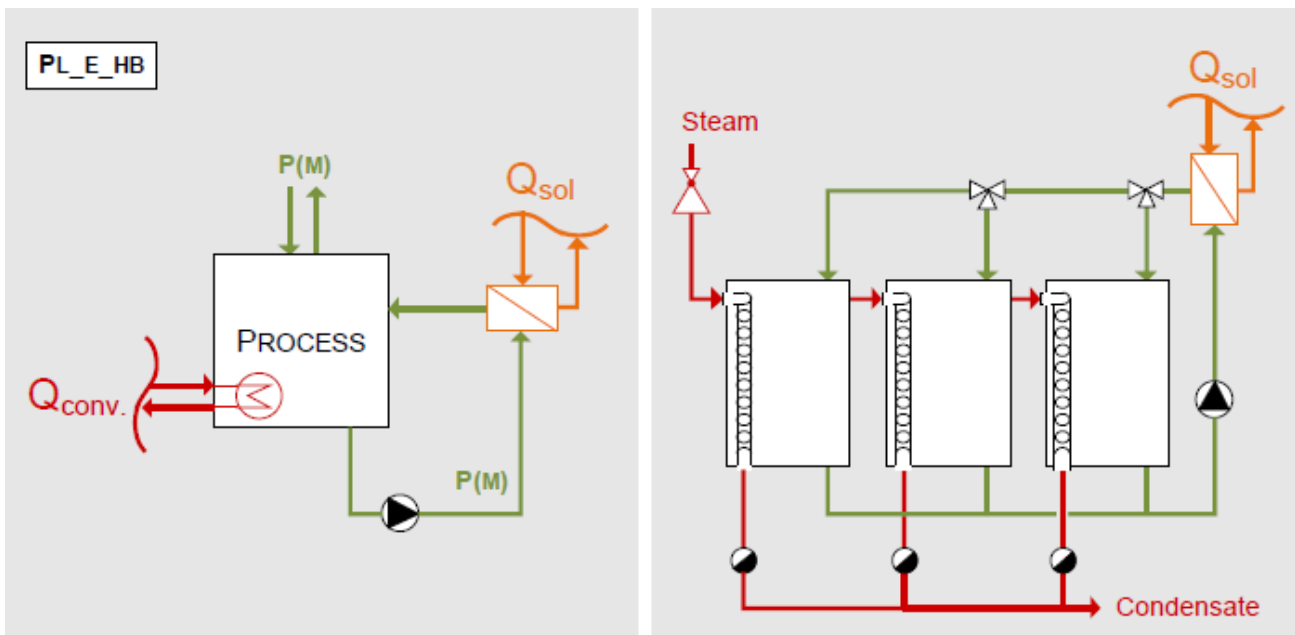


Figure I-27: Concept d'intégration pour le chauffage solaire d'un bain, d'une machine ou d'un ballon avec échangeur de chaleur externe (PL_E_HB). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par un processus de chauffage par électrodéposition avec des bobines de plaques internes (à droite).

7.2.3.4 *PL E IS - Chauffage des flux d'entrée*

La quatrième possibilité d'intégration d'échangeurs de chaleur externes est le chauffage solaire des flux d'entrée. De nombreux procédés nécessitent une alimentation continue ou par lots de flux de produits ou de fluides caloporteur, par exemple, l'alimentation en eau douce pour compenser les pertes par évaporation ou en air frais pour les applications de séchage. Sur la base du processus spécifique, il est raisonnable de préchauffer ces flux d'entrée. Le schéma de processus pour ce concept d'intégration est illustré à la Figure I-28. Les lignes pointillées indiquent les possibilités de chauffage conventionnel du procédé existant. De plus, le concept d'intégration est illustré par un exemple. Le bain d'échaudage présenté pour l'abattage de poulets est chauffé de manière classique par injection directe de vapeur. Sur la base du rejet d'eau des carcasses et des pertes par évaporation, une quantité importante d'eau douce est acheminée vers le bain d'échaudage, qui peut être préchauffé par l'énergie solaire. Il est possible que ce concept d'intégration puisse être combiné avec PL_E_PM et PL_E_HB.

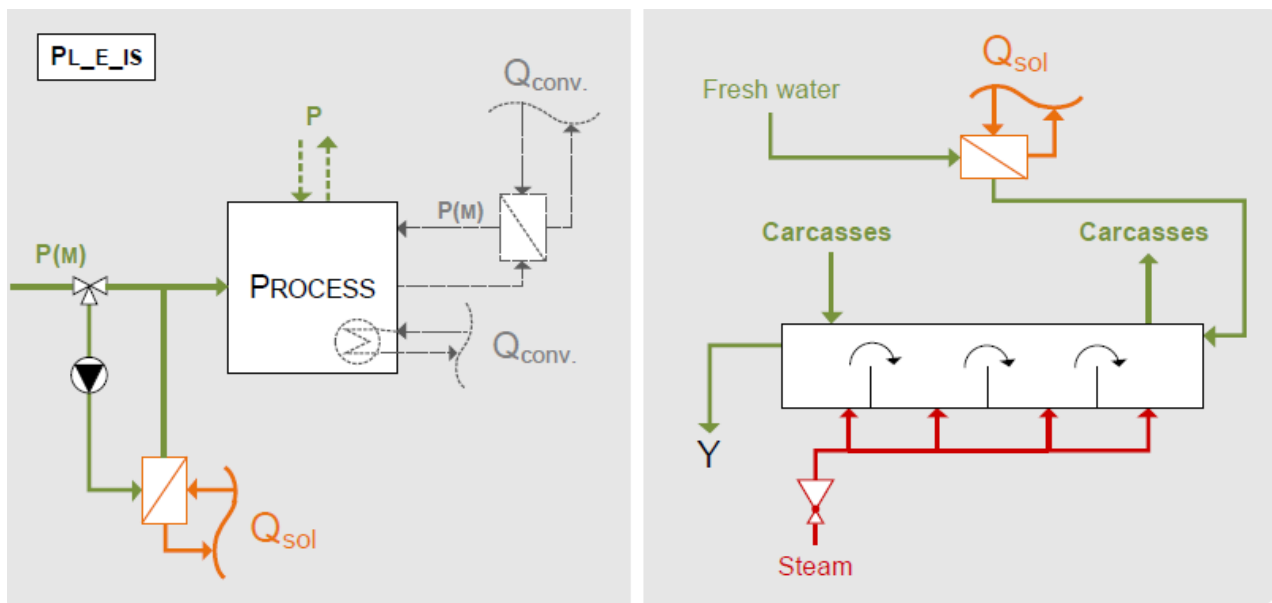


Figure I-28: Concept d'intégration pour le chauffage solaire des flux d'entrée avec échangeur de chaleur externe (PL_E_IS). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par un processus d'échaudage pour l'abattage de poulet chauffé par injection directe de vapeur (à droite).

7.2.4 Échangeur de chaleur interne au niveau process (PL_I)

Outre l'intégration d'échangeurs de chaleur externes, les processus peuvent être alimentés en énergie thermique par des échangeurs de chaleur internes. Par conséquent, la deuxième classe d'intégration de la chaleur solaire au niveau process est l'intégration d'un échangeur de chaleur supplémentaire au sein de bains, machines ou réservoirs (PL_I), donc utilisé pour la catégorie « chauffage et maintien en température des bains, machines ou réservoirs ». Habituellement, la surface de chauffage interne solaire supplémentaire est installée en parallèle à la source de chaleur conventionnelle. Pour ce concept, il est important de prendre en compte l'espace disponible dans l'équipement de traitement car il est généralement limité en raison du produit traité (par exemple les pièces métalliques) ou des composants (par exemple les agitateurs, les crépines, etc.).

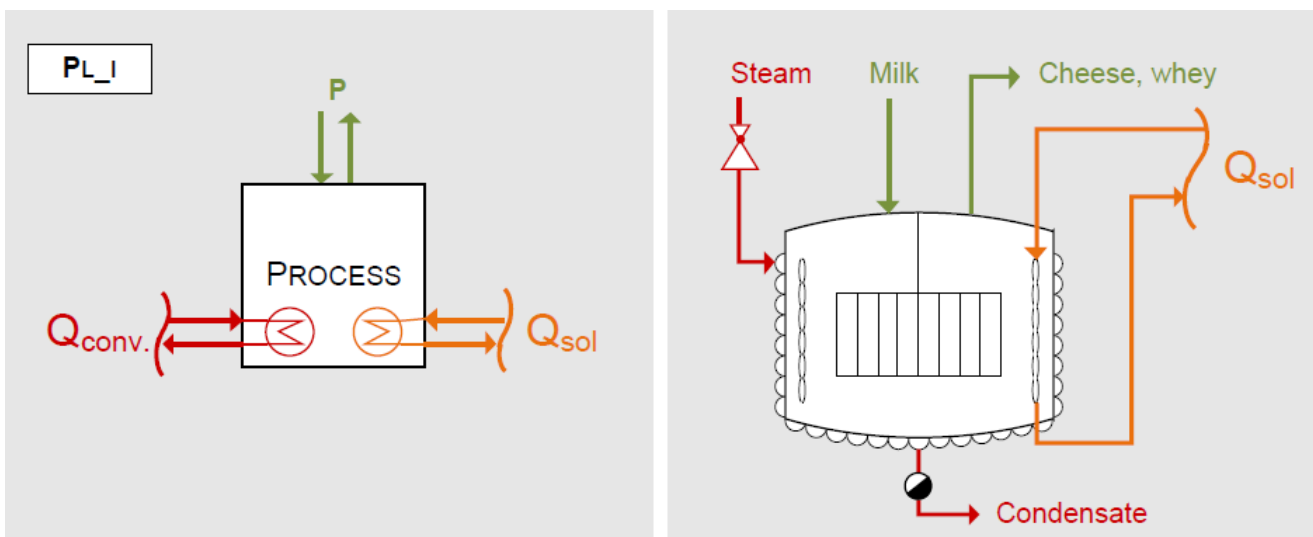


Figure I-29: Concept d'intégration pour le chauffage solaire d'un bain, d'une machine ou d'un ballon avec échangeur de chaleur interne (PL_I). Schéma d'intégration générale (à gauche) et illustré par un récipient à caillé pour la production de fromage chauffé avec une chemise chauffante conventionnelle et des plaques à fossettes supplémentaires à entraînement solaire (à droite).

7.2.5 Alimentation vapeur au niveau process à pression réduite (PL_S)

La troisième classe d'intégration de la chaleur solaire couvre la génération de vapeur solaire à pression réduite. Par conséquent, deux concepts peuvent être appliqués pour fournir de la vapeur sous vide (PL_S_V) ou avec une basse pression dans une plage de température de 110 à 135 ° C (PL_S_LP).

7.2.5.1 *PL_S_V - génération de vapeur solaire sous vide*

La génération de vapeur solaire sous vide peut être appliquée pour de nombreux processus d'évaporation, par ex. dans l'industrie alimentaire et des boissons, car les températures de process typiques sont comprises entre 40 et 80 ° C. Par conséquent, un stockage sous vide avec un échangeur de chaleur conventionnel est nécessaire. Le condensat issu du processus d'évaporation est préchauffé par l'énergie solaire et introduit dans le stockage évacué. Le condensat évaporé est réinjecté dans le processus d'évaporation.

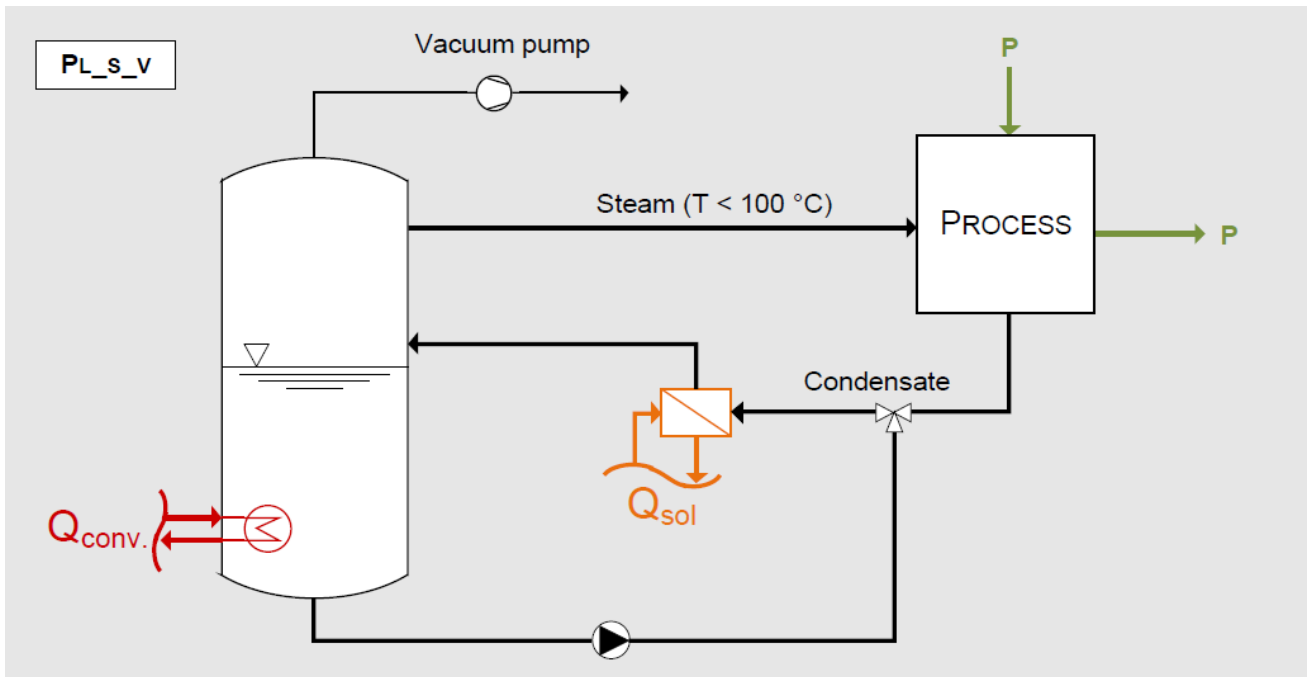


Figure I-30: Concept d'intégration pour la production de vapeur solaire avec vide pour le chauffage des évaporateurs (PL_S_V)

7.2.5.2 *PL_S_LP - génération de vapeur solaire à basse pression*

Pour une alimentation en vapeur solaire avec une pression réduite de 1,5 - 3 bar (selon 110 - 135 ° C), il faut un rebouilleur à chaudière alimenté par la chaleur solaire. L'eau d'alimentation ou le condensat est introduit dans le rebouilleur, évaporé et utilisé pour chauffer le processus. Par conséquent, la demande de vapeur conventionnelle pour le chauffage par injection est réduite. Sur la base des installations requises, ce concept d'intégration est similaire à SL_S_PI au niveau de la production. La seule différence est le niveau de température réduit par rapport aux systèmes à vapeur conventionnels dans l'industrie. Par conséquent, ce concept d'intégration peut également être appliqué dans des conditions climatiques modérées.

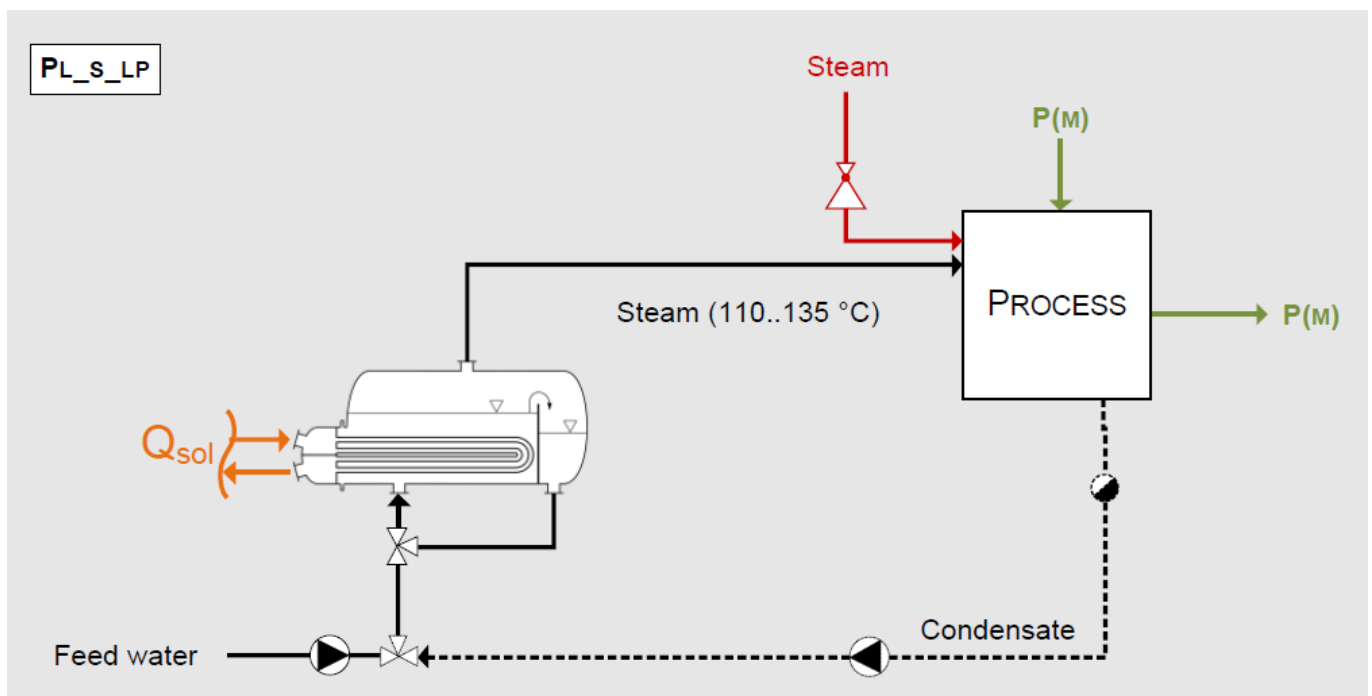


Figure I-31: Concept d'intégration pour la production de vapeur solaire à pression réduite pour l'injection directe de vapeur (PL_S_LP)

8 Méthodes de Résolution et d'optimisation

Le design, dimensionnement et optimisation de la gestion en temps réel d'un système solaire hybride reposent essentiellement sur un certain nombre d'objectives à atteindre et contraintes à respecter [75]. Essentiellement et avant toute chose, le système doit satisfaire la demande continue en énergie pendant tout instant de la journée et au même d'éviter toute perte, surplus ou/et déficit en énergie produite. De même, les opérations de chargement et déchargement doivent être réalisées tout en respectant les contraintes liées à la capacité minimale et maximale du stockage. Il s'ajoute également des contraintes liées aux températures maximales qu'il ne faut pas dépasser pour ne pas dégrader les fluides thermiques et équipements utilisés. Et finalement, les fonctions objectives retenues concernent, en générale, la minimisation du coût énergétique, maximisation de l'efficacité exergetique et la maximisation de la contribution de l'énergie solaire (minimisation de la fraction de l'énergie fossile) [75,76]. Une étape préliminaire qui précède tout travail d'optimisation des systèmes solaires-hybrides est la modélisation mathématique et la résolution du système d'équation obtenu. La modélisation mathématique se base sur les principes et lois de conservation de la matière et de l'énergie, le deuxième principe de thermodynamique (exergy et entropie), les corrélations décrivant les phénomènes des échanges thermiques (radiation, convection et conduction), l'hydrodynamique et équations de la mécanique des fluides (expressions des pertes de charge par exemple), corrélations et modèles utilisés pour l'évaluation différentes propriétés thermo-physiques des fluides et matériaux mis en jeu et aussi l'évaluation économique [77]. Ainsi, les systèmes d'équations obtenus sont de nature non-linéaire et à variables multiples, de ce fait, Leur résolution nécessite l'utilisation des méthodes de résolution puissantes, convergents et aussi simple à implémenter dans les logiciels de calcul comme les méthodes itératives [78]. De même, la résolution des problèmes d'optimisation combine à la fois l'utilisation des algorithmes de résolution et d'optimisation. Ainsi, en plus de la nécessité d'implémentation des algorithmes de résolution puissants, l'optimisation requière aussi l'adoption des méthodes innovantes et adéquates, afin de traiter le problème de la non-linéarité des systèmes d'équations.

8.1 Méthodes itératives de Résolution des systèmes d'équations non-linéaires

Dans les problèmes de modélisation et simulation des systèmes solaires hybrides tel que ceux intégrant les collecteurs CCP, on est souvent confronté à la nécessité de résolution d'un système d'équations non-linéaires et à variables multiples. Mathématiquement, cela veut dire pour que pour une fonction $F : \mathbf{R}^n \rightarrow \mathbf{R}^n$ donné, on cherche un point $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^n$. Tel que : $F(\mathbf{x})=0$.

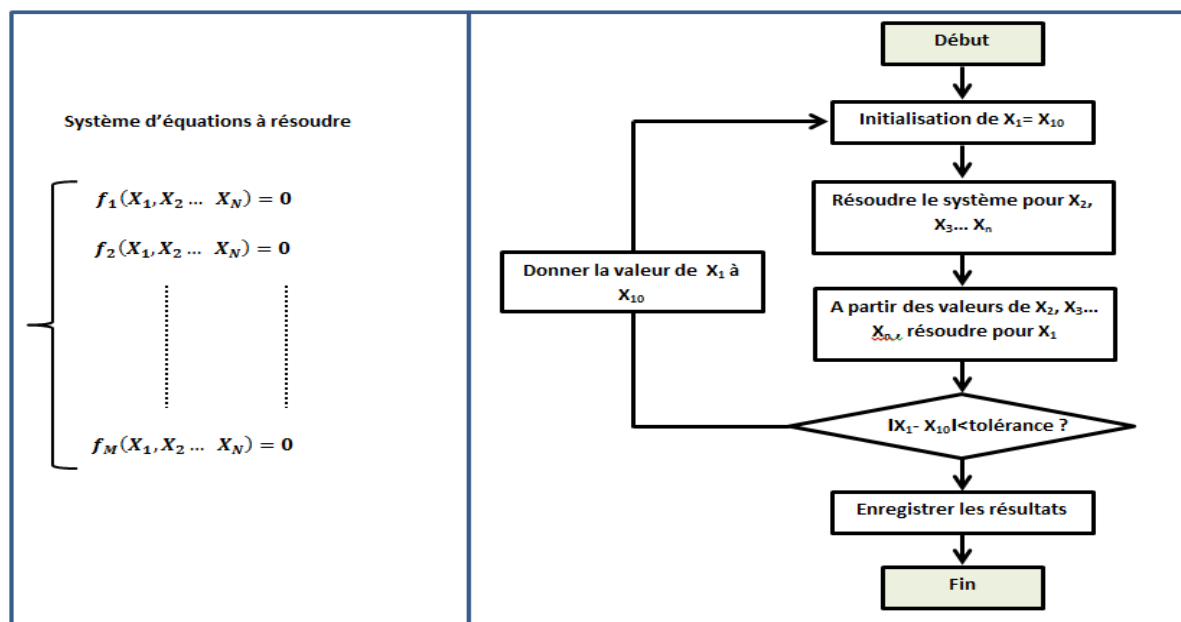


Figure I-32: Algorithme de la méthode des approximations successives

En général, il n'y a pas un algorithme fini pour trouver une solution exacte ou de trouver une méthode explicite de résolution. Ainsi, on est obligé d'utiliser les méthodes itératives pour trouver une solution approchée dont l'erreur ne dépasse pas la tolérance de calcul. Parmi ces méthodes il y a la méthode des approximations successives qui a été utilisé pour résoudre les problèmes liés aux systèmes solaires thermique hybrides et qui été prouvée efficace et ingénieuse [79,80]. L'algorithme de calcul relatif à cette méthode est représenté dans la figure I-32, comme le montre cette figure, l'algorithme commence par une estimation de l'un des éléments de la solution X_i (la variable considérée est $X=(X_1, X_2... X_N)$ de dimension N) puis on résout le système pour trouver les autres inconnus X_j

(avec $j \neq i$), ensuite, on utilise les valeurs de X_j pour calculé X_i qui a été initialement estimé. On compare alors les deux valeurs de X_i : celle estimée avec sa nouvelle valeur calculée. Si la différence est supérieure à la tolérance de calcul, on remplace la valeur estimée par celle calculée et on répète les mêmes étapes de calcul jusqu'à ce que la différence entre X_i calculée et X_i estimée devienne inférieure à la tolérance de calcul. Et finalement, l'algorithme enregistre les valeurs obtenues. Cette méthode est simple et facile à implémenter du fait qu'elle ne nécessite pas l'utilisation des opérations de calcul des dérivées.

Une autre méthode, qui a été prouvée aussi efficace dans la résolution des systèmes d'équations non-linéaires est la méthode de Newton-Raphson [81]. L'algorithme de cette méthode itérative est représenté schématiquement dans la figure I-33.

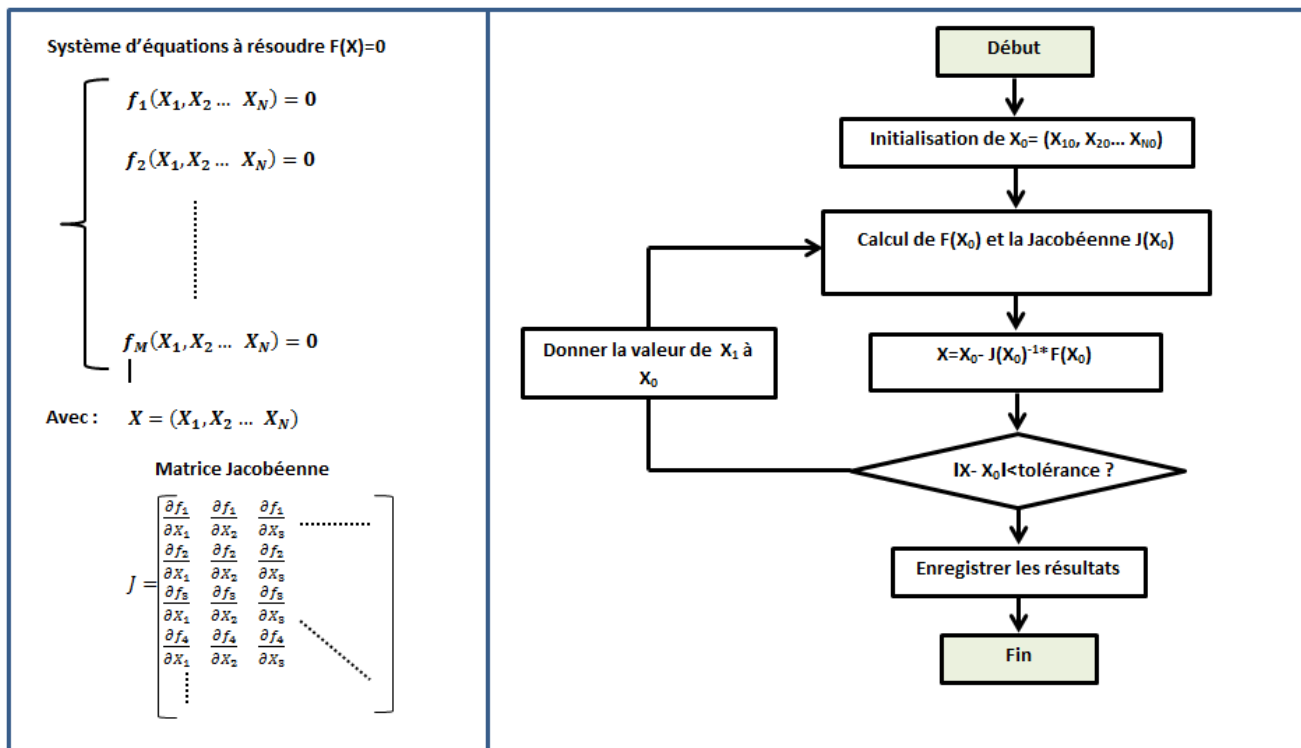


Figure I-33: Algorithme de la méthode de Newton-Raphson

Cette méthode consiste à introduire une suite d'approximation successives du système d'équations à résoudre de forme $F(X)=0$. On part d'une solution initiale X_0 la plus

proche possible de la solution et à partir de la valeur de X_0 on calcul une nouvelle valeur de la solution possible de la manière suivante : $X = X_0 - \left(\frac{F(X_0)}{F'(X_0)} \right)$. Dans le cas des systèmes d'équations multi-variable, la fonction dérivée est représentée par la matrice Jacobéenne du système d'équation $F(X)$. Ainsi, comme étape qui suit l'estimation de la solution initiale, on calcul la matrice Jacobéenne et son inverse et ensuite on calcule la nouvelle valeur de X . Après cette étape, on compare la solution initialement estimée avec celle calculée. Si la différence entre elles est supérieure à la tolérance de calcul. On remplace X_0 par la nouvelle valeur de X et on recommence à nouveau la même procédure de calcul jusqu'à ce que la différence entre la solution estimée et celle calculé devient inférieure à la tolérance permise. La qualité de convergence de ces méthodes de calcul itératif dépend de la complexité du système d'équations ainsi que la valeur qui a été estimée initialement. La méthode des approximations successives est la plus pratique et aussi la plus utilisée dans la résolution des équations non linéaire (et non différentielles) rencontrés dans les problèmes de modélisation et simulation des procédés industriels. Dans le cas particulier de la modélisation et simulation des systèmes solaires hybrides (comme ceux utilisant les collecteurs CCP), cette méthode de résolution a été prouvée très efficace à travers de nombreux travaux dans la littérature [82].

8.2 Méthodes d'optimisation des problèmes complexes relatifs aux systèmes solaires hybrides

L'optimisation des systèmes non-linéaires et complexes nécessite à la fois l'usage d'une méthode de résolution et d'optimisation (minimisation ou maximisation). Dans le cas d'optimisation des systèmes solaires-hybride, le problème d'optimisation est souvent un problème non-linéaire à contraintes d'égalité et d'inégalité. Parmi les méthodes les plus sophistiquée pour adresser ce genre de problème il y a des méthodes d'optimisation exactes et les méthodes heuristiques. Les méthodes de résolution exactes permettent d'obtenir des solutions dont l'optimalité est garantie, parmi ces méthodes on cite : la méthode de séparation et évaluation, la méthode des coupes planes et la méthode de la génération des colonnes. Ces méthodes exactes permettent de trouver des solutions optimales pour des problèmes de taille raisonnable et réduite. C'est pour cela, elles

rencontrent généralement des difficultés face aux applications de taille importante telle que les problèmes liés à l'optimisation des systèmes solaires hybrides. Pour cela, On applique des méthodes appelées méta-heuristiques, adaptées à chaque problème traité, cependant leur inconvénient c'est qu'elles ne garantissent pas de trouver une solution exacte, mais seulement une approximation ou tout simplement une solution optimale locale. Ces méthodes exploitent généralement des processus aléatoires dans l'exploration de l'espace de recherche et elles sont le plus souvent itératives pour répéter le même processus de recherche lors de la résolution afin d'éviter les optimums locaux.

Dans cette partie, une vue d'ensemble de diverses techniques d'optimisation en utilisant des méthodes méta-heuristiques est présentée. Parmi ces méthodes il y a l'Algorithme Génétique (Genetic Algorithm : GA), méthode d'Optimisation des Essaims de Particules (Particle Swarm Optimisation : PSO), le Recuit Simulé (Simulated Annealing : SA), Recherche d'harmonie (Harmony Search Algorithm : HSA), La recherche du Cuckoo (Cuckoo Search : CS) et autres comme Les algorithmes de colonies de fourmis. Ces méthodes sont prouvées efficaces et ingénieuses, dans divers travaux de recherche et d'ingénierie dans la littérature, dans la résolution relative au dimensionnement, optimisation et gestion des flux énergétiques des systèmes solaires hybrides. Elles sont également très compatibles à utiliser pour résoudre les problèmes et largement utilisées pour résoudre ce type de problèmes d'optimisation (voir tableau I-8).

L'algorithme génétique [83] est un processus de recherche qui imite le processus de sélection naturelle qui a été développé par John Holland dans les années 1960-1970. Le GA génère des solutions aux problèmes d'optimisation en utilisant des techniques inspirées par l'évolution naturelle comme l'héritage, la mutation, la sélection et le croisement. Le GA a plusieurs avantages : il peut résoudre des problèmes avec des solutions multiples, facile à comprendre et peut facilement être transféré au modèle de la simulation existante. Il a quelques limitations comme une tendance à converger vers un optimum local ou même des points arbitraires plutôt que l'optimum global du problème. Cet algorithme commence par la génération d'une population de solutions arbitraire

(chaque solution est nommée individu). Puis il calcule les fonctions contraintes pour chaque individu et écarte ceux qui sont non faisables

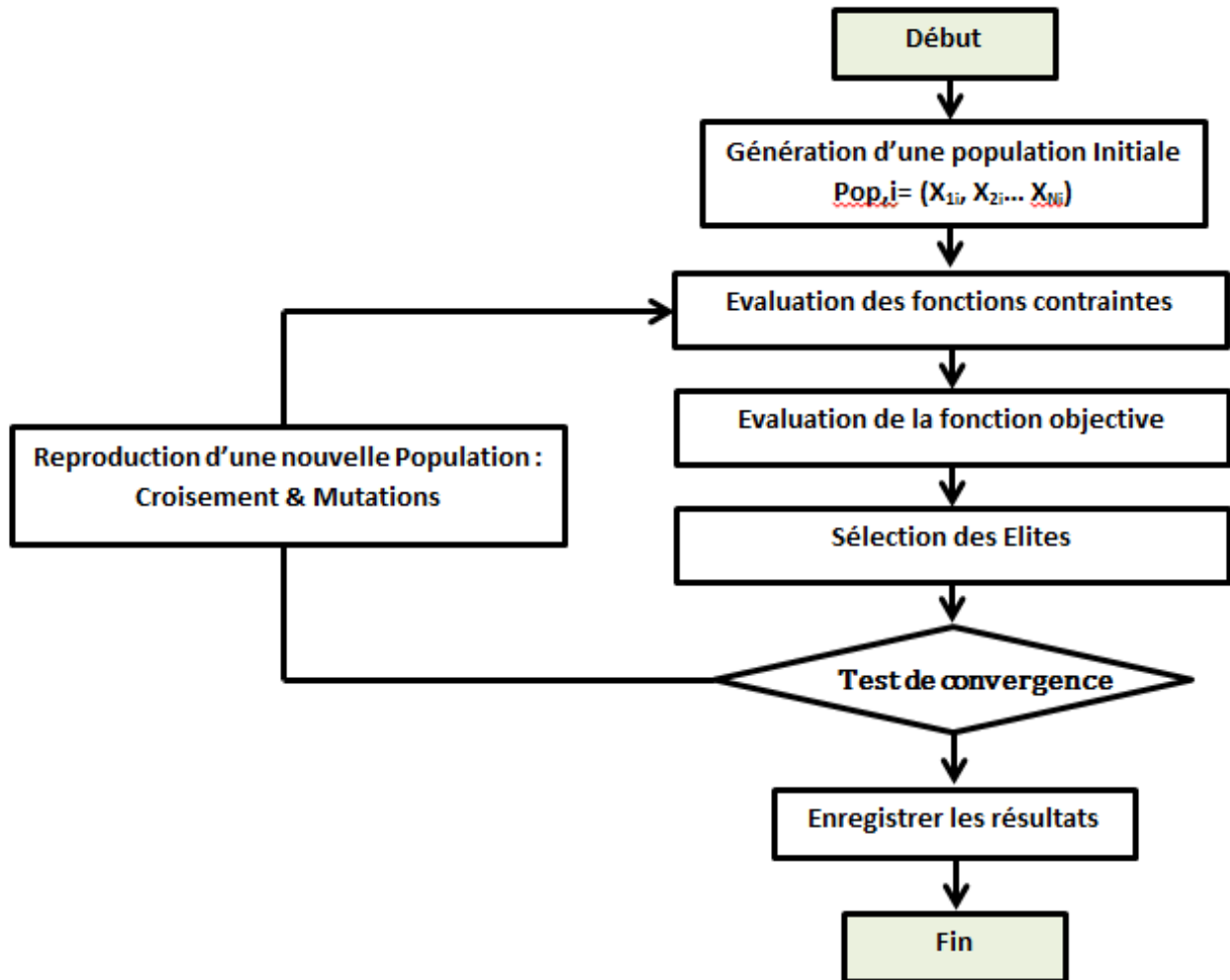


Figure I-34: Représentation schématique de l'Algorithme de l'optimisation Génétique
 Puis il évalue la fonction objective (la fonction fitness) et classe les résultats obtenus. Après cela, il fait la sélection des élites (la sélection des meilleurs individus). Ensuite, il vérifie le teste de convergence. Si le test est satisfait, l'algorithme affiche le meilleur résultat obtenu. Le cas échéant, l'algorithme génère une nouvelle population à partir des opérations de mutation et croisement des éléments des élites sélectionnés (reproduction d'une nouvelle génération). Ensuite, l'algorithme recommence à nouveau les mêmes

opérations : évaluation des fonctions contraintes, sélection des solutions faisables, évaluation de la fonction objective, sélection des élites et test de convergence. Ces opérations se répètent jusqu'à ce que le test de convergence soit vérifié.

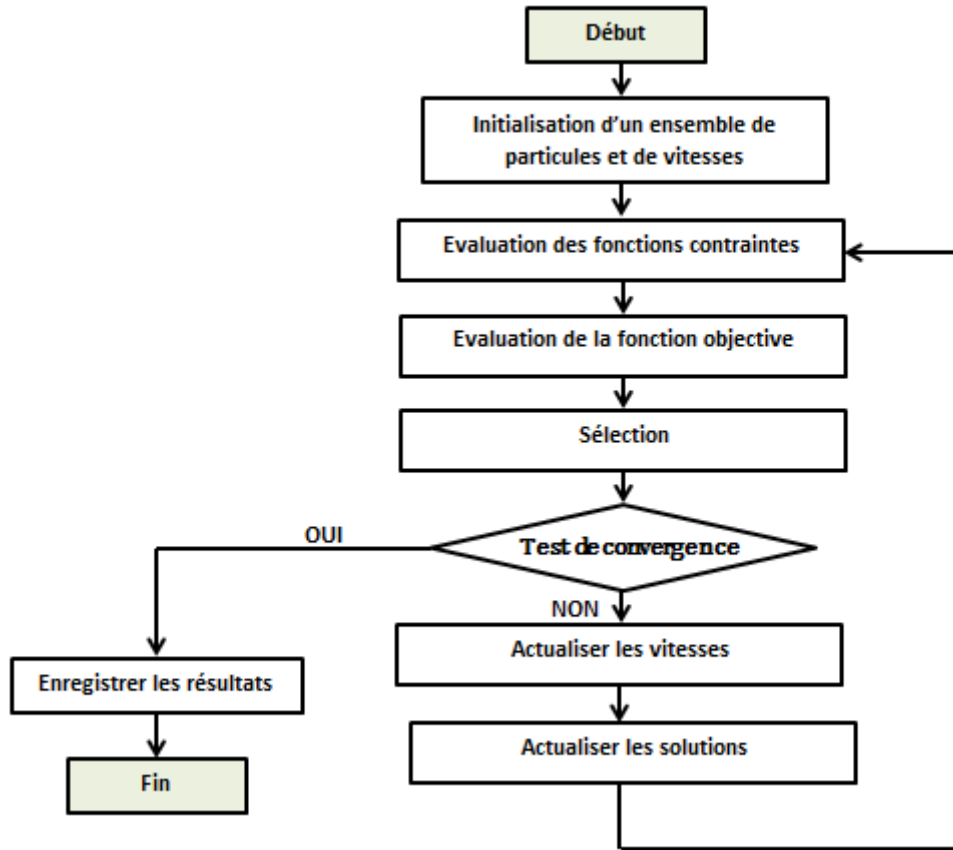


Figure I-35: Représentation schématique de l'algorithme PSO

L'algorithme d'Optimisation par Essaim Particulaire (PSO) [84] s'inspire du comportement social des animaux évoluant en essaim, tels que les nuées d'oiseaux et les bancs de poissons. C'est un algorithme itératif à base de population des particules. L'ensemble des particules est nommé "essaim" ou "Swarm" selon la terminologie anglaise. Chaque particule représente une solution potentielle au problème d'optimisation. Elle est dotée par un vecteur de position, une vitesse de déplacement et des voisinages ou un ensemble de particules (Neighbours en anglais) interagissant directement sur la

particule en question, en particulier celle qui représente la meilleure solution faisable. Le principe de cette méthode est de faire déplacer l'ensemble de particules pour trouver la solution optimale. L'évolution d'une particule à une autre est fondée sur la communication et l'interaction entre elles sans éliminer aucune solution. Le comportement collectif dans l'algorithme PSO se manifeste lors du mouvement et le déplacement des particules. A chaque itération la particule modifie sa position en se déplaçant en fonction de sa position initiale et sa vitesse actuelle, et sa meilleure ancienne position ainsi qu'en fonction de la meilleure position de son voisinage. Ces mouvements de déplacement (ces déplacements sont similaires aux modifications des chromosomes dans l'algorithme génétique) est formulé analytiquement par les relations suivantes : Pour chaque particule X à l'itération $i+1$: $X_{i+1}=X_i+V_{i+1}$ et V_{i+1} =fonction de $(V_i, X_i, X_{i,op}$ et $X_{op})$. Ainsi, l'algorithme commence par l'initialement d'un ensemble de particules initiales et vitesses, suivit par l'évaluation des contraintes et de la fonction objective, ensuite la sélection de la meilleure solution. Après cette étape, l'algorithme vérifie le teste de convergence. Si le teste n'est pas vérifié, l'algorithme modifie les vitesses et les solutions pour recommencer à nouveau les mêmes étapes jusqu'à ce que le teste de convergence devient satisfait.

La méthode du recuit simulé (SA) [85] imite le traitement du recuit de matière, elle a été développé par Kirkpatrick, Gelatt, and Vecchi en 1983. Il s'agit d'une trajectoire basée sur la technique de recherche aléatoire pour l'optimisation globale. Le principal avantage du recuit simulé est sa capacité à éviter d'être piégé dans les minima locaux. Le recuit simulé est une technique robuste et polyvalente qui peut traiter des modèles hautement non linéaires, des données chaotiques et bruyantes et de nombreuses contraintes. La principale faiblesse cette méthode est que la qualité du résultat peut être médiocre. Cet algorithme est représenté schématiquement dans la figure I-36, l'algorithme commence par la génération d'une nouvelle configuration et par l'initialisation de température puis il engendre des solutions aléatoires au voisinage de la configuration générée. Puis il calcule $\Delta E >0$ il accepte la modification effectuée, sinon, $\Delta E <0$ il accepte la modification effectuée avec une probabilité de $\exp(-\Delta E/T)$.

La recherche Coucou (CS) [86] est basée sur le comportement parasitaire des oiseaux Coucou. Elle s'inspire du mode de reproduction de certaines espèces de coucous. En effet leur stratégie de reproduction a pour particularité le fait que les femelles pondent leurs œufs dans le nid d'autres espèces. Ces œufs peuvent alors être couvés par des parents de substitution. Par ailleurs, quand les œufs de coucou parviennent à éclore dans le nid hôte, ils éclosent plus rapidement, les poussins coucou ont le réflexe d'éjecter les œufs de l'espèce hôte en dehors du nid et imitent même le cri des poussins hôtes dans le but d'être nourris par l'espèce hôte. Cette méta-heuristique est donc basée sur ce comportement parasitaire des oiseaux coucous associé à une logique de déplacement de type « Levy flight » propres à certains oiseaux et certaines espèces de mouches. Cet algorithme est basé sur le fait que chaque coucou pond seulement un œuf à la fois et le place dans un nid choisi aléatoirement, les meilleurs nids avec des œufs (solutions) de haute qualité sont conservés pour les prochaines générations, le nombre de nids hôtes est fixé et l'œuf pondu par un coucou peut être découvert par l'espèce hôte avec une probabilité 'Pa' incluse entre 0 et 1. L'oiseau hôte soit sort l'œuf du nid, soit quitte le nid et en construit un nouveau. Pour simplifier, cette dernière hypothèse peut être approchée par le remplacement d'une fraction 'Pa' de 'n' nids par des nouveaux.

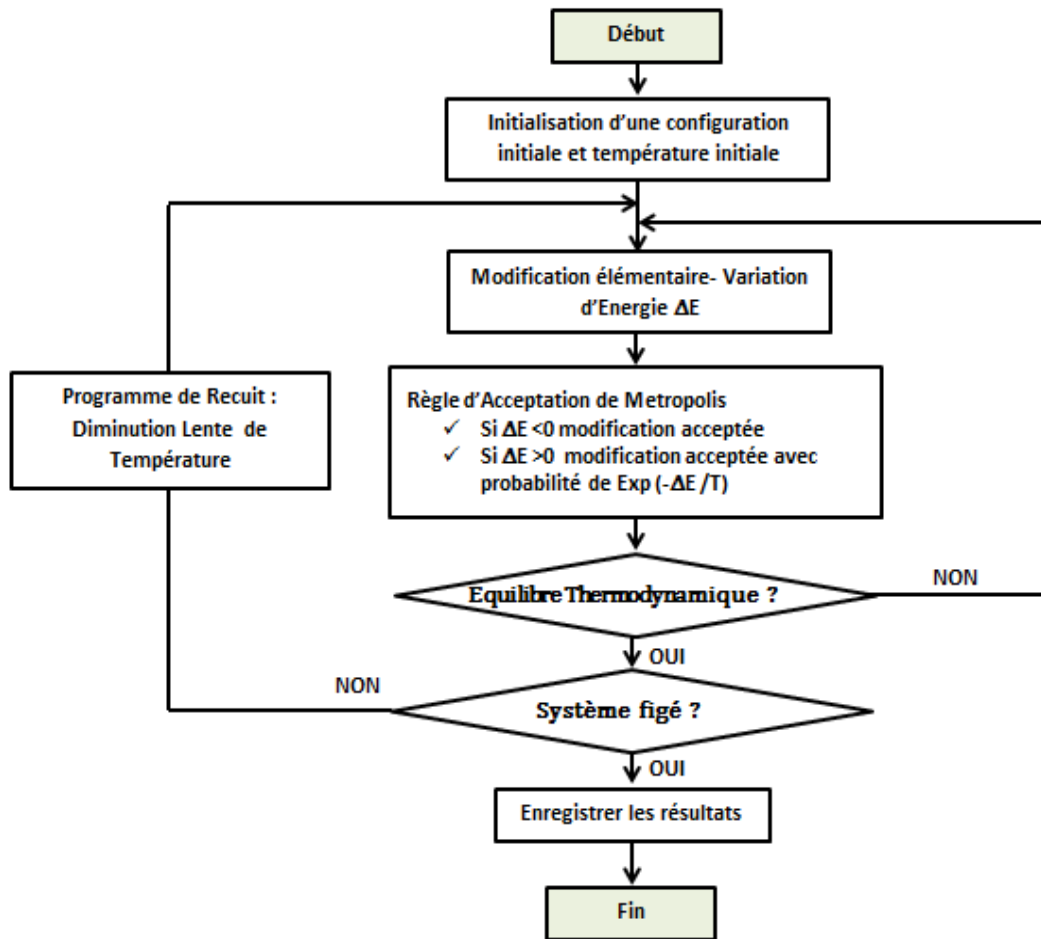


Figure I-36: Représentation schématique de l’algorithme Recuit Simulé

Le pas de déplacement des coucous est déterminé par une marche aléatoire dans laquelle les pas ont une longueur ayant une certaine distribution de probabilité (Le Levy flight et probabilité du Levy), la direction des pas étant isotrope et aléatoire. Le Levy Flight est une classe de marche aléatoire dans laquelle les sauts sont distribués selon la distribution de Levy qui consiste en une loi en puissance à variance et moyenne infinies du type : $Y=X^{-\beta}$ avec β est comprise entre 1 et 3.

Les données bibliographiques ont montré que les deux méthodes GA et PSO sont les méthodes les plus populaires et les plus utilisées parmi les autres techniques d'optimisation [87].

Tableau I-8: Méthodes d'optimisation heuristiques appliquées aux problèmes relatifs aux systèmes solaires CCP hybrides.

<i>Problème d'optimisation</i>	<i>Méthode de résolution</i>	<i>Référence</i>
La fonction à optimiser est une fonction à double objectives permettant de maximiser l'efficacité thermique et exergetique du collecteur PCCP	L'algorithme Génétique (GA)	[88]
La fonction objective considérée consiste à optimiser les performances optiques du collecteur CCP	La méthode PSO et Monte Carlo Ray-Tracing (PSO-MCRT)	[78]
Modélisation et optimisation des performances globales d'un système de collecteurs CCP.	least-squares support vector machine (LSSVM)	[89]
Optimisation des performances du tube récepteur à travers le calcul du flux solaire concentré et le calcul du CFD	Logiciel SOLTRACE et CFD	[90]
Maximisation de l'efficacité exergetique et minimisation du coût de production du collecteur CCP.	La méthode PSO	[91]
Résolution et simulation du problème de transfert thermique dans le collecteur CCP	Méthode interactive de PSO	[92]
Optimisation des performances d'un champ CCP combiné avec un système de stockage d'air liquide	L'algorithme Génétique GA	[93]
Optimisation des performances d'un système hybride CCP-Energie biomasse	L'algorithme Génétique GA	[94]
Maximisation des performances thermiques du Collecteur (Nombre de Nusselt)	Hybridation de L'algorithme Génétique GA & Programmation Quadratique Séquentielle (SQP)	[95]
Optimisation des paramètres géométriques et opératoires des collecteurs CCP transparents	L'algorithme Génétique GA	[96]
Optimisation technico-économique de la centrale thermique solaire cylindro-paraboliques intégrée au système de secours du combustible et au stockage d'énergie thermique.	le réseau neuronal artificiel (ANN)	[97]
Améliorer les performances thermiques du PTC solaire en utilisant Al ₂ O ₃ / huile synthétique comme fluide caloporteur	Une méthode d'optimisation hybride combinant un algorithme génétique et une programmation quadratique séquentielle	[95]

9 Recommandations

Cette présente étude bibliographique nous a permis de recommander les points suivants :

- ✓ En ce qui concerne le choix de la technologie solaire à intégrer dans les procédés SHIP (Température de fonctionnement $T=160-180^{\circ}\text{C}$) :
 - Les technologies à concentration représentent le choix adéquat du fait qu'elles offrent des marges de températures de fonctionnements qui répondent aux exigences des procédés SHIP ;
 - La technologie PCCP représente le meilleur choix parmi les autres technologies à concentration du fait que cette technologie présente plusieurs avantages relatifs à sa maturité, efficacité, coût, construction et poids.
- ✓ En ce qui concerne le type de stockage adéquat et son couplage avec la technologie solaire :
 - L'utilisation de stockage thermique basé sur l'énergie sensible permet d'avoir un compromis entre les spécifications techniques et économiques ;
 - L'utilisation de l'huile synthétique est le meilleur choix dans le procédé étudié.
- ✓ En ce qui concerne les méthodes de résolution et d'optimisation utilisées pour la simulation et l'optimisation des systèmes hybrides intégrant les collecteurs PCCP :
 - Les travaux de dimensionnement, de simulation et d'analyse thermique nécessitent l'utilisation des méthodes puissante pour résoudre le système d'équations décrivant le comportement du système hybride. La méthode la plus simple et la plus convenable est la méthode des approximations successives ;
 - L'algorithme génétique (GA) et la méthode des essaims de particules (PSO) sont les deux méthodes heuristiques les plus développées et les plus efficace dans la résolution des problèmes d'optimisation non-linéaires à contraintes relatifs aux systèmes hybrides solaires ;
 - La méthode d'optimisation choisie est l'algorithme génétique (GA) du fait que la probabilité d'être piégé dans les optimums locaux est élevée dans le cas du PSO.

10 Conclusion

Ce chapitre a été dédié à une analyse bibliographique intensive concernant les technologies renouvelables solaire thermique à effet de serre et à concentration en relation avec leur intégration dans les procédés industriels thermiques (SHIP : Solar Heat Integration Processes), il a été justifié que les technologies à concentration sont beaucoup plus adéquates pour être intégré dans SHIP. Le cas particulier des collecteurs CCP et surtout les petits collecteurs PCCP sont également prouvés très prometteurs en comparaison avec d'autres technologies à concentration. En effet, les études de littérature ont montré que, contrairement aux autres types de collecteurs à concentration, le rendement thermique des collecteurs CCP et PCCP décroît très légèrement lorsque la température de fonctionnement augmente tout en gardant une valeur supérieure à 50-60%. Particulièrement, les PCCPs sont prouvés modulaires, peu coûteux, beaucoup plus légers que les collecteurs ordinaires et présentent moins de problèmes pour les installer. C'est sur ces constats que le choix d'étude de cette thèse a été fixé dans l'étude de l'intégration des collecteurs PCCP dans le procédé thermique en question relatif au maintien en chauffe du bitume. Le stockage est sans doute indispensable dans les procédés intégrant l'énergie renouvelable du fait qu'il permet la stabilisation de la production d'énergie et le balancement entre son excès et déficit. Dans cas d'étude, il a été prouvé que l'utilisation d'un stockage d'énergie thermique sensible utilisant l'huile synthétique est la solution la plus profitable. Aussi, ce chapitre a discuté les différentes configurations de stockage et d'intégration dans les procédés SHIP, différentes possibilités des interconnexions entre le système solaire, stockage, source d'énergie fossile et procédé endothermique, ainsi que les méthodes de dimensionnement, de simulation et d'optimisation.

Les chapitres suivants font objet des travaux complémentaires de dimensionnement optimisé des collecteurs PCCP, d'analyse thermique et exergétique de leurs performances et des travaux d'optimisation et d'analyse thermo-exergétique du système hybride intégrant les collecteurs PCCP. Et finalement, la discussion des résultats expérimentales et validation des modèles développés.

Chapitre

2

**Analyse thermo-économique et
exergétique et optimisation du petit
collecteur cylindro- parabolique (PCCP)
pour l'intégration de la chaleur solaire
dans les processus industriels**

1 Introduction

D'après l'étude bibliographique présentée dans la première section de ce rapport, les Petits Collecteurs Cylindro-Paraboliques (PCCP) ont suscité beaucoup d'intérêt dans l'intégration de l'énergie solaires dans les procédés thermiques (SHIP). Ainsi, le présent chapitre est consacré à une analyse thermo-économique et exergetique exhaustive et à une optimisation thermo-économique des petits collecteurs cylindro-paraboliques (PCCP) en utilisant un algorithme combinant à la fois la méthode des approximations successives et algorithme génétique. L'objectif des travaux d'analyse thermo-économique et exergetique est d'étudier et d'évaluer le degré d'impact des paramètres de design et de fonctionnement du PCCP sur l'efficacité thermique, l'efficacité exergetique et le coût unitaire de l'énergie thermique produite. L'objectif du travail d'optimisation est de fournir les paramètres de conception et de fonctionnement les plus adaptés du PCCP en tenant en compte les données météorologiques de la région de Rabat (Nord : $34^{\circ}00'47''$, Ouest : $6^{\circ}49'57''$ -Maroc). À cet égard, ce chapitre est composé de quatre parties complémentaires. La première partie est dédiée à la présentation des modèles thermique, exergetique et économique relatifs aux PCCPs. La deuxième partie donne une description détaillée de l'algorithme de résolution et d'optimisation utilisé pour la résolution et l'optimisation des modèles développés. La troisième partie est consacrée à la présentation des résultats obtenus des analyses d'efficacité thermique et exergetique et à leur discussion. Enfin, la quatrième partie présente les résultats d'optimisation et leurs interprétations.

2 Modélisation mathématique

2.1 La géométrie du PCCP

Le capteur cylindro-parabolique est une parabole à une dimension qui focalise les rayons du soleil parallèles en une ligne focale (Figure II-1). Ce collecteur est équipé d'un tube récepteur positionné dans la ligne focale, et il absorbe les rayons solaires concentrés. Une réduction significative de la chaleur dissipée du tube récepteur est obtenue en recouvrant le récepteur par un tube en verre sous vide appelé couvercle en verre. La chaleur transmise à travers les parois des tubes récepteurs est absorbée par un fluide caloporteur (huile synthétique, eau, sels fondus... etc.). Le réflecteur est constitué d'un miroir parabolique hautement réfléchissant. Les spécifications des normes optiques du réflecteur et du récepteur sont fournies dans le tableau II-1.

Tableau II-1: Spécifications optiques du PCCP [12]

Emittance de la couverture 'ε_c'	0.86
Emittance du récepteur 'ε_r'	0.15
Réflexion du miroir 'ρ'	0.94
Facteur d'interception 'γ'	0.93
Transmission du couvercle en verre 'τ'	0.96
Absorbance du récepteur 'α'	0.96
Angle d'incidence modifier 'K_θ'	1

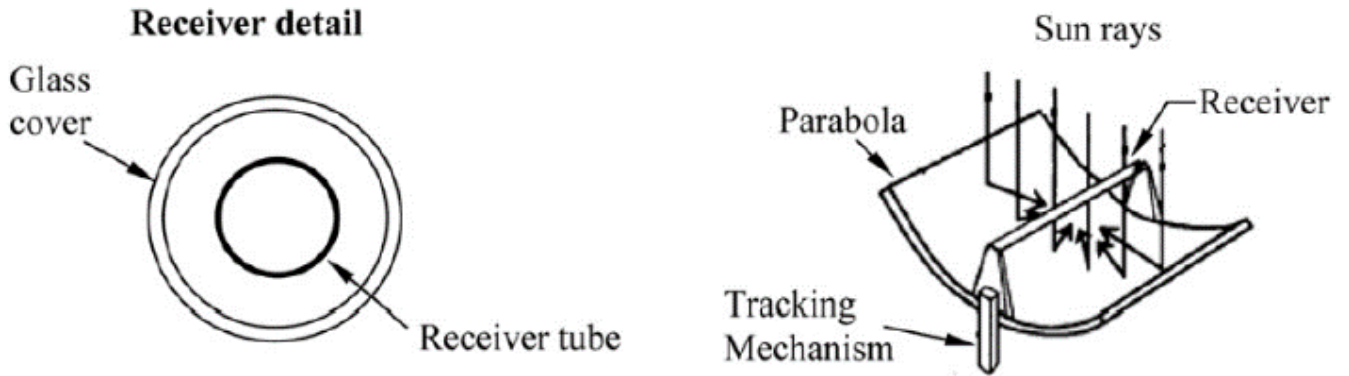


Figure II-1: Schéma d'un collecteur à auge parabolique.

Le PCCP est généralement caractérisé par ses dimensions physiques qui sont la largeur, la longueur, le diamètre du récepteur et le diamètre du couvercle.

2.2 Modélisation énergétique

L'énergie utile produite par un seul capteur cylindro-parabolique pourrait être calculée par [98]:

$$Q_u = A_a F_R \left(S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_r - T_a) \right) \quad \text{II - (1)}$$

Où A_a , A_r , F_R , et U_L sont respectivement la surface d'ouverture, la surface du récepteur, le facteur d'évacuation de la chaleur et le coefficient de perte de chaleur du capteur solaire entre la température ambiante T_a et le récepteur T_r .

L'efficacité optique du PCCP et la chaleur absorbée par le récepteur sont données par les équations II- (2) et II- (3) [4]:

$$\eta_o = \rho_c \gamma \tau \alpha K_\theta \quad \text{II - (2)}$$

$$S = I_b \cdot \eta_o \quad \text{II - (3)}$$

La surface d'ouverture est calculée en fonction des caractéristiques géométriques du capteur cylindro-parabolique :

$$A_a = (W_a - D_c)L \quad \text{II} - (4)$$

Où L , W_a , D_c , sont respectivement la longueur et la largeur de la collection et le diamètre du couvercle.

Le facteur d'évacuation de la chaleur est défini comme [1]:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_r U_L} \left(1 - \exp\left(\frac{-A_r F' U_L}{\dot{m}c_p}\right) \right) \quad \text{II} - (5)$$

Où F' est le facteur d'efficacité du collecteur [1], donné par:

$$F' = \frac{U_o}{U_L} \quad \text{II} - (6)$$

Introduire F' dans F_R donne :

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{A_r U_L} \left(1 - \exp\left(\frac{-A_r U_o}{\dot{m}c_p}\right) \right) \quad \text{II} - (7)$$

Le coefficient de perte de chaleur du capteur solaire entre la température ambiante et la température du récepteur est exprimé par l'équation [1]:

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{c,ca} + h_{r,ca})A_c} + \frac{1}{h_{r,cr}} \right]^{-1} \quad \text{II} - (8)$$

Où $h_{r,ca}$ est le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre l'ambiant et la couverture exprimée avec :

$$h_{r,ca} = \varepsilon_c \sigma (T_c + T_a)(T_c^2 + T_a^2) \quad \text{II} - (9)$$

Où T_c est la température de l'enveloppe. De plus, $h_{r,cr}$ est le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le récepteur et l'enveloppe; il est défini par [1]:

$$h_{r,cr} = \frac{\sigma(T_c + T_r)(T_c^2 + T_r^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)} \quad \text{II} - (10)$$

Enfin, $h_{c,ca}$ représente le coefficient de transfert de chaleur convectif entre l'enveloppe et l'air ambiant, il est calculé en fonction du nombre de Nusselt à l'aide de l'équation ci-dessous :

$$h_{c,ca} = \left(\frac{Nu k_{air}}{D_c} \right) \quad \text{II} - (11)$$

Le coefficient de Nusselt est donné par [1]:

$$\text{Pour } 0,1 < Re < 1000, \quad Nu = 0.4 + 0.54 Re^{0.52}$$

$$\text{Pour } 1000 < Re < 50\,000, \quad Nu = 0.3 Re^{0.6}$$

Le coefficient thermique global de transfert thermique entre le fluide caloporteur et l'air ambiant exprimé par [99]:

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2k_r} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \right) \right]^{-1} \quad \text{II} - (12)$$

Où D_i et D_o sont respectivement le diamètre intérieur et extérieur de l'absorbeur (récepteur) et h_{fi} est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le fluide chauffant et la paroi interne du récepteur, il est défini par :

$$h_{fi} = \left(\frac{Nu_r k_r}{D_i} \right) \quad \text{II} - (13)$$

Dans ce cas, le nombre de Nusselt est calculé avec l'équation [100]:

$$Nu_r = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

En combinant les équations précédentes. La température de l'enveloppe peut être exprimé par :

$$T_c = \frac{h_{r,cr} T_r + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca}) T_a}{h_{r,cr} + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca})} \quad \text{II} - (14)$$

L'énergie thermique qui est transférée au fluide caloporteur est également égale à :

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_o - T_{in}) \quad \text{II} - (15)$$

2.3 Modélisation exergetique

L'analyse de l'efficacité exergetique est un nouveau concept introduit pour compléter l'amélioration thermodynamique des systèmes thermiques. Ce concept est entièrement basé sur l'application à la fois de la première loi (lois de conservation de l'énergie et de la masse) et

de la deuxième loi de la thermodynamique (génération d'entropie ou désordre). Ce concept est également connu sous le nom d'analyse d'efficacité exergetique ou de minimisation de la génération d'entropie. Contrairement à l'énergie qui est toujours conservée, l'exergie est détruite, et sa destruction est proportionnelle à la génération d'entropie. La plupart des travaux de recherche les plus récents visent à rechercher de nouvelles façons de minimiser le taux de destruction par exergie. Ainsi, dans cette section, en effectuant une analyse d'efficacité exergetique en considérant l'impact des paramètres de conception et de fonctionnement, nous nous attendons à être en mesure de découvrir de nouvelles directions sur la façon dont la destruction de l'exergie pourrait être minimisée dans le PCCP considéré.

L'expression générale de l'équation du bilan exergetique est exprimée par :

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{des} \quad \text{II} - (16)$$

Dans le cas des capteurs solaires, l'apport d'exergie provenant du rayonnement solaire est détruit en raison du transfert de chaleur irréversible et en raison des pertes thermiques du capteur vers l'environnement. Ainsi le bilan exergetique des capteurs solaires pourrait être exprimé par:

$$I_b \left(1 - \frac{T_a}{T_{sun}}\right) - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_a}{T_r}\right) = I_b T_o \left(\frac{1}{T_r} - \frac{1}{T_{sun}}\right) + (I_b - \dot{Q}) \left(1 - \frac{T_a}{T_r}\right) \quad \text{II} - (17)$$

L'efficacité exergetique pourrait être définie comme étant le rapport entre débit d'exergie entrant et sortant; ainsi ;l'efficacité exergetique est exprimé par:

$$\eta_{Exergy} = \dot{E}x_{out} / \dot{E}x_{in}$$

Aussi, il peut être défini comme le rapport entre l'exergie acquise par le capteur et l'exergie disponible du rayonnement solaire, et dans ce cas, il est exprimé comme proposé par [101]:

$$\eta_{Exergy} = \frac{\dot{m} \left[\int_{T_{in}}^{T_{out}} c_p(T) dT - T_a \int_{T_{in}}^{T_{out}} \left(\frac{c_p(T)}{T}\right) dT - v \Delta P \right]}{W_{a.L.I_b} \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sun}}\right)^4 \right]} \quad \text{II} - (18)$$

Dans Eq. II- (18), T_{sun} est la température apparente du soleil prise à 6000 K, comme mentionné par Petela [102]. Dissipation d'énergie mécanique due au frottement d'écoulement est négligée en raison de la faible longueur du PCCP.

2.4 Modélisation économique

Le principal obstacle pour que les capteurs solaires thermiques à moyenne température deviennent une source de chaleur industrielle mondiale est le faible coût du gaz naturel et des combustibles fossiles dans le monde [103]. Le coût unitaire « CU » de l'énergie thermique produite par le PCCP, exprimé en US \$/kWh, est évalué sur la base du coût d'investissement de tous les composants utilisés pour construire le collecteur (récepteur, réflecteur, tuyaux, connecteurs, structure, et un système de suivi), l'entretien et les coûts de nettoyage, les coûts des ressources humaines, le coût du terrain et le coût des pièces de rechange. Ainsi, Le CU s'exprime par :

$$CU = \frac{\text{Le coût total horaire (US\$)}}{\text{la production énergétique horaire (kWh)}} \quad \text{II} - (19)$$

Sachant que le coût total horaire est calculé en divisant le coût total annuel par le nombre d'heures d'ensoleillement dans une année. Le coût total annuel C_{annual} est calculé à l'aide de l'équation II- (20) :

$$C_{\text{annual}} = F. (\text{Invest} + \text{maint} + \text{clean} + \text{man} + \text{land} + \text{spae}) \quad \text{II} - (20)$$

Où F est le facteur d'amortissement, exprimé par l'équation II- (21) :

$$F = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad \text{II} - (21)$$

Tel que « n » est le nombre d'années de la vie (25 ans) et « i » est le taux d'intérêt (5%). Selon la situation actuelle du marché, le coût du récepteur de vide se situe entre 220 et 330 US \$ par mètre de longueur (200 à 300 Euro/m) [29]. Le coût des autres composantes du PCCP est calculé à partir des données du tableau II-2.

Tableau II-2: Le pourcentage du coût d'investissement des différents composants dans les CCP

Récepteur	Tuyauterie	Structure et système de contrôle	Réflecteur
28.3 %	13 %	36 %	22.7 %

Le système d'équation obtenue (Eqs: II-1, II-2... II-21) est hautement non linéaire. Ce qui nécessite alors, l'utilisation des méthodes itératives pour sa résolution et des méthodes heuristique pour son optimisation. Ainsi, la partie suivante décrit ces méthodes.

3 Algorithme de calcul et d'optimisation : formulation des problèmes

En rappel que le principal objectif des travaux d'optimisation est la maximisation, à la fois, des performances thermiques et économiques des capteurs étudiés (PCCP). Ainsi, la fonction objective proposée est une fonction à double objectifs :

- Maximiser l'efficacité exergetique ;
- Minimiser le coût unitaire annuel de l'énergie thermique absorbée ;

La contrainte de ce problème d'optimisation est de satisfaire une alimentation continue en fluide caloporteur pendant le temps d'ensoleillement à une température comprise entre 170 et 240 °C. Ainsi, l'objectif c'est de trouver les paramètres de conception et de fonctionnement les plus optimaux, à savoir : la longueur et la largeur du capteur, le diamètre du récepteur, le diamètre de l'enveloppe, la température d'entrée et le débit massique du fluide caloporteur. La fonction objective proposée à minimiser est définie par l'équation II- (22) :

$$\min(F) = \sum_{m=1}^{12} \sum_{d=1}^{Nm} \sum_{h=1}^{24} \left[(C_{m,d,h} E_{m,d,h}) + \left(X / \eta_{m,d,h}^{ex} \right) \right] \quad \text{II} - (22)$$

Où : $C_{m,d,h}$, $E_{m,d,h}$, $\eta_{m,d,h}^{ex}$ sont, respectivement, le coût unitaire horaire de l'énergie thermique (\$ / kWh), l'énergie utile reçue par le fluide caloporteur (kWh), l'efficacité exergetique de collecteur (%), et X est un coefficient. Les indices m, d et h symbolise respectivement le mois, le jour et l'heure. Ainsi, la fonction exprimée par l'équation II-(22) a deux objectifs principaux : minimiser le terme du coût énergétique qui est exprimé par l'accumulation annuelle de $(C_{m,d,h} E_{m,d,h})$ et maximiser l'efficacité exergetique du collecteur en minimisant sa valeur inversée exprimée par $(X / \eta_{m,d,h}^{ex})$.

Dans cette expression, le coefficient « X » est utilisé de manière à équilibrer le degré de prépondérance entre les deux termes considérés dans la fonction objectif (coût et exergie). Ainsi, la sélection de « X » est faite sur la base d'une analyse préliminaire des résultats optimisés. En effet, comme le montre la figure II-2 :

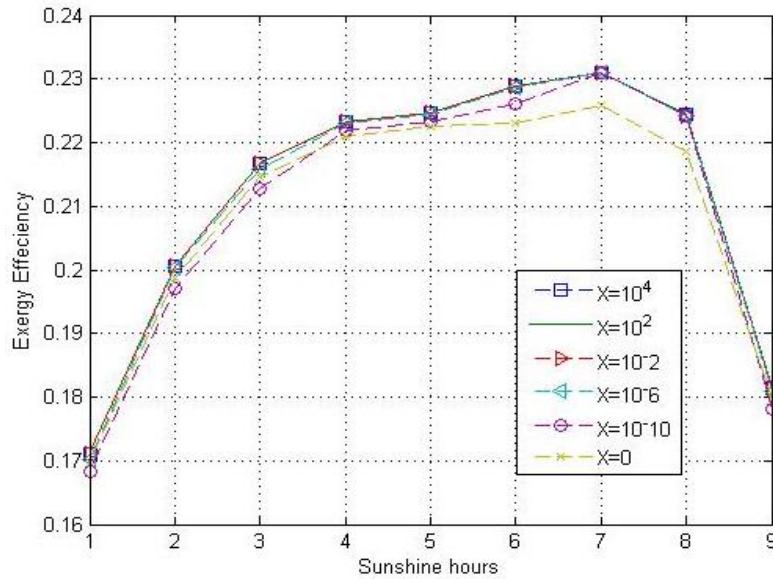


Figure II-2: Une analyse préliminaire des résultats optimisés

Pour toutes les valeurs de X supérieures à 10^{-2} , les valeurs d'efficacité exergétique atteignent leur valeur maximale pendant chaque heure. Alors que le changement de « X » a un très léger effet sur le coût annuel optimisé, le coût a augmenté de moins de 0,01 % lorsque X est passé de zéro à 10^4 . Pour ces raisons, nous avons sélectionné « 1 » comme valeur de X.

Les équations de contrainte d'inégalité sont exprimées par les équations II-(23) et II-(24) :

$$T_{m,d,h}^{out} \leq 240 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \text{II -(23)}$$

$$T_{m,d,h}^{out} \geq 170 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \text{II -(24)}$$

L'algorithme de résolution et d'optimisation développé, illustré schématiquement dans la figure II-3, utilise une méthode combinée d'itération des approximations successifs pour résoudre les équations de modélisation hautement non linéaires (Eqs: II-1, II-2... II-21) et la méthode d'optimisation de l'algorithme génétique (GA) pour la résolution du problème d'optimisation .

Comme le montre la figure II-3, l'algorithme commence par introduire les paramètres connus, qui sont : l'irradiation solaire, la température ambiante et les spécifications optiques du collecteur. Ensuite, l'algorithme génère une population initiale de solutions (Variables d'optimisation : X_1 = Longueur du collecteur, X_2 = Largeur du collecteur, X_3 = Diamètre du récepteur, X_4 = Diamètre de l'enveloppe, $X_5 \dots X_{369}$ = Température d'entrée du fluide caloporteur à chaque journée et $X_{370} \dots X_{9129}$ = débit massique du fluide caloporteur à chaque heure) appelés candidats. À ce stade, la procédure de calcul itératif de l'efficacité du capteur

commence par l'estimation de la température du fluide caloporteur à la sortie du capteur et de la température de l'enveloppe. Après cela, les équations II-(1) à II-(15) sont utilisées pour calculer les coefficients de transfert de chaleur entre la surface externe du récepteur et l'air ambiant, et ensuite, la température de l'enveloppe (T_c) est recalculée en utilisant l'équation II-(14). Cette nouvelle valeur de T_c est comparée à la première estimée, si l'erreur dépasse la tolérance, la valeur estimée de T_c est remplacée par la valeur nouvellement calculée, et là encore, de nouvelles procédures d'itération commencent jusqu'à ce que les critères de convergence soient atteints. Cette étape est suivie par un nouveau calcul de la température de sortie du fluide caloporteur, et son test de convergence est vérifiée et corrigée en utilisant une procédure similaire à celle de T_c . Enfin, la fonction objective et les contraintes du problème d'optimisation sont évaluées, et l'algorithme sélectionne les meilleurs candidats (élites). Si le critère de convergence de l'algorithme GA n'est pas satisfait (Atteinte d'un nombre maximum de générations), l'algorithme génère une nouvelle population de candidats pour démarrer un nouveau calcul itératif et des itérations d'optimisation. La même procédure est répétée jusqu'à atteindre le nombre maximum de générations. Après cela, les résultats obtenus sont stockés, puis l'algorithme est arrêté.

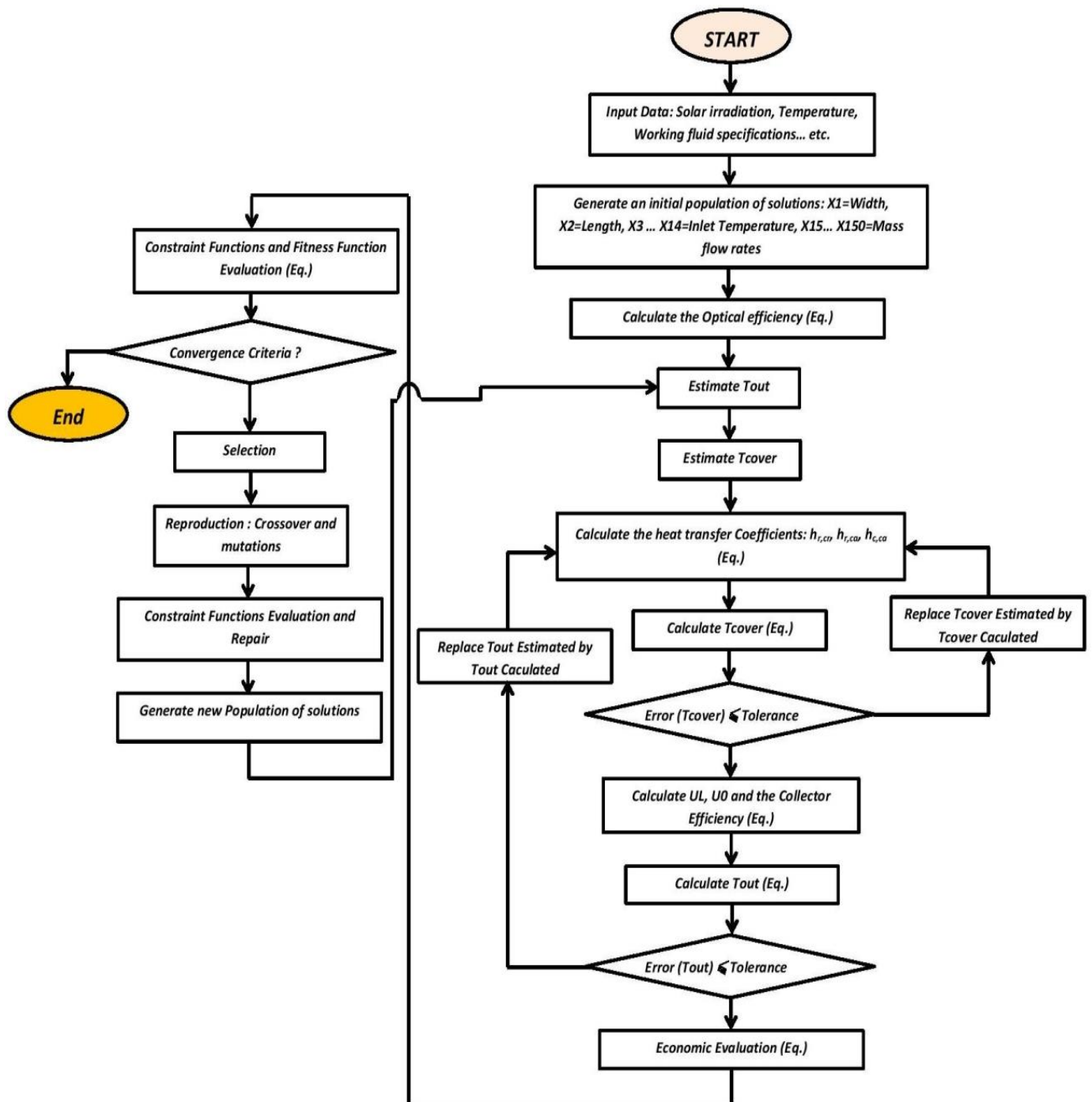


Figure II-3: Algorithme de calcul et d'optimisation

4 Résultats et discussion

4.1 Validation du modèle

La convergence du modèle itératif utilisant les approximations successives est validée à l'aide des données expérimentales et de modélisation présentées en référence [104]. Comme le montre le tableau II-3, l'erreur ne dépasse pas 10% entre les données expérimentales et le

modèle développé pour le calcul des pertes thermiques en fonction de la température moyenne au-dessus de la température ambiante.

Tableau II-3: Validation expérimentale de l'algorithme de calcul

Moyen $\Delta T(^{\circ}C)$	Exp. Perte de chaleur (W/m^2) [104]	Perte de chaleur (W/m^2) Modèle développé	Erreur (%)
55.39	308.0	330.4	7.3%
54.98	320.4	326.1	1.8%
54.42	308.4	324.5	5.2%
54.73	310.4	324.4	4.5%
54.23	313.5	319.5	1.9%
53.51	313.4	317.1	1.2%
53.31	314.5	312.7	0.6%
53.07	314.6	306.9	2.4%
52.33	300.5	300.1	0.1%
51.70	294.7	297.3	0.9%
51.11	295.2	292.1	1.1%
50.58	293.3	288.2	1.7%
50.01	284.5	279.5	1.8%
48.70	280.8	275.0	2.1%
46.68	282.8	265.6	6.1%
45.79	281.2	256.7	8.7%

4.2 Analyse thermo-économique

L'algorithme de calcul développé, basé sur une méthode des approximations successives, permet d'étudier l'effet des variables d'optimisation considérées sur les performances thermiques et économiques des capteurs. Ces variables étudiées comprennent des paramètres de conception : la longueur et la largeur des capteurs et le diamètre du récepteur. Les paramètres de fonctionnement sont la température d'entrée du fluide caloporteur, son débit massique et son type. Les performances capteur du comprennent le rendement, la température de sortie du fluide caloporteur, la chaleur absorbée par le capteur et le coût unitaire de l'énergie. Dans les deux sous-sections suivantes (10.6.1 et 10.6.2), nous allons étudier l'impact de chaque variable sur les performances considérées pour différentes valeurs de rayonnement solaire comprises entre 500 et 1300 W/m^2 (DNI), alors que toutes les autres variables restantes sont maintenues constantes. Les valeurs constantes de ces variables sont : Longueur : 2 m, largeur : 1,5 m, diamètre du récepteur : 0,04 m ; diamètre de l'enveloppe: 0,08 m ; température d'entrée du fluide caloporteur : 120 ° C, débit massique : 0,06 kg/s et Thermia B est utilisé comme fluide caloporteur. Le tableau II-4 montre la variation de gamme de chaque variable considérée dans l'étude d'analyse.

Tableau II-49: Plage de variation de la variable pour l'analyse thermo-économique

Variables	Intervalle
Longueur (m)	2 - 12
Largeur (m)	1.2 - 3
Diamètre du récepteur (cm)	3 - 6
La température d'entrée du fluide caloporteur (° C)	120 - 170
Débit massique (Kg /s)	0.01 – 0.6

Dans cette sous-section, les performances thermiques du PCCP utilisant quatre fluides caloporteurs différents sont également comparées. Les quatre fluides caloporteurs considérés sont le SylTherm 800, le DowTherm Q, le Thermia B et l'eau comprimée. Leurs propriétés thermiques et physiques sont évaluées en fonction de la température en utilisant les corrélations présentées dans le tableau II-5 :

Tableau II-5: Propriétés thermiques et physiques des différents fluides exprimées en relation avec la température

	Cp (J/kg.K)	k (W/m.K)	ϑ (m ² /s)	ρ (kg/m ³)
Syltherm 800	$399.1 + 1.711 T - 1.2261 \cdot 10^{-5} T^2$	$0.79 - 1.88 \cdot 10^{-4} T - 1.1994 \cdot 10^{-10} T^2$	$0.0133 \exp(-0.0143 T)$	$947.8 - 0.755 T - 5.667 \cdot 10^{-4} T^2$
Dowtherm Q	$1589 + 3.206 T - 5.462 \cdot 10^{-4} T^2$	$0.125 - 1.391 \cdot 10^{-4} T - 4.686 \cdot 10^{-8} T^2$	$0.0045 \exp(-0.0158 T)$	$980 - 0.759 T + 3.214 \cdot 10^{-6} T^2$
Thermia B	$3.6459T + 1808.4$	$-3 \cdot 10^{-8} T^2 - 6 \cdot 10^{-5} T + 0.1342$	$0.0265 T^{-1.883}$	$-0.6494 T + 875.71$
Pressure water	$4135.1 + 2.5 T - 3 \cdot 10^{-2} T^2 + 10^{-4} T^3$	$0.5685 + 0.0016 T - 6 \cdot 10^{-6} T^2$	$10^{-5} T^{-0.838}$	$1002.5 - 0.1714 T - 0.0026 T^2$

4.2.1 Effets des paramètres de conception

Les résultats de l'étude d'impact des paramètres de conception sur les performances du collecteur sont représentés graphiquement dans la figure II-4. Comme le montre cette figure, l'augmentation de la longueur du capteur a un effet positif sur la quantité d'énergie absorbée et la température de sortie du fluide caloporteur. En effet, la température atteint $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour une longueur de 12 m tandis qu'elle atteint seulement $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour une longueur de 2 m lorsque l'irradiation solaire est de 600 W/m^2 , ceci est dû au fait que la surface d'ouverture du capteur est directement proportionnelle à la longueur du capteur. Cependant, cette figure montre également que l'augmentation de la longueur impact négativement l'efficacité thermique globale. En effet, elle diminue d'à peu près 10% lorsque la longueur varie de 2 m à 12 m ; ceci pourrait être expliqué par le fait que l'augmentation de la longueur du collecteur conduit à l'augmentation de la température du fluide chauffant, et par conséquent, elle conduit à une augmentation des pertes thermiques du tube récepteur vers l'air ambiant. De plus, la figure II-4-A montre que la diminution de la longueur du collecteur entraîne une très légère réduction du coût unitaire de l'énergie thermique.

La figure II-4-B a démontré que la variation de la largeur a un impact similaire à celui de la variation de la longueur sur la température de sortie du fluide caloporteur et la quantité de chaleur absorbée par le collecteur. De plus, cette figure montre que la largeur a un grand effet sur l'efficacité du capteur et sur le coût unitaire de l'énergie. En effet, pour de faibles valeurs de rayonnement solaire, lorsque la largeur est doublée, le rendement du capteur augmente de plus de 20%, et le coût unitaire de l'énergie diminue environ sept fois. Pour des valeurs de rayonnement solaire élevées, l'effet de la largeur est devenu moins important. En effet, pour un même changement de la largeur, le rendement n'augmente que de à peu près 5% et le coût unitaire de l'énergie diminue d'environ de moitié. La figure II-4-C montre que la diminution du diamètre du récepteur a un impact positif sur les performances thermiques et économiques du collecteur CCP. En effet, réduire de moitié le diamètre du récepteur permet d'augmenter le rendement du collecteur de plus de 10% tout en réduisant le coût unitaire moyen d'environ 19%. Ces résultats sont obtenus car lorsque la largeur augmente et/ou le diamètre du récepteur diminue, le facteur de concentration de l'irradiation solaire augmente. En outre, pour un débit de masse constant, la diminution du diamètre de récepteur augmente la vitesse de transfert de chaleur par convection du fluide de chauffage circulant à l'intérieur du tube récepteur (augmentation de turbulences).

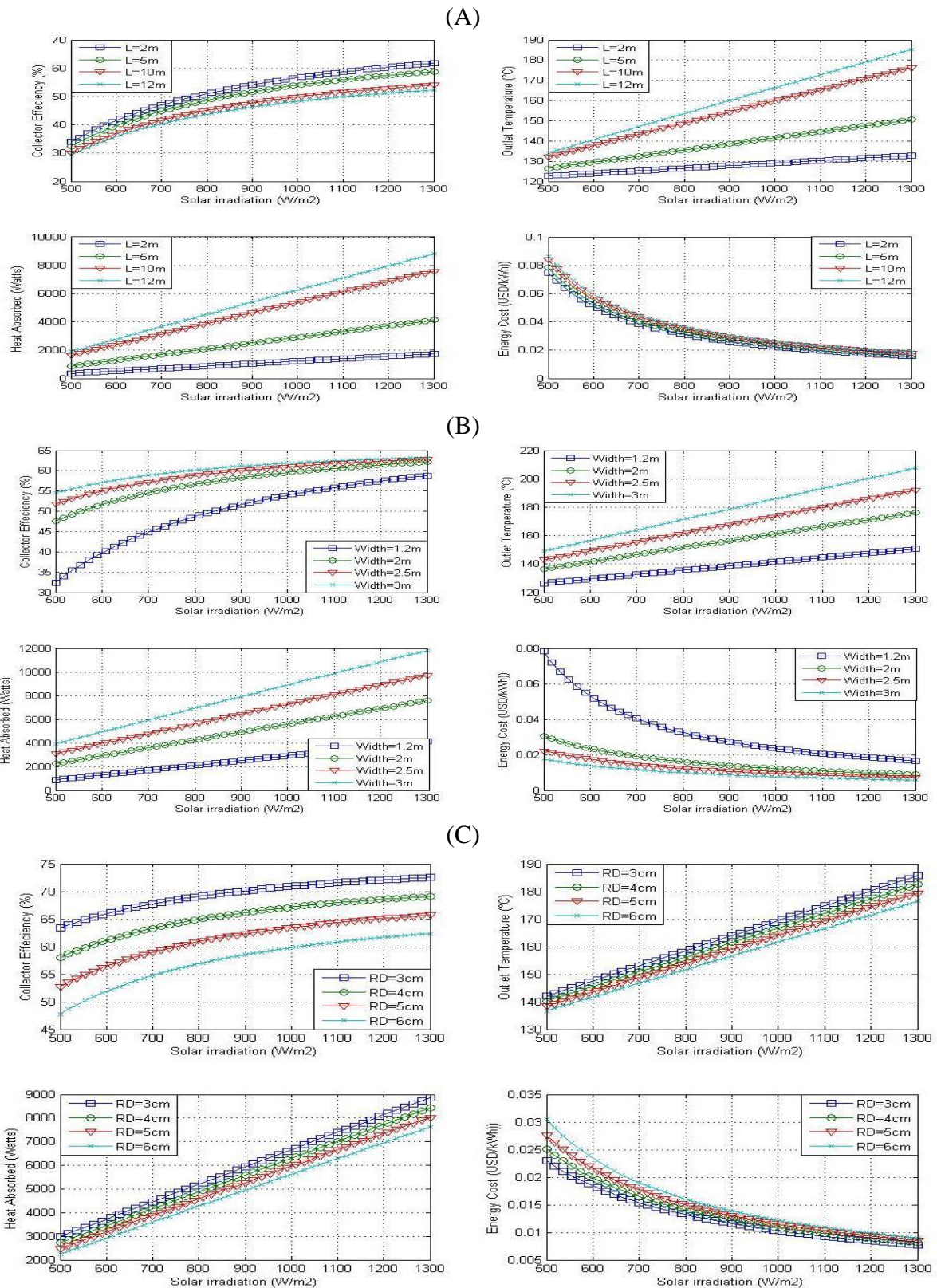


Figure II-4: Etude d'effet des paramètres de conception du CCP - (A): Effet de longueur, (B): Effet de largeur, (C): Effet de diamètre du récepteur

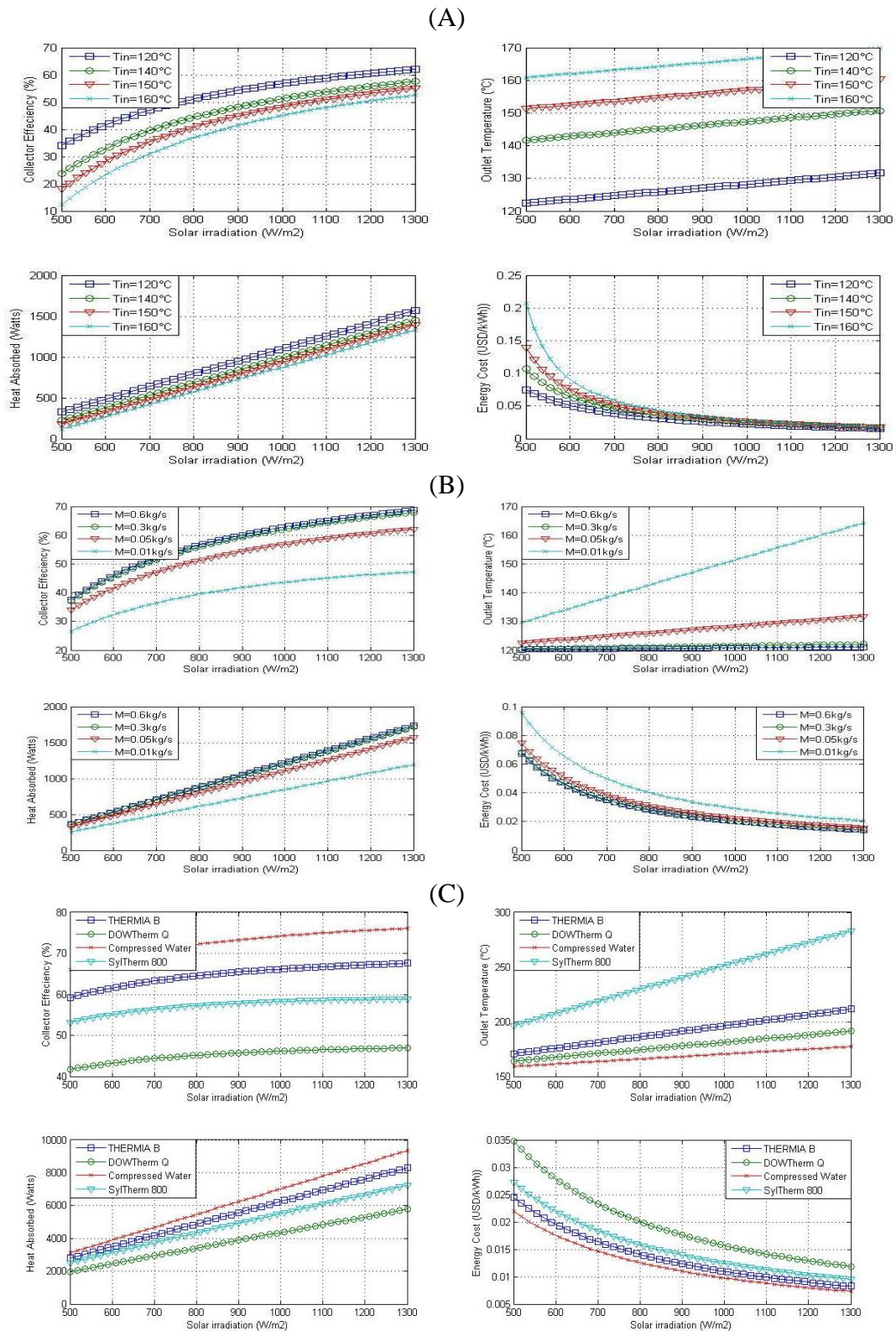


Figure II-537: Etude d'impact des paramètres de fonctionnement du CCP - (A) : Température d'entrée du fluide caloporteur (° C), (B) : Débit Massique de fluide caloporteur (kg/s), (C) : Choix du fluide caloporteur

4.2.2 Effets des paramètres de fonctionnement

Les figures II-5-A, II-5-B et II-5-C représentent respectivement, l'impact de la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit massique et le type du fluide caloporteur sur les performances PCCP. Ces résultats montrent que l'augmentation du débit massique et/ou la diminution de la température d'entrée ont à peu près le même impact sur les performances considérées. En effet, compte tenu de ces changements de ces paramètres de fonctionnement, le rendement du collecteur et la quantité de chaleur absorbée augmentent tandis que le coût unitaire de l'énergie et la température de sortie du fluide caloporteur diminuent. La figure II-5-C a démontré que l'eau comprimée a les performances les plus élevées parmi les fluides caloporteurs étudiés en raison de sa capacité thermique élevée. Thermia B est classé deuxième place, suivi de SylTherm 800, et DowTherm Q qui est classé en position finale.

En résumé, les résultats et conclusions les plus pertinents obtenus à partir de ces analyses sont donnés comme suit :

- ✓ Concernant les paramètres de conception, le rendement thermique et le coût unitaire d'énergie pourraient être améliorés en diminuant la longueur du capteur, en augmentant sa largeur et en réduisant le diamètre du récepteur (absorbeur) ;
- ✓ Concernant les paramètres de fonctionnement, l'efficacité thermique et le coût unitaire de la chaleur utile pourraient être améliorés en diminuant la température d'entrée du fluide caloporteur et en augmentant son débit massique ;
- ✓ La diminution de la longueur du capteur, l'augmentation du débit massique du fluide caloporteur et la réduction de sa température d'entrée affectent la température de sortie du fluide caloporteur. Par conséquent, ces améliorations seront limitées, en fonction des exigences de l'application industrielle.
- ✓ L'utilisation de l'eau comprimée comme fluide caloporteur a un impact positif sur les performances thermiques et économiques du capteur PCCP.

4.3 Analyse de l'efficacité exergétique

Comme mentionné dans la section 4.2, l'impact de chaque variable est étudié en analysant son effet sur les performances considérées pour différentes valeurs de rayonnement solaire comprises entre 500 et 1300 W/m² (DNI) tandis que toutes les autres variables restantes sont maintenues constantes à l'aide des mêmes valeurs mentionnées dans la section 4.2. La plage de variation de chaque paramètre est indiquée dans le tableau II-6 :

Tableau II-6: Plage de variation de la variable pour l'analyse de l'efficacité exergetique

Variabiles	Intervalle
Longueur (m)	2 - 8
Largeur (m)	1.4 - 4
Diamètre du récepteur (cm)	1 - 8
La température d'entrée du fluide caloporteur (° C)	90 - 170
Débit massique (Kg /s)	0.05 – 0.65

Concernant les paramètres de conception du PCCP, la figure II-6 montre que l'efficacité exergetique est fortement affectée par la longueur du capteur à des intensités de rayonnement solaire élevées (varie entre 22% et 17%), et qu'elle dépend légèrement de la longueur du capteur à faible rayonnement solaire (variation entre 16% et 14%). Généralement, l'efficacité exergetique diminue lorsque la longueur du collecteur augmente ; ce résultat pourrait s'expliquer par la dépendance directe entre la destruction par exergie et les déperditions de chaleur vers l'ambiance. En effet, il a été montré que le taux de pertes thermiques augmente lorsque la longueur du capteur augmente. Dans ce cas, l'efficacité exergetique et l'efficacité thermique montrent le même comportement vis-à-vis du changement de longueur du capteur. La figure II-7 illustre que l'efficacité exergetique peut être améliorée en augmentant la largeur du collecteur ; ceci est dû au fait que le facteur de concentration augmente lorsque la largeur augmente. De plus, cette figure démontre que la variation de largeur a un effet important sur l'efficacité exergetique à de faibles intensités d'irradiation solaire avec 4% et moins d'effet pour des irradiances solaire élevées avec 2 %. La figure II-8 montre que l'efficacité exergetique dépend fortement du diamètre du récepteur. En effet, il est fortement amélioré lorsque le diamètre du récepteur diminue pour atteindre 28% comme valeur maximale, et là encore, c'est parce que le facteur de concentration augmente lorsque le diamètre du récepteur diminue.

Concernant l'effet des paramètres de fonctionnement, la figure II-9 a démontré que l'efficacité exergetique passe par une valeur optimale lorsque la température du fluide de chauffage d'entrée change. Cette valeur optimale est comprise entre 130 et 150 °C pour toutes les intensités d'irradiation solaire variant entre 500 et 1300 W/m². La figure II-10 montre que le débit massique du fluide caloporteur a un très léger effet sur l'efficacité exergetique à des faibles rayonnement solaire (augmentation de 0,5% lorsque le débit massique diminue), cependant, pour des rayonnements solaires élevées, l'exergie diminue de 3% lorsque le débit massique de chauffage augmente. De plus, la figure II-11 montre que l'efficacité exergetique dépend fortement du choix du fluide caloporteur. Elle montre que l'eau comprimée a le plus

haut rendement exergetique (sa plage de variation de 21,5 % à 26 %) pour toutes les intensités d'irradiation solaire variant entre 500 et 1300 W/m². Thermia B et Syltherm 800 ont le même comportement avec un avantage pour le Thermia B. Il pourrait atteindre 25 % pour une forte irradiation solaire.

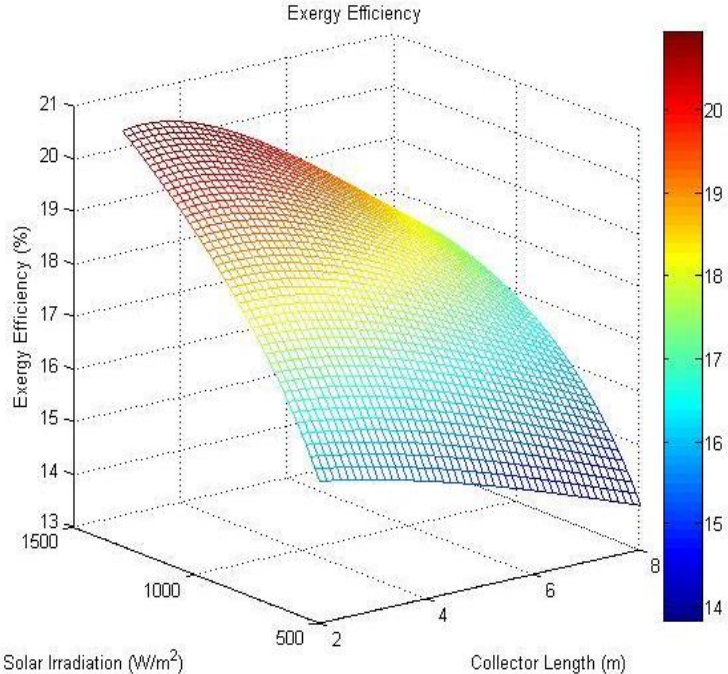


Figure II-6 : Efficacité exergetique en fonction de la longueur de collecteur

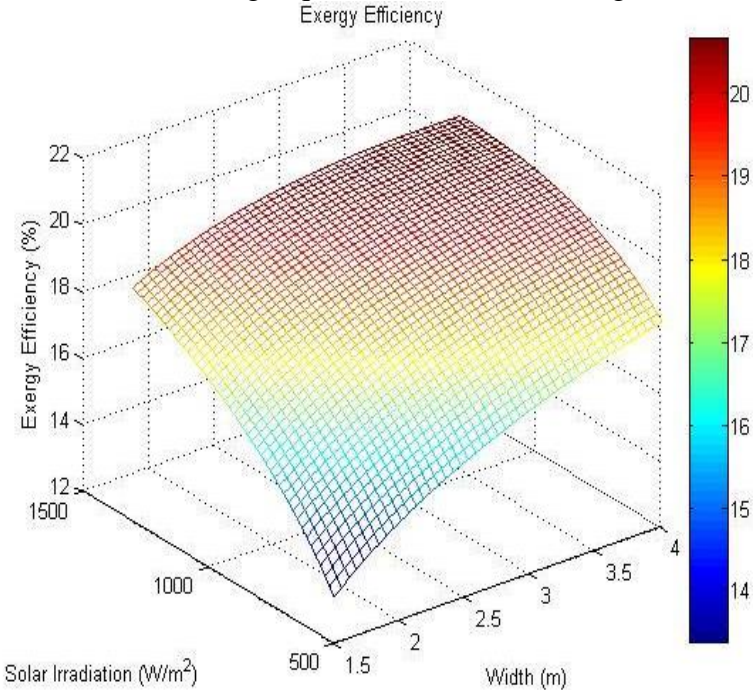


Figure II-7 : Efficacité exergetique en fonction de la largeur du collecteur

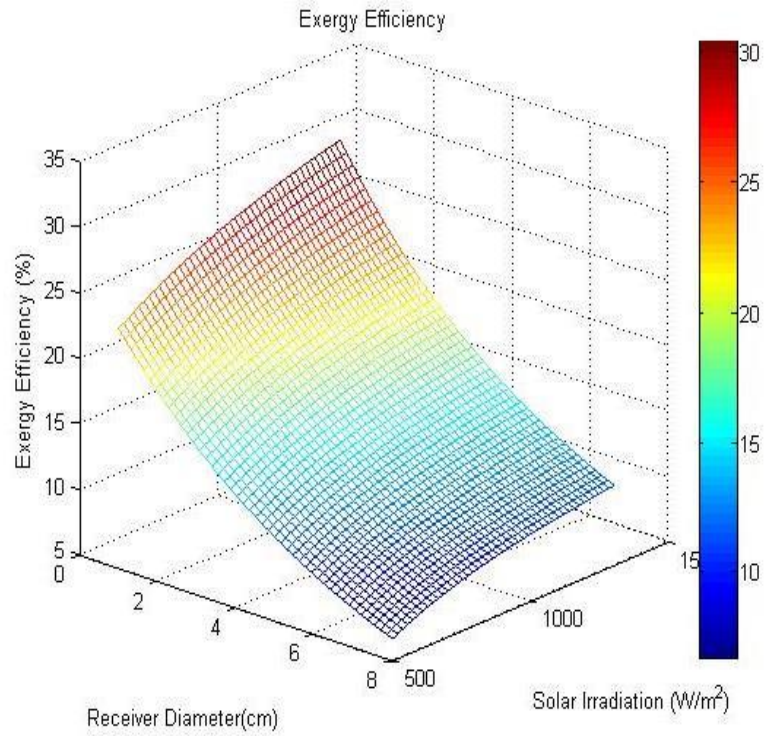


Figure II-8 : Efficacité exergetique en fonction du diamètre du récepteur

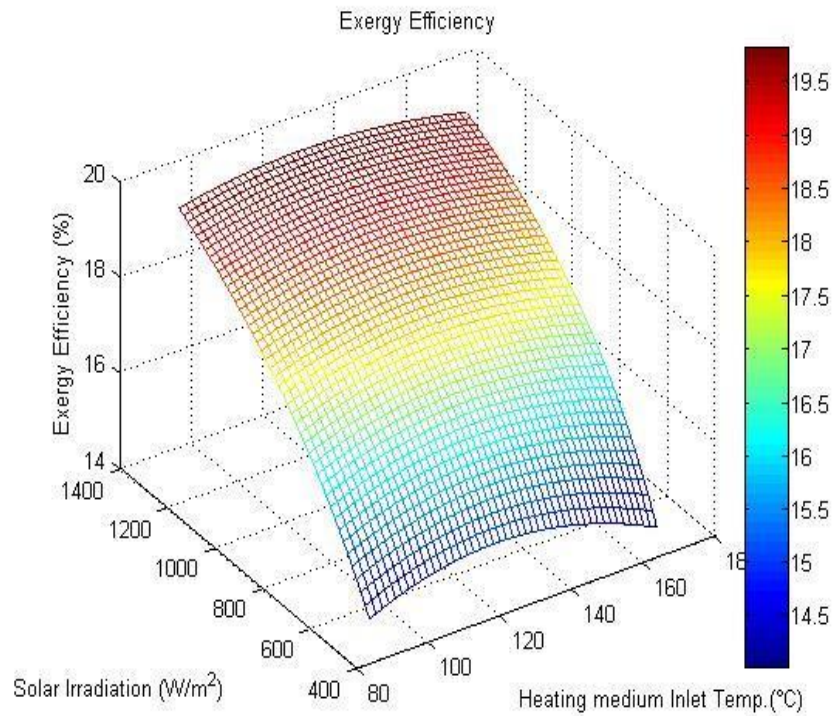


Figure II-9 : Efficacité exergetique en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur

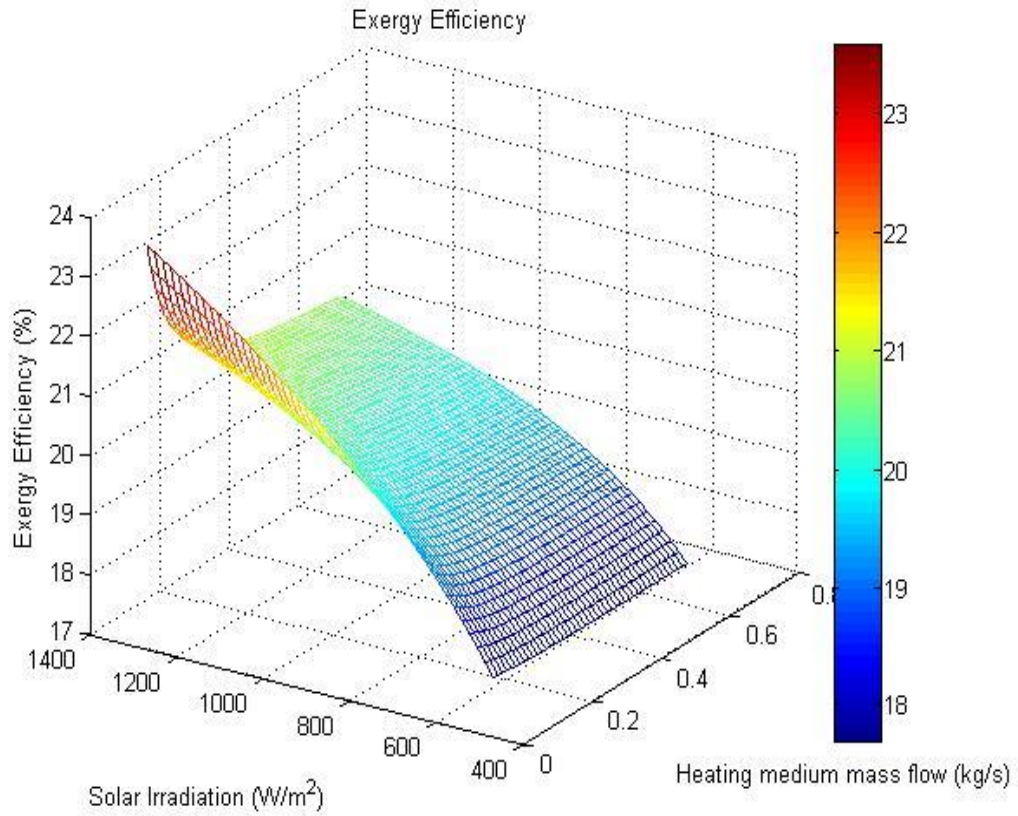


Figure II-10 : Efficacité exergetique en fonction du débit massique de fluide caloporteur

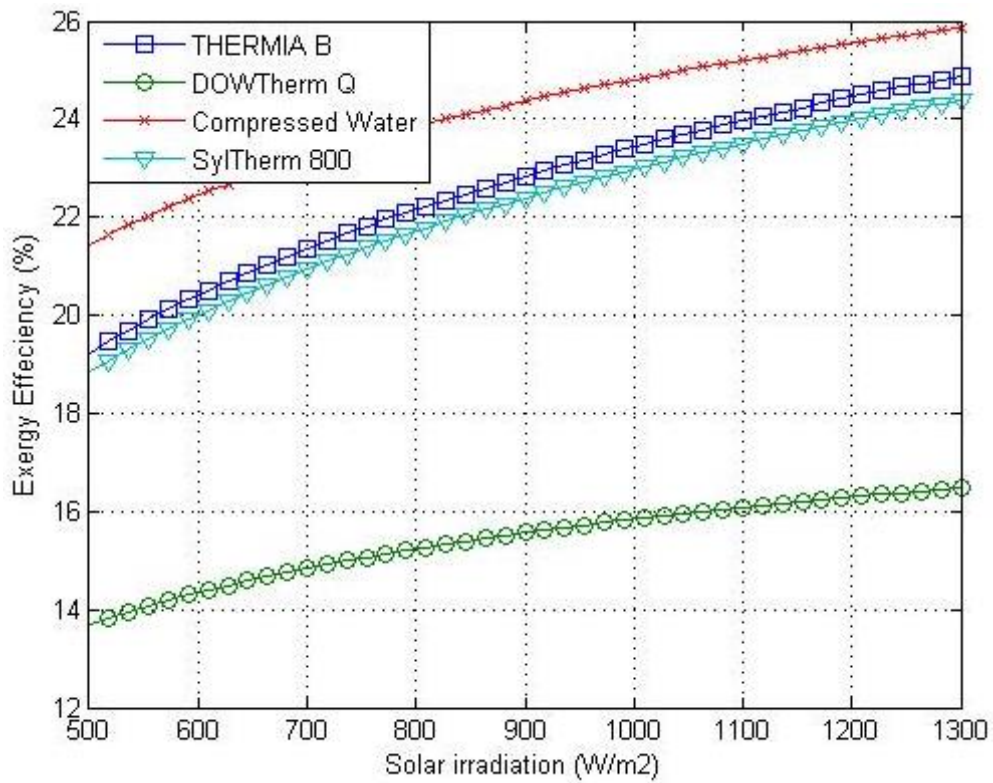


Figure II-11 : Efficacité exergetique en fonction du moyen de chauffage utilisé

Les résultats significatifs de l'analyse de l'efficacité exergetique pourraient être résumés comme suit :

- ✓ L'efficacité exergetique du PCCP pourrait être améliorée en réduisant la longueur du capteur et le diamètre du récepteur, en augmentant la largeur du capteur et en diminuant le débit massique ;
- ✓ L'efficacité exergetique a une valeur optimale pour la température d'entrée du fluide caloporteur ;
- ✓ Le rendement thermique et le rendement exergetique du PCCP montrent un comportement inverse vis-à-vis du débit massique du fluide caloporteur.

En conclusion, le tableau II-7 résume les principaux résultats montrant comment les paramètres de conception et de fonctionnement influencent la maximisation du rendement global et la minimisation du coût unitaire annuel de l'énergie thermique absorbée.

Tableau II-7 : Résumé des principaux résultats de l'influence des paramètres de conception et des conditions de fonctionnement

Augmentation des paramètres	Efficacité énergétique	Efficacité exergetique	Coût
Largeur ↗	Augmente ↗	Augmente ↗	Diminuer ↘
Longueur ↗	Diminuer ↘	Diminuer ↘	Augmente ↗
Diamètre du récepteur ↗	Diminuer ↘	Augmente ↗	Augmente ↗
Température d'entrée ↗	Diminuer ↘	Optimal dans la plage de 120 ° C et 140 ° C ↗ ↘	Augmente ↗
Débit massique ↗	Augmente ↗	Diminuer ↘	Diminuer ↘

La section suivante est dédiée à la présentation de la stratégie d'optimisation utilisée pour parvenir à un compromis entre les améliorations de performance du capteur (optimisation) et les contraintes (la température de sortie requise). Par ailleurs, l'étude du potentiel réel qui pourrait être réalisé pour un PCCP optimisé dans l'intégration des procédés industriels de chaleur solaire en tenant compte des données météorologiques de Rabat (Maroc : une étude de cas). L'année météorologique typique (TMY) a été utilisée comme données météorologiques. Le logiciel Meteonorm génère le TMY Comme le montrent les figures II-12 et II-13 [105]:

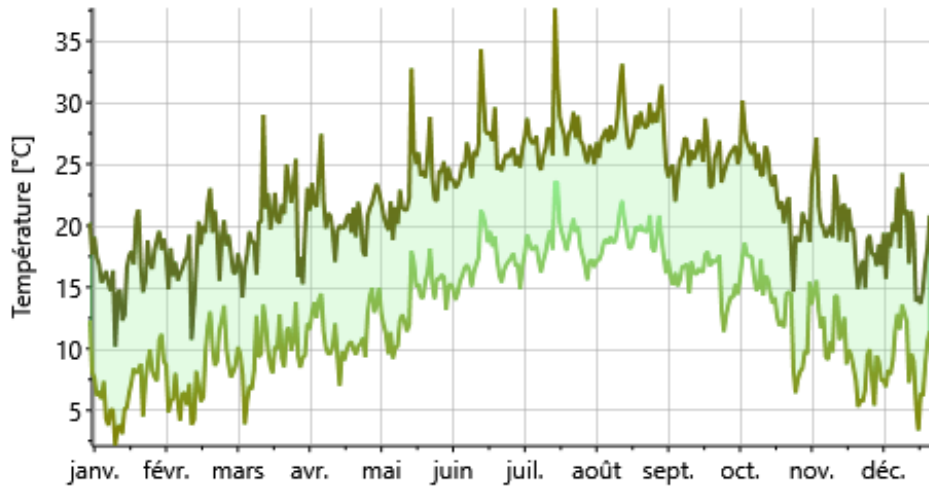


Figure II-12 : Température quotidienne de la ville Rabat

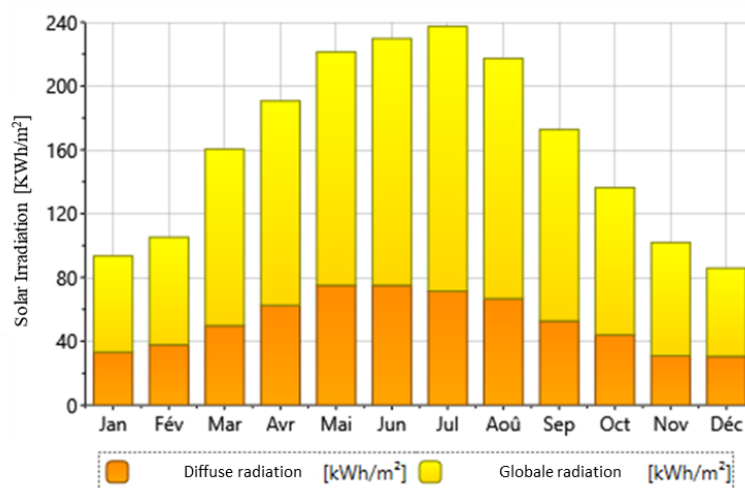


Figure II-13 : La moyenne du rayonnement solaire pour chaque mois de la ville Rabat

4.4 Optimisation du PCCP

L'algorithme d'optimisation est résolu à l'aide du logiciel de programmation Matlab. Nous rappelons que l'objectif principal du travail d'optimisation est de trouver la conception la plus optimale du PCCP en termes de longueur de capteur (de 1 à 30 m), de largeur (de 1 à 3 m), de diamètre une plage (de 2 à 10 cm) et le diamètre du couvercle en verre (de 8 à 15 cm), ainsi que la gestion horaire de la température d'entrée et du débit massique de fluide caloporteur. La procédure d'optimisation est réalisée sur un an. Le nombre de variables d'optimisation est réduit en prenant en compte les variations des heures d'ensoleillement des données mensuelles moyennes. Ainsi, le nombre de variables dans ce problème d'optimisation est de 150. Les exécutions de l'algorithme développé sont exécutées cinq fois, et les meilleurs parmi tous les résultats d'optimisation obtenus sont collectés et présentés sur la figure II-14. Cette figure représente les performances moyennes obtenues lors de chaque saison de l'année (hiver : mois

de janvier, printemps : mois d'avril, été : mois de juillet et automne : mois d'octobre). Les paramètres de conception optimisés du PCCP sont fournis dans le tableau II-8.

Tableau II-8 : Paramètres de conception optimisés du PCCP

Longueur (m)	Largeur (m)	Diamètre du récepteur (m)	Diamètre du couvercle (m)	Surface d'ouverture (m ²)
5	2	0.02	0.1	10

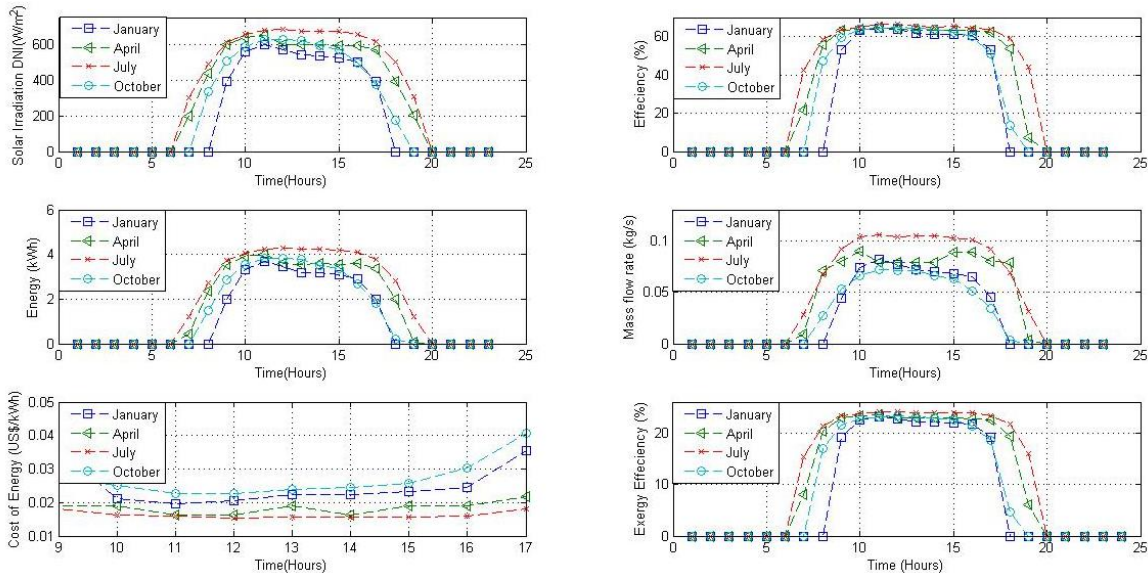


Figure II-14 : Les résultats de performance du PCCP optimisé obtenus pour une autre saison

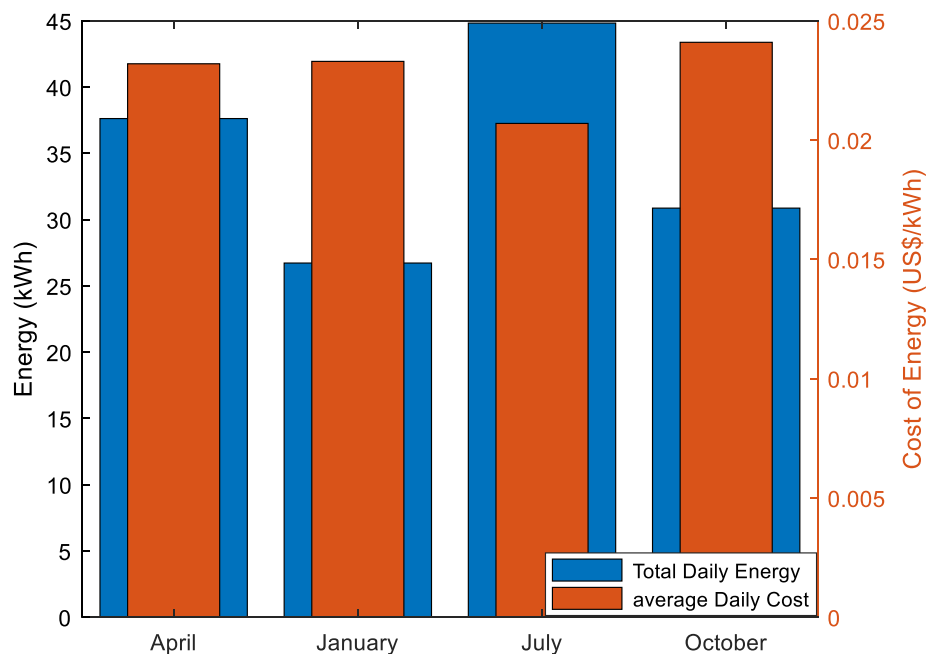


Figure II-15 : Le total du quotidien du coût et de l'énergie pour des résultats optimisés de la PCCP

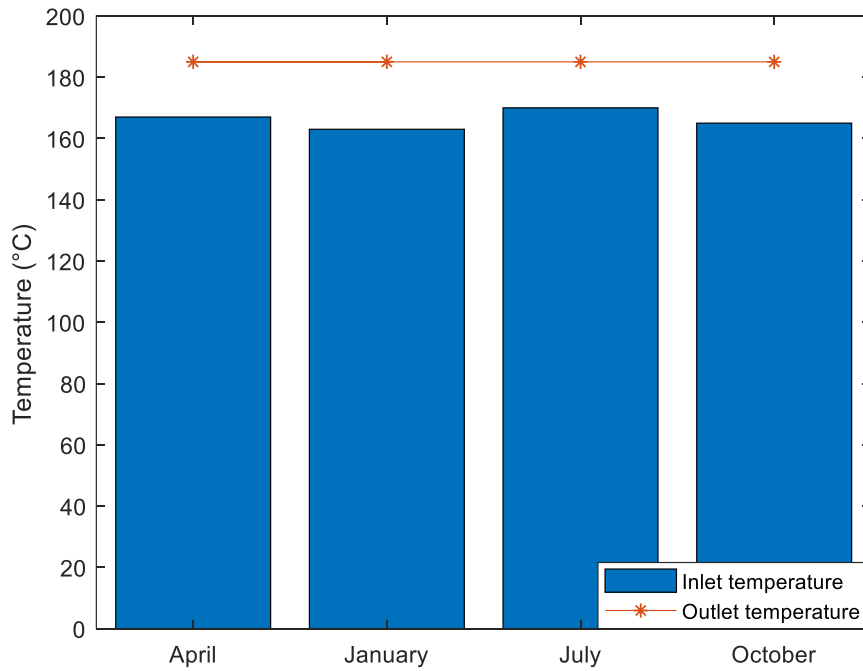


Figure II-16 : La température d'entrée et de sortie de la PCCP obtenu pour différentes saisons

Les résultats obtenus montrent que les contraintes du problème d'optimisation, représentées par les limites inférieure et supérieure de la température de sortie du fluide caloporteur, sont satisfaites avec succès pendant toutes les différentes périodes de l'année. Ainsi, dans les résultats obtenus, il est vrai que la différence de température obtenue en automne est supérieure à celle obtenue en été, comme le montre la figure II-16. Dans les deux résultats, les contraintes du problème sont respectées, mais les profils de débit massique et d'énergie collectée obtenus en été sont supérieurs à ceux obtenus en automne. (Il est vrai que: $(\Delta T)_{summer} < (\Delta T)_{autumn}$ Mais: $(\sum M_h C_p \Delta T)_{summer} > (\sum M_h C_p \Delta T)_{autumn}$). Comme le montrent les figures II-14, II-15 et II-16, pendant la saison hivernale (résultats de janvier), qui est caractérisée par l'irradiation solaire la plus faible, la température optimisée du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du capteur est respectivement égale à 168 ° C et 185 ° C pendant toutes les heures d'ensoleillement. L'efficacité du collecteur obtenu est d'environ 62% et la quantité horaire de chaleur absorbée dépasse 2 kWh pour atteindre 3,6 kWh pendant les heures de pointe. Ainsi, les collecteurs PCCP optimisés pourraient fournir une énergie thermique totale de 26,37 kWh par jour avec un coût moyen de 0,0233 \$/kWh. Pendant les périodes printanières (résultats d'avril), la température optimisée d'entrée du fluide caloporteur est d'environ 165 ° C, et elle se situe entre 177 et 185 ° C à la sortie du collecteur. Le rendement thermique obtenu est égal à 65,7% et l'énergie absorbée atteint 4,05 kWh aux heures de pointe. L'énergie quotidienne totale fournie par le collecteur PCCP équivaut à 38,21 kWh par jour, avec un coût moyen de 0,0232 \$/kWh. Pendant la saison estivale (résultats de

juillet), caractérisée par l'irradiation solaire la plus élevée, la température optimisée d'entrée du fluide caloporteur est égale à 170 ° C, et elle est égale à 185 °C à la sortie du capteur. Pendant cette période, le rendement du collecteur atteint 66,42% et l'énergie horaire absorbée par le panneau est approximativement égale à 4,3 kWh pendant les heures de pointe. L'énergie quotidienne totale absorbée par le capteur PCCP équivaut à 42,92 kWh par jour, avec un coût moyen de 0,0207 \$/kWh. Pendant la période d'automne (résultats d'octobre), la température optimisée du fluide chauffant est d'environ 165 ° C à l'entrée du collecteur, et elle est égale à 185 ° C à sa sortie. Le rendement thermique obtenu est de 64,8% et la chaleur horaire absorbée par le collecteur pourrait atteindre 3,83 kWh pendant les heures de pointe. La chaleur journalière absorbée par le capteur pourrait dépasser 31 kWh, et son coût unitaire moyen est d'environ 0,0241 \$ kWh. La quantité de CO₂ de remplacement obtenu par le PCCP optimisé pourrait dépasser 4,1 tonnes CO₂ /an.

5 Conclusion

Les objectifs principaux de ce travail sont l'évaluation du degré d'influence des paramètres de conception et de fonctionnement sur les performances thermo-économiques et exergetique de la technologie des collecteurs solaires PCCP et l'évaluation du vrai potentiel de ce type de collecteur de remplacer les combustibles fossiles conventionnels dans les procédés industriels thermiques ainsi que la détermination de ses paramètres de design et fonctionnement optimaux. Pour atteindre ces objectifs, ce travail a été basé sur les travaux de modélisation et d'optimisation. Les paramètres de conception considérés comprennent la largeur, la longueur et le diamètre du tube récepteur. Les paramètres de fonctionnement prise en compte sont le type du fluide caloporteur, sa température d'entrée et son débit massique. Les performances étudiées sont le rendement thermique du capteur, le rendement exergetique et le coût unitaire de l'énergie thermique produite. Le système d'équations modélisant le comportement physico-thermique des collecteurs PCCP est développé sur la base des approches optiques, lois de conservation de masse et d'énergie, transferts thermiques, et analyses exergetiques et économiques. Les équations hautement non linéaires obtenues sont résolues avec succès à l'aide d'un algorithme innovant basé sur les approximations successives implémenté dans le logiciel de programmation MATLAB et validées à l'aide de données expérimentales de la littérature. Les travaux d'optimisation sont résolus en combinant cet algorithme avec l'algorithme génétique. La fonction objective est développée de manière à minimiser le coût unitaire annuel de l'énergie et à maximiser le rendement thermique, et les contraintes du problème sont définies en fonction des exigences et limitations du collecteurs.

Les conclusions et recommandations les plus importantes qu'on peut tirer des travaux d'analyse thermo-économique et exergetique sont résumées comme suit :

- En ce qui concerne l'impact des paramètres de conception : L'efficacité thermique, le coût unitaire de l'énergie thermique et l'efficacité exergetique pourraient être améliorés en diminuant la longueur du collecteur, en augmentant la largeur du collecteur et en diminuant le diamètre du récepteur ;
- L'efficacité thermique et l'efficacité exergetique ont un comportement inverse lorsque le débit massique du fluide chauffant augmente ;
- L'efficacité exergetique passe par une valeur optimale lorsque la température du fluide caloporteur change ;
- L'efficacité thermique et le coût unitaire d'énergie thermique pourraient être améliorés en augmentant le débit massique du fluide chauffant et en diminuant sa température d'entrée.

L'étude d'optimisation est appliquée en tenant compte des conditions météorologiques de Rabat (Nord : 34 ° 00'47 " , Ouest : 6 ° 49'57 " -Pays : Maroc). Les résultats obtenus ont démontré que le PCCP optimisé (Aperture Area = 10m², Largeur : 2m, Longueur : 5m) est une technologie très prometteuse à utiliser pour la réduction de l'utilisation des combustibles fossiles dans divers processus thermiques et industriels. En effet, l'énergie thermique fournie par chaque capteur pourrait dépasser 12.84 MWh/an (plus de 4,1 tonnes / an de remplacement de CO₂) avec un coût unitaire moyen inférieur à 0,022 US \$ / kWh.

Le chapitre suivant fait suite à ce chapitre, il sera consacré à l'étude du potentiel de l'intégration des collecteurs PCCP optimisés dans un système hybride Solaire-Stockage-Fossile. Ainsi que son dimensionnement et sa gestion, en temps réelle, optimisée.

Chapitre

3

**Etude et Optimisation de l'Intégration des
Petits Capteurs Cylindro-Parabolique
(PCCPs) pour le Maintien en Chauffe d'un
Stockage de Bitume.**

1 Introduction

Ce chapitre fait suite de l'étude d'optimisation des collecteurs PCCP, présentée dans le chapitre précédent, en tenant en considération les données météorologiques de Rabat-Maroc. En effet, ce présent chapitre fait objet d'une étude approfondie d'intégration des collecteurs PCCP dans un système hybride de maintien en chauffe de bitume. On rappelle que les paramètres de design des collecteurs ont été définis dans le chapitre précédent. Ainsi, le travail présenté dans ce chapitre consiste à fournir la configuration et le nombre des collecteurs, et la capacité et le type de stockage adéquat pour construire un système hybride solaire optimisé. Les objectifs à atteindre sont la satisfaction de la demande, la minimisation de la contribution de l'énergie fossile, et la minimisation du coût énergétique. Pour arriver à ces objectifs, ce travail est basé sur les analyses thermo-économiques et l'optimisation basé sur différentes stratégies de management des flux énergétiques en temps réel. Ainsi, ce chapitre contient quatre parties complémentaires et elles sont organisées de cette manière : La première section fournit une description détaillée du procédé en question et donne les spécifications techniques des composants étudiés, la deuxième section traite la modélisation mathématique des phénomènes mises en jeu ainsi que l'évaluation économique, la troisième section est consacrée à la formulation du problème d'optimisation et la description des algorithmes de résolution et d'optimisation. Enfin, la quatrième section est consacrée à l'analyse des résultats obtenus et donne des recommandations.

2 Équations de modélisation mathématique et formulation de problèmes

2.1 Description du processus :

La figure III-1 représente schématiquement le système hybride solaire étudié et son interconnexion avec le processus de stockage du bitume. Ce système se compose essentiellement de quatre composants : un champ solaire de collecteurs SCCP, un réservoir de stockage thermique, une chaudière à combustibles fossiles et un réservoir de stockage de bitume. Le champ solaire se compose de rangées parallèles de collecteurs ; chaque rangée consiste en une série de collecteurs PCCP (Les spécifications géométriques de ces collecteurs sont optimisées dans le chapitre précédent). Le champ solaire est interconnecté avec le réservoir de stockage thermique et le réservoir de stockage de bitume. La configuration d'interconnexion permet plusieurs scénarios de fonctionnement d'échange de flux de chaleur entre ces différents composants en fonction de la disponibilité de l'énergie solaire : chargement de chaleur directement des capteurs solaires vers le réservoir de stockage de bitume, chargement et déchargement du système de stockage, chargement de chaleur du stockage et du champ solaire (par mélangeage) au réservoir de bitume... etc. Le fluide de

chauffage utilisé est de l'huile synthétique (Green Oil), qui est également utilisée pour le stockage de chaleur sensible. Le réservoir de stockage utilise la stratification thermique, et il a deux entrées et deux sorties. Son rapport hauteur/diamètre est égal à trois comme recommandé par [61] pour équilibrer la minimisation des pertes thermiques avec la maximisation de la stratification thermique puisque de grands rapports hauteur/diamètre permettent un niveau de stratification plus élevé mais entraînent des pertes de chaleur plus importantes du fait que le rapport surface / volume est important. Le circuit hydraulique contient deux pompes centrifuges de circulation et des vannes de régulation qui sont utilisées pour le contrôle des débits de circulation. La quantité de chaleur fournie au bitume doit être suffisante pour maintenir sa température à environ 160 ° C (à 160 ° C, la viscosité du bitume est adéquate pour son pompage et son utilisation et livraison immédiates). Le processus de production d'énergie hybride doit contrebalancer les pertes de chaleur du bitume vers l'ambiant. La chaudière à combustible fossile est adoptée en cas de déficit ou d'indisponibilité d'énergie renouvelable (pendant la nuit ou journées nuageuses et heures de faible rayonnement solaire). Les spécifications géométriques du PCCP sont fournies dans le tableau III-4. Les données météorologiques ont un impact significatif sur les performances du système solaire. Ces spécifications sont générées par le logiciel Meteonorm [105].

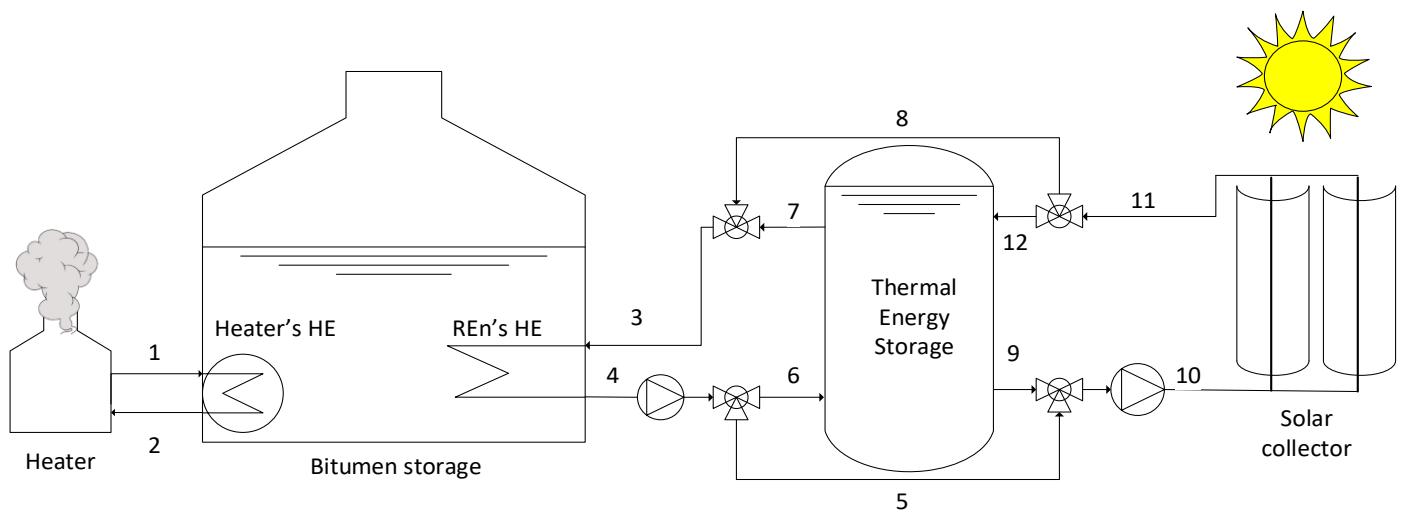


Figure III-1 : Schéma de fonctionnement du maintien en chauffe du bitume avec le système solaire hybride proposer

2.2 Modélisation des équations :

Le système d'équations modélisant les capteurs PCCP est fourni dans la deuxième section du chapitre précédent (Equations II-1, ...II-15, chapitre 2).

Le modèle d'équations décrivant le comportement du réservoir de stockage thermique par stratification consiste à subdiviser le volume en N segments de fluide horizontales et parallèles (Nœuds) et d'établir les équations de bilans énergétiques en considérant les échanges de flux de matières et d'énergies entre elles et avec le système extérieur. On obtient alors comme équation du bilan d'énergie pour chaque nœud i (i=1, 2, N) la formulation suivante :

$$V_i \rho_i C_{p,i} \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_s C_{p,i} (T_{i+1} - T_i) - UA_{e,i} (T_i - T_a) + \dot{m}_l C_{p,i} (T_{i-1} - T_i) \quad \text{III} - (1)$$

Le terme d'accumulation de masse est considéré nul et le fluide caloporteur est supposé incompressible, ainsi l'équation de conservation de masse a comme résultat l'égalité entre débits entrants et débits sortants. V_i , ρ_i et $C_{p,i}$ sont respectivement le volume de stockage, la densité et la chaleur spécifique du i-ème nœud, \dot{m}_s est le débit massique dans le circuit solaire, \dot{m}_l est le débit massique de charge, U est le coefficient de transfert de chaleur global et $A_{e,i}$ est la surface du i-ème nœud. La formulation numérique de cette équation est donnée dans la section qui traite la formulation du problème.

Les conditions initiales requises pour résoudre le système d'équations différentielles sont les températures des nœuds de réservoir à l'instant $t = 0$. Le niveau de stratification thermique est défini par le nombre de nœuds de température choisis, et dans la présente étude, une valeur conservative de cinq nœuds a été considérée. En se référant à la figure III-1, les températures du fluide de chauffage aux lignes 3 et 10 sont évaluées à l'aide des relations suivantes :

$$T_3 = \frac{(\dot{m}_8 T_8 + \dot{m}_7 T_7)}{(\dot{m}_8 + \dot{m}_7)} \quad \text{III} - (2)$$

$$T_{10} = \frac{(\dot{m}_9 T_9 + \dot{m}_5 T_5)}{(\dot{m}_9 + \dot{m}_5)} \quad \text{III} - (3)$$

2.3 Calcul de l'efficacité exergetique

L'analyse exergetique est basée sur la deuxième loi de la thermodynamique et permet d'identifier les emplacements de dégradation énergétique dans les processus thermiques. L'exergie est une mesure quantitative du travail utile maximal qui pourrait être extrait d'une

quantité donnée de matière lorsqu'elle subit une transformation thermodynamique de son état initial à un état d'équilibre avec son environnement. En d'autres termes, il est défini comme le travail théorique maximal qui peut être atteint à partir d'un système lorsqu'il interagit avec l'état d'équilibre. L'équation du bilan exergetique pour un processus donné, fonctionnant en régime permanent, est exprimée par :

$$\dot{E}x_{des} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_{net,k} - \dot{W}_{net,k} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} \quad \text{III - (9)}$$

Avec $\dot{E}x_{des}$ est le taux de destruction par exergie (kW), $\dot{Q}_{net,k}$ et $\dot{W}_{net,k}$ sont, respectivement, la quantité de chaleur utile et le travail utile échangés avec l'environnement (kW). « Ψ » est l'exergie spécifique de chaque flux de matière (kJ / kg) et elle s'exprime par :

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad \text{III - (10)}$$

Avec « h » et « s » sont l'enthalpie et l'entropie spécifiques du fluide. Pour les fluides incompressibles, « ψ » pourrait être exprimé par l'équation :

$$\psi = C_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] \quad \text{III - (11)}$$

Avec C_p est la capacité thermique spécifique (kJ/kg/K). L'indice 0 fait référence aux conditions ambiantes. L'expression III-(11) pourrait être formulée alors comme suit :

$$\dot{E}x_{des} = \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} \quad \text{III - (11)}$$

Pour les capteurs solaires, l'équation du bilan exergetique est donnée par :

$$\dot{Q}^* \left(1 - \frac{T_0}{T^*}\right) - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) = \dot{Q}^* T_0 \left(\frac{1}{T_r} - \frac{1}{T^*}\right) + (\dot{Q}^* - \dot{Q}) \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \quad \text{III - (12)}$$

L'efficacité exergetique pourrait être définie comme le rapport entre le taux d'entrée d'exergie et la sortie d'exergie, ainsi :

$$\eta_{\text{Exergy}} = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} \quad \text{III - (13)}$$

De plus, elle peut être défini comme le rapport entre l'exergie acquise par le capteur et l'exergie disponible du rayonnement solaire, et elle peut être exprimé comme proposé par [106]:

$$\eta_{\text{Energy}} = \frac{\dot{m} \left[\int_{T_{\text{in}}}^{T_{\text{out}}} c_f(T) dT - T_a \int_{T_{\text{in}}}^{T_{\text{out}}} \left(\frac{c_f(T)}{T} \right) dT \right]}{\text{WLE}_g \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a}{T_{\text{sun}}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{\text{sun}}} \right)^4 \right]} \quad \text{III} - (14)$$

2.4 Évaluation économique :

L'évaluation économique vise à déterminer le coût de l'énergie thermique (coût moyen, coût annuel et coût unitaire horaire). Le coût total comprend le coût d'investissement des différents composants, le coût d'entretien et de nettoyage, le coût des pièces de rechange, le coût du terrain, le coût de la main-d'œuvre et les coûts d'exploitation (comme le coût du combustible pour la chaudière à combustibles fossiles). Ces différents coûts sont présentés dans le tableau III-1. Le facteur d'amortissement Fc est calculé sur la base de 25 ans de durée de vie pour chaque équipement, et 5% du taux d'intérêt. Les composants, dont la durée de vie est inférieure ou supérieure à 25 ans, le facteur d'amortissement est corrigé en conséquence. Le facteur d'amortissement est exprimé par :

$$Fc = \frac{i(1+i)^y}{(1+i)^y - 1} \quad \text{III} - (15)$$

Où « y » est la durée de vie de la composante exprimée en années et « i » est le taux d'intérêt.

Le coût annuel total de production du système d'énergie renouvelable (provenant du système solaire ou du réservoir de stockage thermique) est calculé à l'aide de l'équation III-(16) :

$$C_{total}^{annual} = Fc \cdot C_{total} \quad \text{III} - (16)$$

Le coût total C_{total} est calculé par les relations suivantes :

$$C_{total} = \sum_{i=1}^{N, \text{Component}} C_{total,i} \quad \text{III} - (17)$$

Avec :

$$C_{total,i} = C_{Investment,i} + C_{maintenance,i} + C_{spare,i} + C_{land,i} + C_{manpower,i} \quad \text{III} - (18)$$

Le coût unitaire moyen de l'énergie thermique (symbolisé par CU ou $C_{unit}^{Average}$) est calculé par l'expression suivante :

$$C_{unit}^{Average} = \frac{C_{total}^{annual}}{\text{Annual energy production}} \quad \text{III} - (19)$$

Aussi, le coût total horaire de chaque sous-système (champ PCCP, réservoir de stockage thermique... etc.) est calculé par l'équation suivante :

$$C_{total,i}^{Hourly} = \frac{C_{total}^{annual}}{N_{hours}^{1year}} \quad \text{III} - (20)$$

Avec : N_{hours}^{1year} est le nombre d'heures par an, il est pris égal à $365 \times 24 = 8760$. Enfin, le coût unitaire horaire de l'énergie produite par le champ solaire est alors estimé à l'aide de l'équation III-(21) :

$$C_{unit,solarfield}^{Hourly} = \frac{C_{total,solar\ field}^{Hourly}}{\text{hourly energy production}} \quad \text{III} - (21)$$

Des expressions détaillées des coûts unitaires sont fournies dans la section traitant de l'algorithme de résolution et d'optimisation. Nous mentionnons que le coût du terrain n'est pas pris en compte dans l'évaluation économique, car les PCCP sont conçus pour être utilisés sur les toits et elles nécessitent très peu d'investissement pour préparer le terrain pour les installer.

Tableau III-1 : Spécifications et données économiques

Paramètre	
Durée de vie de la plante	25 années [107]
Taux d'actualisation du marché	5% [108]
Champ solaire	400 \$/m [109]
Coût du stockage d'énergie thermique	250 \$/m ³ [110]
Prix du carburant (carburant)	0.015 \$/kWh (prix de marché)
Entretien + nettoyage + frais d'exploitation	13% [88]
Coût du fluide caloporteur (Green Oil)	1263 \$/m ³ (prix de marché-année 2020)

3 Algorithme d'optimisation

L'objectif principal de cette étude est de connaître la taille et la configuration optimisée du champ solaire (nombre de panneaux solaires : nombre de rangées parallèles (Np) et en séries (Ns)) à travers les simulations de gestion horaires d'énergie et son optimisation. Le système d'équations développé utilisé pour modéliser et optimiser le système solaire thermique est composé d'équations hautement non linéaires. Ainsi, une méthode combinée de résolution basée sur les approximations successives et d'un algorithme génétique sont utilisés pour résoudre ce problème d'optimisation. Le schéma simplifié de l'algorithme d'optimisation est présenté dans la figure III-6. Cet algorithme commence introduction de données et de paramètres connus qui sont : l'irradiation solaire horaire (DNI), les dimensions des capteurs

solaires, la capacité du réservoir de stockage et son état de charge initial, ainsi que le profil de consommation... etc. Ensuite, l'algorithme génère, de manière aléatoire, une population initiale de solutions $Pop_i = \{(X_{1i}, X_{2i} \dots X_{ni})_1, (X_{1i}, X_{2i} \dots X_{ni})_2 \dots\}$ En respectant leur marge de variation (domaine d'étude).

Les variables prises en compte dans le travail d'optimisation sont X_1 : nombre de panneaux CCP montés en série dans chaque rangée. La plage de variation de cette variable est : [1-14], X_2 : Nombre de rangés parallèles, elle est considérée comme variant dans une plage : [1-40]. Les variables X_1 et X_2 définissent la taille du champ solaire. Il est noté que pour chaque heure, nous avons défini trois variables indépendantes liées à la gestion de l'énergie dans le système solaire étudié. Par conséquent, 864 variables supplémentaires sont obtenues, car dans la procédure d'optimisation, nous avons considéré une journée typique pour chaque mois de l'année (une année est représentée par 12 jours typiques), et chaque jour est discrétisé sur 24 heures ($12 \text{ days} * 24 \text{ hours} * 3 \text{ variables} = 864 \text{ variables}$). Nous nous référons à la figure III-1 pour définir ces trois variables. Pour chaque nombre d'heure (tranche horaire) : T ($T \in \{1, 2, \dots, 288\}$), X_N est défini par :

- ✓ Pour $N=2+1+3*(T-1)$, X_N est le rapport qui est relatif au débit massique du fluide caloporteur au niveau de la conduite 3 (débit fluide caloporteur qui alimente le réservoir de stockage de bitume). Ce rapport est défini par rapport à une valeur constante du débit massique de chauffage utilisé comme valeur de référence (appelée : $\dot{M}_{max} = 0.25 \text{ kg/s}$). Le débit massique dans le circuit 3 est donné alors par : $\dot{M}_3 = X_N \dot{M}_{max}$.
- ✓ Pour $N = 2+2+3*(T-1)$, X_N est le rapport qui est relatif au débit du fluide caloporteur dans le circuit 5. Ce rapport est défini par rapport au débit massique de la ligne 4 (\dot{M}_4) ; ainsi, dans ce cas, nous avons la relation : $\dot{M}_5 = X_N \dot{M}_4$.
- ✓ Pour $N = 2+3+3*(T-1)$, X_N est le rapport qui définit le débit massique du fluide caloporteur au niveau de la conduite 9 (débit massique du fluide caloporteur alimenté du stockage thermique vers le champ solaire). Ce rapport est défini par rapport à $\dot{M}_{max} = 0.25 \text{ kg/s}$. Le débit massique dans le circuit 9 est exprimé alors par : $\dot{M}_9 = X_N \dot{M}_{max}$.

Par conséquent, pour chaque heure (temps T), les débits massiques restants du fluide caloporteur aux conduites d'écoulement 1, 2, 4, 6, 7, 8, 10, 11 et 12 sont calculés à l'aide des équations de bilan d'énergie et de masse, cette opération de calcul constitue l'étape qui suit la

génération de la population initiale dans l'algorithme développé. La variation de marge des variables de gestion de l'énergie X_N ($N \in \{1, 2, \dots, 866\}$) est : [0-1].

Après cela, l'algorithme lance la procédure de calcul des panneaux PCCP. Comme illustré sur la figure III-6, l'algorithme de calcul de chaque collecteur PCCP commence par l'estimation de la température du fluide chauffant à la sortie du collecteur, et il est suivi par l'estimation de la température de l'enveloppe. Il calcule ensuite les coefficients de transfert de chaleur ($h_{ca}^{radiation}$, $h_{ca}^{convection}$, $h_{rc}^{radiation}$ et $h_{in}^{convection}$) et recalcule la température de l'enveloppe. À ce stade, l'algorithme compare la nouvelle valeur obtenue de la température de l'enveloppe avec celle estimée. Si le critère de convergence n'est pas satisfait, la valeur estimée de la température de l'enveloppe est remplacée par celle calculée, et ce calcul itératif se poursuit jusqu'à satisfaire le critère de convergence de la température de l'enveloppe en verre.

Et puis, l'algorithme calcule les coefficients de transfert de chaleur globaux : U_L , U_0 et l'efficacité thermique globale du collecteur PCCP. Ensuite, il recalcule la température du fluide caloporteur à la sortie du collecteur et compare sa nouvelle valeur calculée avec celle estimée. Ensuite, il utilise une procédure de calcul itérative similaire à celle décrite pour la température de l'enveloppe en verre. Lorsque les critères de convergence sont satisfaits à la fois pour la température de l'enveloppe et pour la température de sortie du fluide caloporteur, l'algorithme commence le calcul du réservoir de stockage basé sur l'utilisation d'une procédure de calcul unidimensionnelle à nœuds multiples. Pour le collecteur PCCP, cette procédure de calcul est validée à partir de données expérimentales [104]. En effet, comme le montre le tableau III-3, l'erreur obtenue ne dépasse pas 10% avec une erreur quadratique moyenne (RMSE) de 9,4 et R-carré de 0,845.

On se réfère aux figures III-1 et III-5. Dans la modélisation multi-nœuds utilisée dans cette étude, le réservoir de stockage thermique est divisé, horizontalement, en cinq segments ou nœuds de fluide pour les capacités de stockage à petite échelle et huit nœuds pour les capacités de stockage à grande échelle. Ces nœuds sont numérotés du bas (nœud 1) au haut du réservoir (nœud N). Chaque nœud j ($j \in \{2, 3, \dots, N-1\}$) échange les flux de matière et de chaleur avec les nœuds adjacents ($j + 1$) et ($j-1$). Le nœud N est censé alimenter le réservoir de stockage de bitume (mode de déchargement) et reçoit le flux du champ solaire (mode de chargement), également, il est censé échanger des flux avec le nœud N-1. Le nœud 1 reçoit le flux de la charge et il est utilisé pour alimenter le champ solaire (flux vers le champ PCCP),

de plus, le nœud 1 échange des flux avec le deuxième nœud. Pour connaître la distribution de la température à l'intérieur du réservoir de stockage, l'équation différentielle partielle III-(1) est appliquée et discrétisée et elle est écrite pour chaque segment de fluide en considérant quatre modes de fonctionnement pour une tranche de temps $\Delta t = t_{i+1} - t_i = 1h$:

- ✓ **Pendant le mode de charge** : il y a un flux de fluide caloporteur qui est reçu du champ PCCP au nœud N, et il y a un flux de fluide caloporteur qui est déchargé du nœud 1 et envoyé au champ PCCP. Le flux envoyé du nœud N à la charge (stockage de bitume) et le flux envoyé de la charge au nœud 1 sont égaux à zéro. Dans ce cas, le fluide caloporteur s'écoule vers le bas à l'intérieur du réservoir de stockage, selon le modèle à écoulement piston ; et tous les flux dirigés vers le haut sont considérés comme égaux à zéro. Dans ce cas, l'équation du bilan énergétique devient :

Pour le nœud $j = 1$:

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(-\dot{m}_9 C_{p,9} (T_{j,i} - T_0) + \dot{m}_9 C_{p,j+1} (T_{j+1,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (22)$$

Pour le nœud N :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(\dot{m}_{12} C_{p,12} (T_{12,i} - T_0) - \dot{m}_{12} C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (23)$$

Pour le nœud j ($j \in \{2, 3, \dots, N-1\}$):

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(\dot{m}_{12} C_{p,j+1} (T_{j+1,i} - T_0) - \dot{m}_{12} C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (24)$$

- ✓ **Pendant le mode de décharge** : il y a un flux de fluide caloporteur qui est déchargé du nœud N vers la charge (réservoir de stockage de bitume), et il y a un flux de fluide caloporteur qui est chargé de la charge au nœud 1. Les flux reçus / envoyés depuis / vers le champ PCCP, sont égaux à zéro. Dans ce cas, le fluide chauffant est considéré comme remontant de bas en haut, selon le modèle à écoulement piston ; à l'intérieur du réservoir de stockage et tous les flux dirigés vers le bas sont considérés comme égaux à zéro. Dans ce cas, l'équation du bilan énergétique devient :

Pour le nœud $j = 1$:

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(\dot{m}_6 C_{p,j} (T_{6,i} - T_0) - \dot{m}_6 C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (25)$$

Pour le nœud N:

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(-\dot{m}_7 C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) + \dot{m}_7 C_{p,j-1} (T_{j-1,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (26)$$

Pour le nœud j ($j \in \{2, 3, \dots, N-1\}$) :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(-\dot{m}_6 C_{p,j+1} (T_{j,i} - T_0) + \dot{m}_6 C_{p,j} (T_{j-1,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (27)$$

✓ **Pendant le mode de décharge et de charge** : les quatre flux échangés avec la charge et le champ des PCCPs sont tous non nuls. Dans ce cas, si le débit échangé avec la charge est supérieur au débit échangé avec le champ solaire, le fluide caloporteur à l'intérieur du réservoir est considéré comme remontant de bas en haut. Sinon, le fluide chauffant est considéré comme coulant de haut en bas. Dans ce cas, l'équation du bilan énergétique devient :

Le flux est dirigé vers le haut ; pour Node $j = 1$:

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(-\dot{m}_9 C_{p,9} (T_{j,i} - T_0) - \Delta \dot{m} C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) + \dot{m}_6 C_{p,6} (T_{6,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (28)$$

Le flux est dirigé vers le bas ; pour Node $j = 1$:

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(-\dot{m}_9 C_{p,9} (T_{j,i} - T_0) + \Delta \dot{m} C_{p,j} (T_{j+1,i} - T_0) + \dot{m}_6 C_{p,6} (T_{6,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (29)$$

Le flux est dirigé vers le haut, pour le nœud N :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(\dot{m}_{12} C_{p,12} (T_{12,i} - T_0) + \Delta \dot{m} C_{p,j} (T_{j-1,i} - T_0) - \dot{m}_7 C_{p,7} (T_{j,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (30)$$

Le flux est dirigé vers le bas, pour le nœud N :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(\dot{m}_{12} C_{p,12} (T_{12,i} - T_0) - \Delta \dot{m} C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) - \dot{m}_7 C_{p,7} (T_{j,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (31)$$

Le flux est dirigé vers le haut ; pour le nœud j ($j \in \{2, 3, \dots, N-1\}$) :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(-\Delta \dot{m} C_{p,j} (T_{j,i} - T_0) + \Delta \dot{m} C_{p,j-1} (T_{j-1,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (32)$$

Le flux est dirigé vers le bas ; pour le nœud j ($j \in \{2, 3, \dots, N-1\}$) :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = \left(\Delta \dot{m} C_{p,j} (T_{j+1,i} - T_0) - \Delta \dot{m} C_{p,j-1} (T_{j,i} - T_0) - UA_j (T_{j,i} - T_a) \right) \Delta t \quad \text{III} - (33)$$

Où :

$$\Delta\dot{m} = |\dot{m}_{12} - \dot{m}_7| \quad \text{III} - (34)$$

- ✓ **Cas du stockage thermique sans échange de matière avec l'extérieur (réservoir fermé) :** Dans ce cas, le réservoir de stockage n'échange pas de matière avec les autres systèmes. Par conséquent, pour tous les nœuds :

$$V_j \rho_j C_{p,j} \Delta T_j = -U A_j (T_{j,i} - T_a) \Delta t \quad \text{III} - (35)$$

Enfin, pour chaque nœud j , la température au temps t_{i+1} est calculée à l'aide de l'équation III-29 :

$$\Delta T_j = |T_{j,i} - T_{j,i+1}| \quad \text{III} - (36)$$

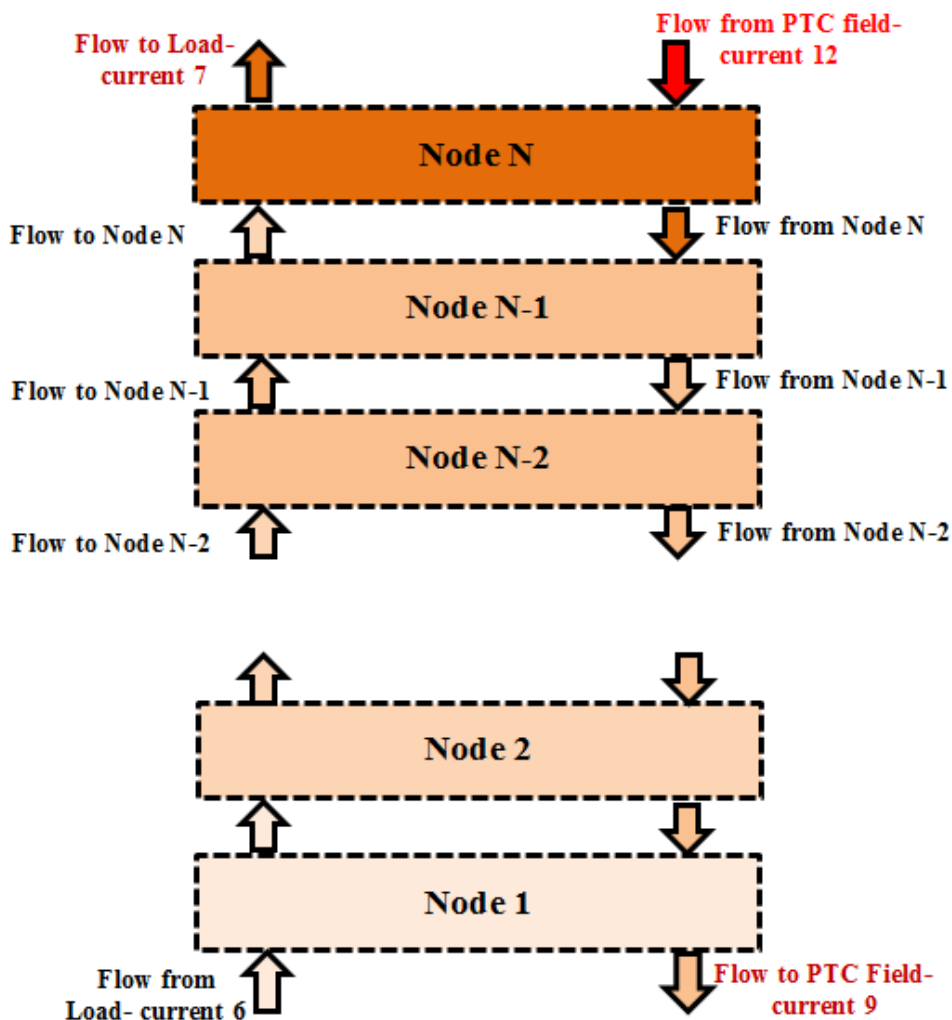


Figure III-5 : Configuration et schéma du modèle d'échangeur de flux-multi-nœuds utilisé pour la modélisation du stockage thermique

La procédure de calcul proposée du stockage thermique stratifié est validée à l'aide des données expérimentales de [111] et donne un RMSE de 0,5 et un R-carré de 0,827. En effet,

comme l'illustre la figure III-7, les résultats modélisés sont en bon accord avec les valeurs expérimentales. Ce calcul a conduit à obtenir le nouvel état de stockage (capacité énergétique et profil de température à l'intérieur du réservoir) à l'heure courante (temps T). Cet état de stockage est utilisé comme données d'entrée pour résoudre les équations de conservation de masse et d'énergie au temps T+1. Après avoir obtenu l'état de stockage, l'algorithme d'optimisation évalue le coût horaire de l'énergie au temps T et relance de nouveaux calculs itératifs pour le temps T+1 (calculs de bilan énergétique et massique, calculs de performances des PCCPs, calcul du réservoir de stockage et coût énergétique horaire). Cette procédure se poursuit jusqu'à atteindre la valeur maximale de la durée ($N_{\text{heures}} = 12 * 24 = 288$). A ce stade, l'algorithme évalue les fonctions objectives et les contraintes du problème d'optimisation. Cette étape est suivie par la sélection des élites. Si le critère de convergence est satisfait, l'algorithme enregistre les résultats. Sinon, l'algorithme reproduit une nouvelle population par des opérations de croisement et de mutation, puis il répète les mêmes calculs itératifs jusqu'à satisfaire les critères de convergence d'optimisation.

La fonction objective est exprimée de manière à maximiser la fraction de la contribution de l'énergie renouvelable solaire (minimiser l'utilisation des combustibles fossiles) et à minimiser le coût annuel de l'énergie consommée pour maintenir le bitume à la température cible. La fonction objective est alors une fonction à double objective, ainsi, on a proposé trois formulations mathématiques pour atteindre ces objectifs. Ces formulations sont exprimées d'une façon générale par :

$$\min(F_{\text{objective}}) = a/E^{\text{Renewable}} + b.Cost^{\text{Annual}} \quad \text{III} - (37)$$

Où : « a » et « b » sont des coefficients pour ajuster le degré de prépondérance de chaque terme dans la fonction à double objectives. $E^{\text{Renewable}}$ Est l'énergie annuelle totale fournie au bitume à partir du champ de capteurs PCCP. Cette quantité d'énergie est la somme de l'énergie fournie directement par les capteurs PCCP et celle fournie par le réservoir de stockage thermique. Il s'exprime par :

$$E^{\text{Renewable}} = \sum_{i=1}^{12} N_i \sum_{j=1}^{24} (E_{i,j}^{\text{PTC}} + E_{i,j}^{\text{Storage}}) \quad \text{III} - (38)$$

Le deuxième terme correspond au coût annuel de l'énergie :

$$Cost^{Annual} = \sum_{i=1}^{12} N_i \sum_{j=1}^{24} (C_{i,j}^{PTC} E_{i,j}^{PTC} + C_{i,j}^{Storage} E_{i,j}^{Storage} + C_{i,j}^{Fossil} E_{i,j}^{Fossil}) \quad \text{III} - (39)$$

Avec: N_i est le nombre de jours par mois, $E_{i,j}^{PTC}$ est la quantité d'énergie fournie au bitume par le collecteur PCCP (kWh) et $C_{i,j}^{PTC}$ est son coût unitaire horaire (\$/kWh), $E_{i,j}^{Storage}$ est la quantité d'énergie fournie au bitume à partir du réservoir de stockage (kWh) et $C_{i,j}^{Storage}$ est son coût unitaire horaire (\$/kWh), $E_{i,j}^{Fossil}$ est la quantité d'énergie fournie au bitume à partir de la chaudière (kWh) et $C_{i,j}^{Fossil}$ est son coût unitaire horaire (\$/kWh). Nous nous référons à la figure III-1 pour définir les expressions mathématiques de $E_{i,j}^{PTC}$, $E_{i,j}^{Storage}$ et $E_{i,j}^{Fossil}$:

$$E_{i,j}^{PTC} = [\dot{m}_8 C_p (T_8 - T_4) \cdot \Delta t]_{i,j} \quad \text{III} - (40)$$

$$E_{i,j}^{Storage} = [\dot{m}_7 C_p (T_7 - T_4) \cdot \Delta t]_{i,j} \quad \text{III} - (41)$$

$$E_{i,j}^{Fossil} = [\dot{m}_1 C_p (T_1 - T_2) \cdot \Delta t]_{i,j} \quad \text{III} - (42)$$

L'intervalle de temps Δt est égale à une heure. Le coût unitaire de l'énergie est égal à 0,1 \$/kWh pour l'énergie fossile.

Le coût unitaire horaire de l'énergie fournie directement par les capteurs PCCP est exprimé par :

$$C_{i,j}^{PTC} = \frac{C_{hourly}^{PTC}}{[\dot{m}_{10} C_p (T_{11} - T_{10}) \cdot \Delta t]_{i,j}} \quad \text{III} - (43)$$

C_{hourly}^{PTC} est le coût horaire du champ solaire des capteurs PCCP, ce coût est préalablement défini dans la section consacrée à la modélisation et à l'évaluation économique. Le coût unitaire de l'énergie fournie par le réservoir de stockage est lié au coût moyen de l'énergie fournie au réservoir par les capteurs PCCP et au coût horaire supplémentaire dû au stockage de l'énergie. Par conséquent, il est estimé à l'aide de l'équation suivante :

$$C_{i,j}^{Storage} = \frac{C_{daily}^{PTC}}{\sum_{j=1}^{24} [\dot{m}_{10} C_p (T_{11} - T_{10}) \cdot \Delta t]_{i,j}} + \frac{C_{hourly}^{Storage}}{[\dot{m}_7 C_p (T_7 - T_4) \cdot \Delta t]_{i,j}} \quad \text{III} - (44)$$

$C_{hourly}^{Storage}$ et C_{daily}^{PTC} sont préalablement définis dans la section traitant de la modélisation et de l'évaluation économique.

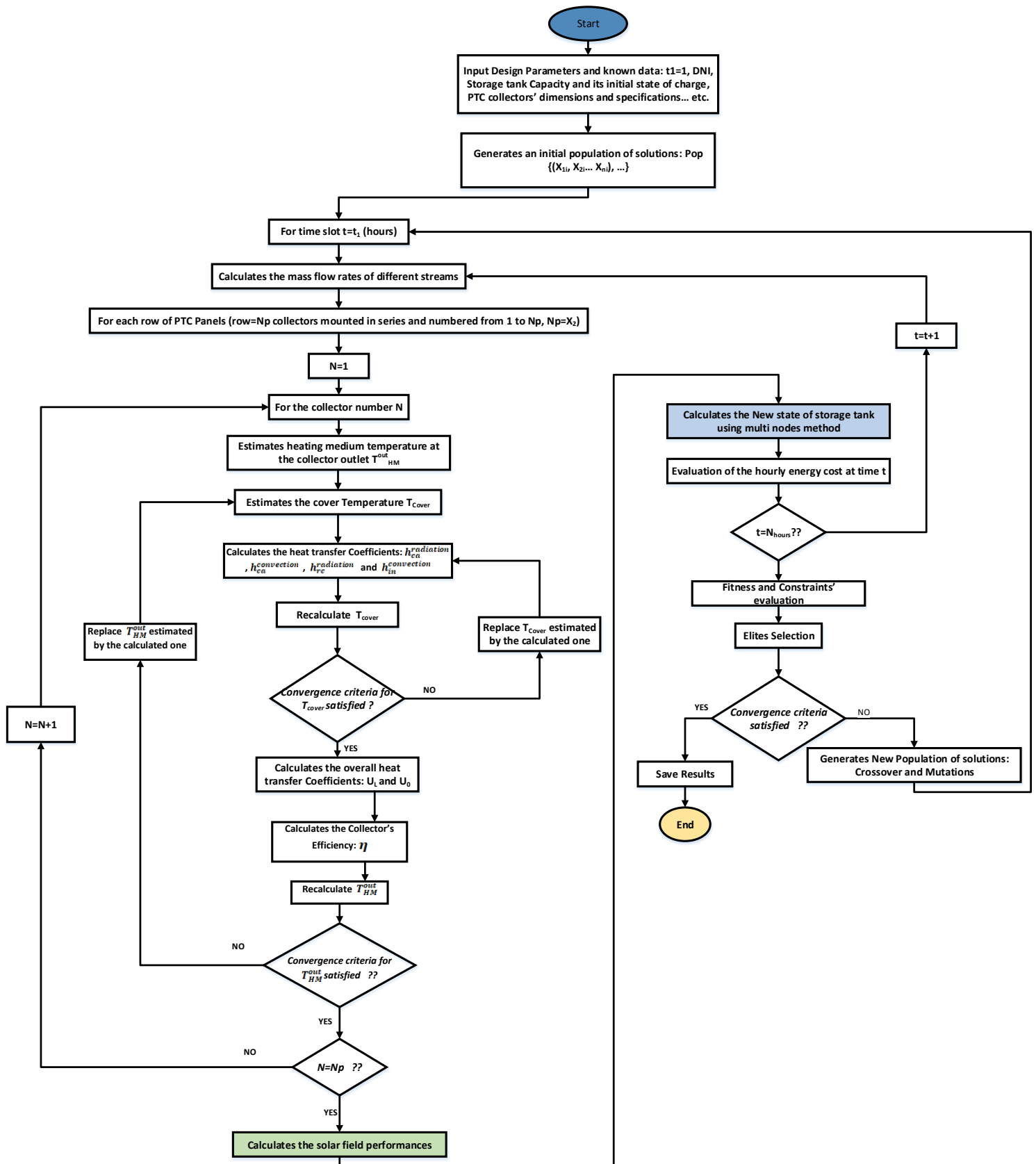


Figure III-6 : Algorithme de calcul et d'optimisation

Les fonctions de contrainte sont expliquées et exprimées comme suit :

- ✓ L'énergie fournie au réservoir de stockage de bitume doit être suffisante pour contrebalancer les pertes de chaleur vers l'ambient et le maintenir à la température cible. Cette quantité d'énergie est évaluée en fonction de l'estimation des pertes de chaleur, et elle est désignée par $E_{i,j}^{Load}$, par conséquent, cette contrainte d'égalité est exprimée par l'équation suivante :

$$E_{i,j}^{Load} = E_{i,j}^{PTC} + E_{i,j}^{Storage} + E_{i,j}^{Fossil} \quad \text{III} - (45)$$

- ✓ La température du réservoir de stockage doit être maintenue comprise entre $T_{min}^{storage} = 160^{\circ}C$ et $T_{max}^{storage} = 200^{\circ}C$, par conséquent, pour tous les nœuds du réservoir de stockage, les contraintes d'inégalité suivantes doivent être satisfaites :

$$T_{min}^{storage} - T_{i,j}^{Storage,Node m} \leq 0 \quad \text{III} - (46)$$

$$T_{i,j}^{Storage,Node m} - T_{max}^{storage} \leq 0 \quad \text{III} - (47)$$

- ✓ La température du fluide caloporteur fourni à la charge (réservoir de stockage de bitume) doit être maintenue comprise entre $T_{min}^{Load} = 165^{\circ}C$ et $T_{max}^{load} = 190^{\circ}C$, par conséquent, les contraintes d'inégalité suivantes doivent être satisfaites :

$$T_{min}^{Load} - [T_3]_{i,j} \leq 0 \quad \text{III} - (48)$$

$$[T_3]_{i,j} - T_{max}^{Load} \leq 0 \quad \text{III} - (49)$$

- ✓ Enfin, pour éviter la dégradation de l'huile synthétique utilisée comme fluide caloporteur dans l'installation solaire, sa température doit toujours être maintenue inférieure à $T_{max}^{Oil} = 230^{\circ}C$, par conséquent, la contrainte d'inégalité suivante doit être satisfaite :

$$[T_{11}]_{i,j} - T_{max}^{Oil} \leq 0 \quad \text{III} - (50)$$

Dans l'expression de la fonction objective, trois cas différents sont considérés selon le degré de prépondérance de chaque terme de la fonction objective (coefficients a et b) ; ces cas sont expliqués comme suit :

- ✓ Cas 1 : la maximisation de la fraction de la contribution de l'énergie renouvelable est l'objectif prédominant dans l'expression de la fonction objective, dans ce cas, les coefficients « a » et « b » sont, respectivement, pris égaux à 10^6 et 1;
- ✓ Cas 2 : La minimisation du coût énergétique est l'objectif prédominant dans l'expression de la fonction objective, dans ce cas, les coefficients « a » et « b » sont, respectivement, pris égaux à 10 et 10^2 ;
- ✓ Cas 3 : la minimisation du coût de l'énergie et l'augmentation de la fraction de la contribution de l'énergie renouvelable solaire ont le même ordre de grandeur dans l'expression de la fonction objective. Dans ce cas, les coefficients « a » et « b » sont respectivement pris égaux à 10^3 et 10.

Un résumé des conditions du scénario de base prises en compte pour les études d'optimisation est présenté dans le tableau III-2.

Tableau III-2 : Conditions du scénario de base du système.

Paramètre	
Emplacement	Rabat, Maroc
Température de process industriel	160 ° C
Différence de température en HX	Min 5 ° C
Demande de processus industriel	7 KW
Profil de charge	Constante et continue
Les collecteur micro cylindro-parabolique (PCCP)	Comme dans la référence [88]
Orientation	N – S
Suivi solaire	E – W
Stockage thermique	Stockage sensible Thermiquement stratifié
Efficacité des pompes	70%
Carburant de secours	Gaz naturel
Efficacité de la chaudière	80%
Longueur de tuyauterie (boucle principale)	20
Longueur de tuyauterie (boucle secondaire)	140
Données climatiques	TMY 2

Tableau III-3 : Validation expérimentale de l'algorithme de calcul des PCCPs

Moyen $\Delta T(^{\circ}C)$	Exp. Perte de chaleur (W/m^2) [104]	Perte de chaleur (W/m^2) Modèle développé	Erreur (%)
55.39	308.0	330.4	7.3%
54.98	320.4	326.1	1.8%
54.42	308.4	324.5	5.2%
54.73	310.4	324.4	4.5%
54.23	313.5	319.5	1.9%
53.51	313.4	317.1	1.2%
53.31	314.5	312.7	0.6%
53.07	314.6	306.9	2.4%
52.33	300.5	300.1	0.1%
51.70	294.7	297.3	0.9%
51.11	295.2	292.1	1.1%
50.58	293.3	288.2	1.7%
50.01	284.5	279.5	1.8%
48.70	280.8	275.0	2.1%
46.68	282.8	265.6	6.1%
45.79	281.2	256.7	8.7%

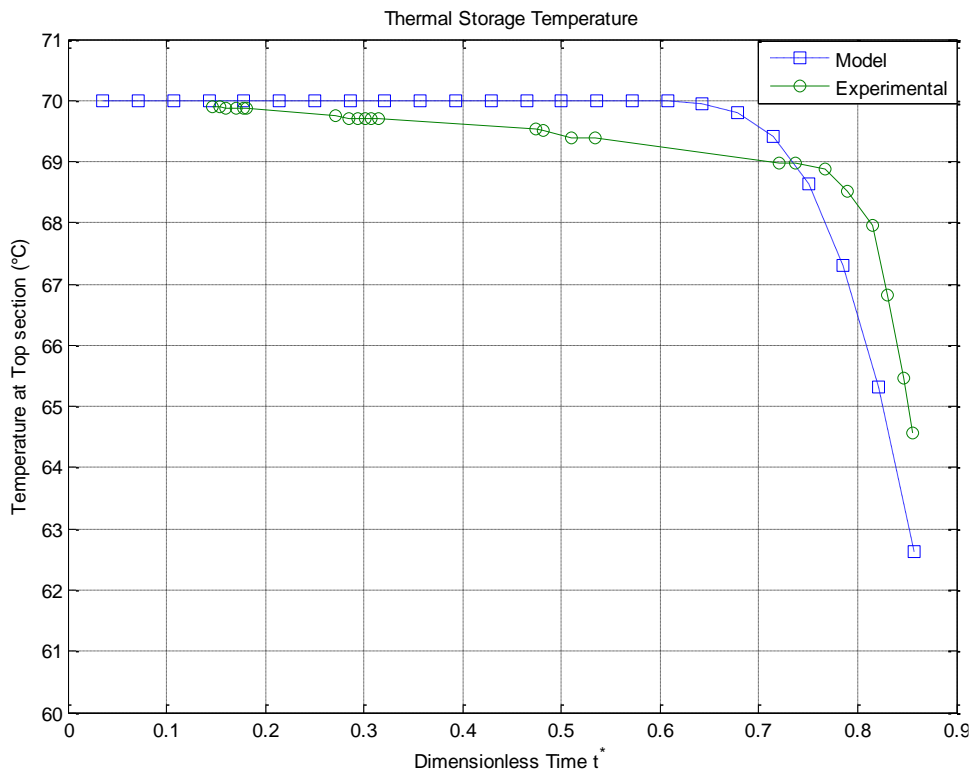


Figure III-38: Validation du calcul du stockage thermique stratifié à partir des données expérimentales de [112]

4 Résultats et analyse

4.1 Description du cas d'étude

Pour évaluer notre étude, nous avons étudié le cas de la société « Bituma SA » [113] (Figure III-8) avec le PI&D du circuit de chauffage. Cette société a une capacité de stockage de 18 000 tonnes de bitume. Il consomme entre 1 et 1,5 tonne de combustibles fossiles, soit 1,36 million de dollars US par an, ce qui a motivé l'utilisation de l'énergie solaire pour cette tâche visant à remplacer totalement ou partiellement le combustible fossile. Cette usine utilise une huile thermique comme moyen de chauffage à 200 ° C chauffé par la chaudière et circulant dans un échangeur de chaleur à serpentin placé à l'intérieur au fond de la cuve pour maintenir la chaleur du bitume.

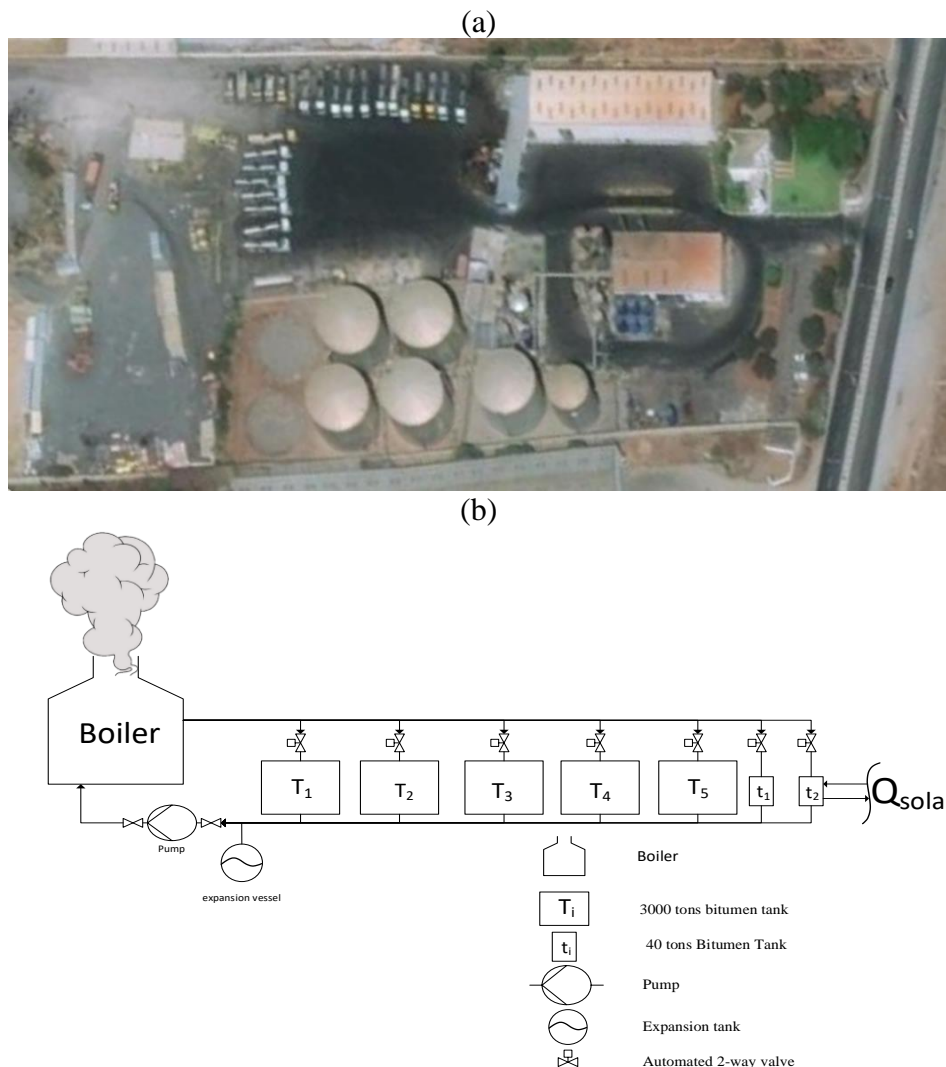


Figure III-7 : La société Bituma Sa : (a) une vue satellite de Bituma SA, (b) le P&ID du circuit de chauffage

L'objectif principal de ce projet consiste à réaliser un démonstrateur industriel pour maintenir la chaleur de stockage de bitume de 40 tonnes à une température de 160 ° C en utilisant des

PCCPs. Ainsi, les résultats d'optimisation présentée dans les sections suivantes correspondent aux travaux d'optimisation appliqués à cette étude de cas.

4.2 Paramètres de conception optimisés du champ solaire

Comme mentionné précédemment, les dimensions géométriques optimales du capteur solaire PCCP compte tenu des conditions météorologiques Rabat-Maroc sont réalisées dans le chapitre précédent et utilisées dans ce présent travail. On rappelle que le travail d'optimisation du chapitre précédent a consisté à augmenter l'efficacité thermique du PCCP et son efficacité exergetique. Les dimensions optimisées sont données dans le tableau III-4 :

Tableau III-4 : Spécifications géométriques optimales du PCCP

Largeur (m)	Longueur (m)	Diamètre du récepteur (mm)	Diamètre du couvercle (mm)	Surface d'ouverture (m ²)
2	5	0.02	0.1	10

L'algorithme de calcul et d'optimisation décrit ci-dessus est implémenté à l'aide de Matlab pour résoudre les trois fonctions à double objectif décrites dans la section de formulation du problème. Le succès de convergence de l'algorithme est d'environ 70% (14 exécutions réussies sur 20) lors de l'utilisation de la fonction 1, 80% (16 exécutions réussies sur 20) lors de l'utilisation de la fonction 2 et de 90% (18 exécutions réussies sur 20) lors de l'utilisation de la fonction 3.

Les résultats de conception optimisés pour le champ solaire sont rassemblés et représentés dans le tableau III-5. Ces résultats sont les meilleurs parmi vingt essais pour chaque fonction objective. Le tableau III-5 définit la configuration du champ solaire et le nombre total de collecteurs PCCP : le champ de collecteurs composé de N_p rangées parallèles de N_s collecteurs montés en série. Les capacités de stockage thermique sont exprimées en trois unités différentes : m³, m³/kWh de charge (demande énergétique) et m³/m² de champ solaire. Nous rappelons que : Dans la formulation de la fonction objective 1, la maximisation de la fraction d'énergie renouvelable est plus importante que la minimisation des coûts. Dans la formulation de la fonction objective 2, la minimisation des coûts est plus importante que la maximisation de la fraction d'énergie renouvelable. Et la fonction objective 3 est formulée de telle manière que les deux objectives ont le même degré d'importance.

Comme illustré dans le tableau III-5, les résultats optimisés obtenus, pour toutes les capacités de stockage thermique pour les fonctions 1 et 3, sont similaires en termes de nombre de collecteurs et de leurs configurations. Aussi, pour les petites capacités de stockage thermique (10 & 20 m³), le nombre total de collecteurs à utiliser est le même pour les trois fonctions

considérées. Cependant, pour la fonction 2, la configuration du champ solaire obtenue se compose, respectivement, de 3 et 4 collecteurs en série pour des capacités de stockage thermique de 10 et 20 m³. En revanche, le nombre obtenu de collecteurs en série est égale 2 pour ces deux capacités de stockage thermique dans les fonctions 1 et 3. Pour des capacités de stockage thermique moyennes et grandes, le nombre de panneaux obtenu par la fonction 2 est inférieur à celui obtenu par les fonctions 1 et 3. Par conséquent, on s'attend à partir de ces résultats qu'une fraction d'énergie renouvelable et une efficacité de conversion d'énergie solaire plus élevées seront obtenues pour les configurations fournies par les deux fonctions 1 et 3 par rapport à la fonction 2. En effet, il a été prouvé que l'efficacité thermique de chaque rangée diminuait lorsque le nombre de panneaux montés en série augmente (voir chapitre précédent).

Tableau III-5 : Résultats optimaux - Spécifications du champ solaire - Besoin en énergie : 7 kW

Capacité du stockage thermique (m ³)	Fonction objective 1 $\min\left(\frac{1}{E^{Renewable}}\right)$ > $\min(Cost^{Annual})$		Fonction objective 2 $\min\left(\frac{1}{E^{Renewable}}\right)$ < $\min(Cost^{Annual})$		Fonction objective 3 $\min\left(\frac{1}{E^{Renewable}}\right)$ = $\min(Cost^{Annual})$	
	Config. du champ solaire	Stockage thermique (m ³ /m ²)	Config. du champ solaire	Stockage thermique (m ³ /m ²)	Config. du champ solaire	Stockage thermique (m ³ /m ²)
10 (ou 1.43 m ³ /kWh)	3 rangées x 2 panneaux	0.167	2 rangées x 3 panneaux	0.167	3 rangées x 2 panneaux	0.167
20 (ou 2.86 m ³ /kWh)	4 rangées x 2 panneaux	0.250	2 rangées x 4 panneaux	0.250	4 rangées x 2 panneaux	0.250
70 (ou 10.10 m ³ /kWh)	4 rangées x 3 panneaux	0.583	3 rangées x 3 panneaux	0.778	4 rangées x 3 panneaux	0.583
150 (ou 21.45 m ³ /kWh)	5 rangées x 2 panneaux	1.500	3 rangées x 3 panneaux	1.667	5 rangées x 2 panneaux	1.500
200 (ou 28.60 m ³ /kWh)	5 rangées x 3 panneaux	1.333	4 rangées x 3 panneaux	1.667	5 rangées x 3 panneaux	1.333

4.3 Analyse des résultats horaires d'optimisation :

Les figures III-9, III-10 et III-11 illustrent, respectivement, les résultats horaires d'optimisation décrivant les performances du système hybride proposé. Ces performances sont : la fraction d'énergie renouvelable horaire (REF), du coût unitaire horaire (HUC) et le profil de température de stockage (TS), obtenus en utilisant la fonction objective 3. Ces résultats sont représentés pour l'hiver (janvier) et l'été (juillet) en considérant différentes

capacités de stockage thermique (10, 20, 70, 150 et 200 m³). Les deux saisons choisies illustrent les deux cas optimiste et pessimiste. Les résultats d'optimisation montrent que le taux de contribution d'énergie solaire qui dépasse 40% est assuré pendant plus que 10 heures/jour en hiver (et 12 heures/jour en été) pour les petites et moyenne capacité de stockage (10, 20 et 70 m³) alors que ce taux dépasse 70% pour les grandes capacités de stockage pendant les mêmes durées de journée.

De plus, les grandes capacités de stockage thermique satisfont un taux de contribution d'énergie solaire (REF) de 100% pendant plus de 6 heures/jour en hiver et 7 heures/jour en été tandis que les capacités de stockage thermique petites et moyennes ne satisfont le 100% que pendant 4 heures/jour en hiver et 5 heures/jour en été. Par conséquent, l'augmentation de la capacité de stockage thermique permet une REF plus élevée. En effet, le REF moyen annuel obtenu dans ce cas est, respectivement, égal à 44, 56, 73, 87 et 93% pour des capacités de stockage thermique égales à 10, 20, 70, 150 et 200 m³.

La figure III-10 représente la variation du coût unitaire horaire d'énergie (HUC) en fonction de la saison, du temps et en fonction de la capacité de stockage thermique.

Ces résultats prouvent qu'en hiver, le HUC oscille entre 0,02 et 0,05 US\$/kWh pour les petites capacités de stockage thermique (10 et 20m³), 0,02 et 0,06 US\$/kWh pour des capacités de stockage thermique moyennes (70 m³) et entre 0,05 et 0,09 US\$/kWh pour les grandes capacités de stockage thermique (150 et 200 m³). En été, le HUC diminue d'environ 5% pour les petites et moyennes capacités de stockage thermique et de 2% pour les grandes capacités de stockage thermique.

La figure III-11 représente la variation de température du réservoir de stockage thermique (ST) (La température au sommet du réservoir de stockage thermique stratifié). Cette figure montre que ST est maintenu au-dessus de 170 °C pour les grandes capacités de stockage thermique, et oscille entre 165 °C et 185 °C pour les petites et moyennes capacités tout en maintenant des températures sous 200 °C en toutes saisons (la contrainte relative à la température maximale est respectée). La figure III-11 montre également que le seuil de variation de température du fluide caloporteur est d'environ 18 °C par jour en hiver et pourrait atteindre 20 °C en été pour les petites et moyennes capacités de stockage thermique alors qu'elle ne varie que de moins que 5 °C pour les grandes capacités de stockage thermique.

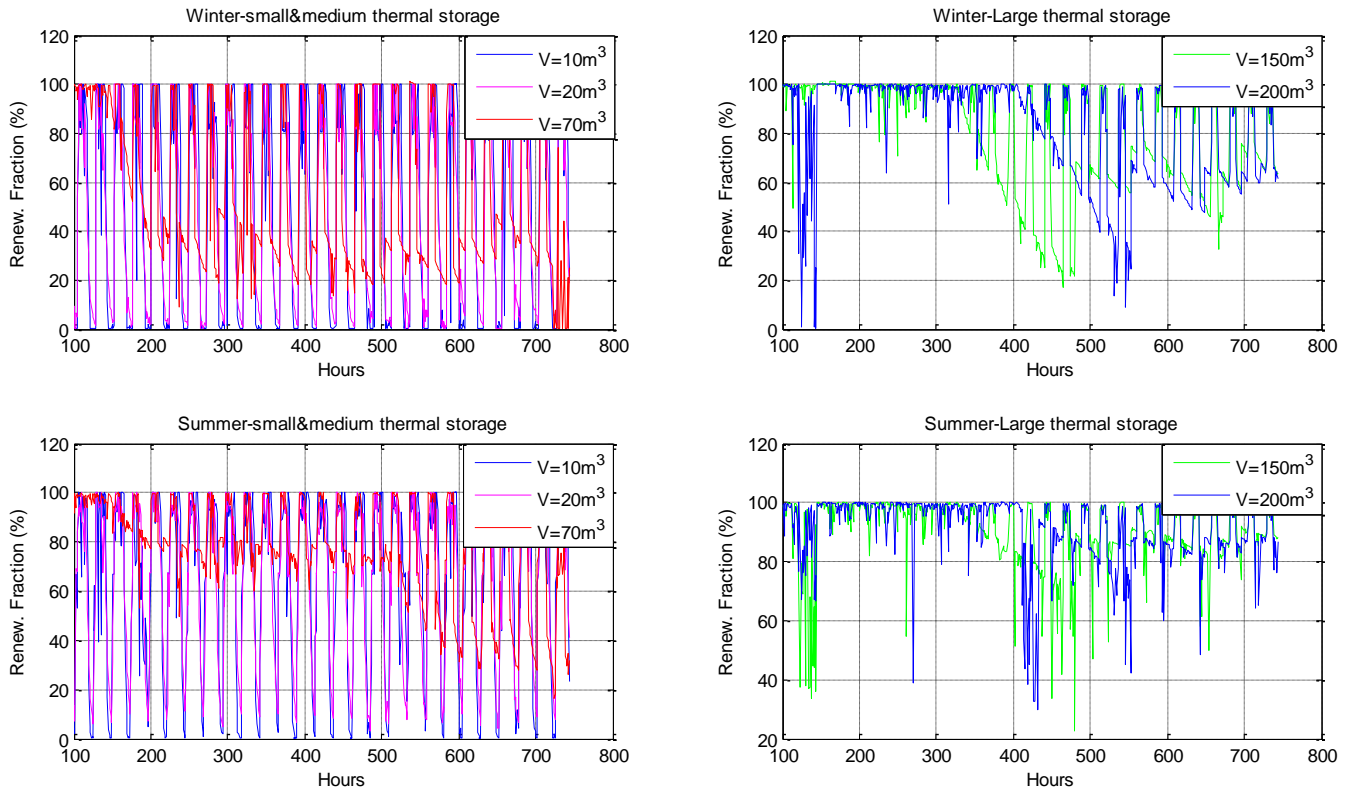


Figure III-8 : Résultats obtenus pour la fonction à double objectif 3-Profil de la fraction d'énergie renouvelable (%) en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) en fonction du temps en heures et en tenant compte des différentes capacités de stockage (10, 20, 70, 150 et 200 m³) - Besoin énergétique : 7 kW

On résume ces résultats dans les points suivants :

- L'adoption de petites capacités de stockage limite la fraction de contribution d'énergie solaire dans le système hybride, et l'utilisation de grandes capacités de stockage thermique donne la possibilité d'atteindre des fractions d'énergie solaire élevées. Ceci est dû au fait que l'augmentation de la capacité de stockage donne l'opportunité d'augmenter la taille du champ solaire sans avoir de pertes d'énergie ou de surchauffe du fluide caloporteur.
- L'augmentation de la capacité de stockage thermique conduit à une augmentation du coût énergétique mais également elle permet un stockage de haute qualité (stockage thermique à haute température) ;
- La capacité de stockage thermique a un impact sur le coût énergétique plus élevé.

La figure III-12 représente les résultats des performances du champ solaire qui sont : efficacité thermique, température du fluide caloporteur, débit massique et efficacité exergetique. Ces résultats sont obtenus en utilisant la fonction objective 3, et ils sont représentés pour les deux saisons de l'hiver (15 janvier) et l'été (15 juillet). La figure III-12

montre que l'efficacité du champ solaire est maintenue supérieure à 60% pendant toute l'année pour différentes capacités de stockage thermique (10, 70 et 200 m³). La température de sortie atteint rapidement 200 °C pendant la journée pour un stockage thermique de grande et moyenne taille. Mais pour les petites capacités de stockage thermique, la température de sortie ne dépasse pas respectivement 180 °C et 190 °C pendant l'hiver et l'été. Ces résultats prouvent également que des valeurs plus élevées d'efficacité exergetique sont obtenues pour les systèmes solaires utilisant de petites capacités de stockage thermique. Ce résultat pourrait s'expliquer par le fait que le taux de destruction exergetique augmente lorsque la longueur du collecteur et/ou le débit massique du fluide chauffant augmentent [88]. En effet, comme illustré dans le tableau III-5, le nombre de collecteurs en série est égal à 2 pour des petites capacités de stockage, et il est égal à 3 pour les grandes capacités de stockage thermique, ce qui explique la supériorité des valeurs d'efficacité exergetique obtenues pour les petites capacités de stockage thermique.

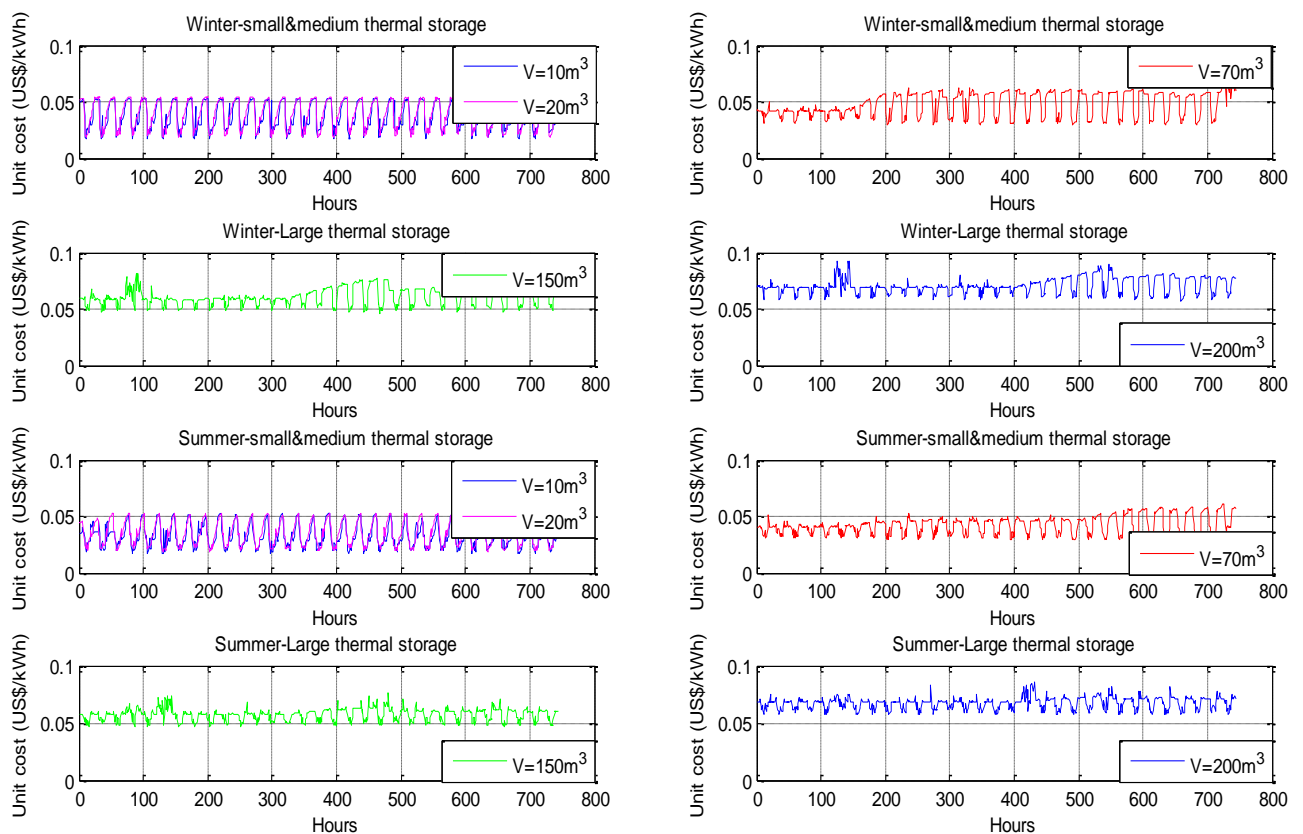


Figure III-9 : Résultats obtenus pour le profil du coût unitaire de l'énergie (\$ US / kWh) à fonction double objectif 3 en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) en fonction du temps en heures et en tenant compte des différentes capacités de stockage (10, 20, 70, 150 et 200 m³) - Besoin énergétique : 7 kW

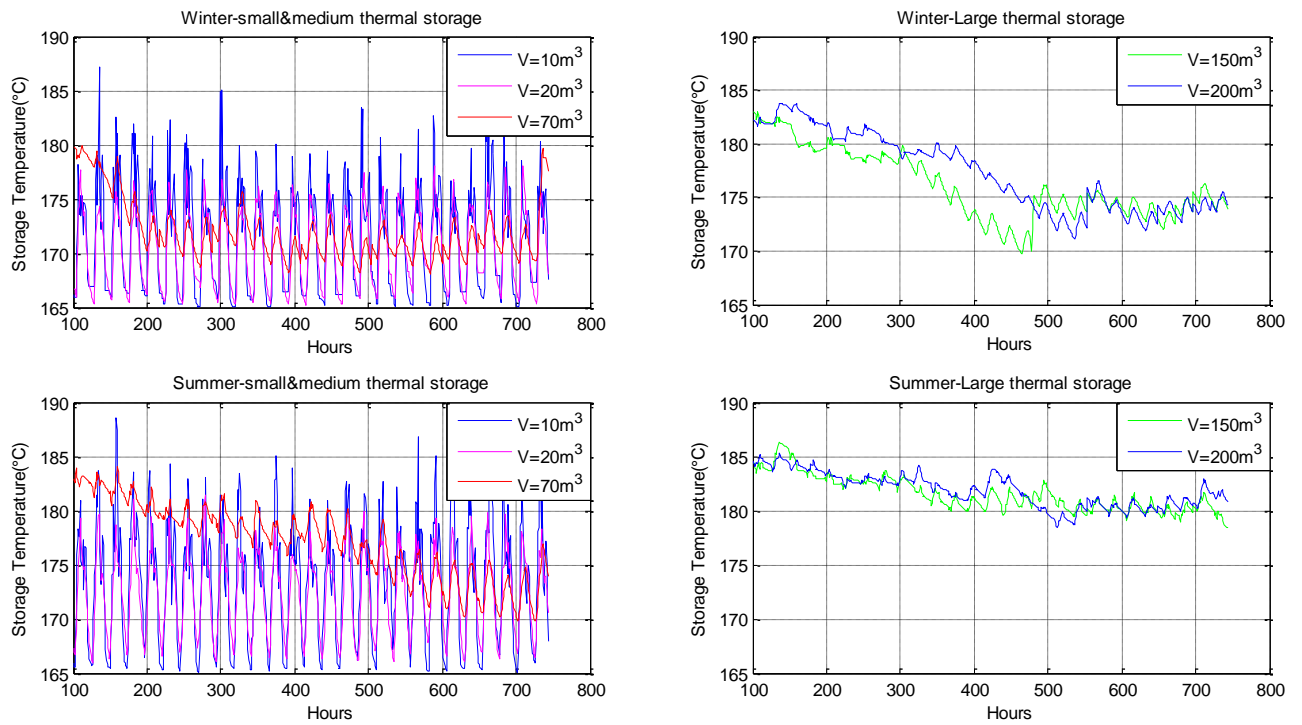


Figure III-10 : Résultats obtenus pour le profil de la température de stockage (°C) à fonction double objectif 3 en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) en fonction du temps en heures et en tenant compte des différentes capacités de stockage (10, 20, 70, 150 et 200 m³) - Besoin énergétique : 7 kW



Figure III-11 : Résultats obtenus pour la fonction à double objectif 3-Performances du champ solaire : efficacité, débit massique du fluide caloporteur, température d'entrée et température de sortie - Résultats d'hiver et d'été en tenant compte des différentes capacités de stockage thermique- Besoin énergétique : 7kW

4.4 Résultats moyens d'optimisation et leurs analyses

On mentionne que les résultats optimisés horaires obtenus par l'implémentation des trois formulations proposées de la fonction à double objective, dans le logiciel de programmation Matlab ; satisfont les contraintes du problème mais il est difficile de les comparer directement. Par conséquent, les résultats moyens, illustrés dans la figure III-13 ; sont utilisés pour visualiser l'effet de la formulation de la fonction à double objectif sur la qualité des résultats optimisés. La figure III-13 a démontré que les meilleurs résultats, en termes de coût unitaire d'énergie ; sont obtenus pour la fonction 2, suivie de la fonction 3 et enfin de la fonction 1. Ce résultat est en accord avec la manière dont les trois fonctions sont formulées. L'écart entre les coûts unitaires obtenus par les formulations proposées ne dépasse pas 12 %. De plus, la figure III-13 prouve à nouveau que la capacité de stockage thermique a un impact important sur le coût unitaire de l'énergie. En effet, le coût unitaire moyen de l'énergie augmente de façon exponentielle lorsque la capacité de stockage thermique augmente.

En termes de fraction de la contribution d'énergie solaire, les meilleurs résultats sont obtenus en utilisant les deux fonctions 3 et 1. L'écart entre les résultats obtenus en utilisant les fonctions 1 et 3 est inférieur à 1 % pour les petites et moyennes capacités de stockage thermique et il est inférieur à 3 % pour les grandes capacités de stockage thermique. La part moyenne d'énergie renouvelable obtenue pour la fonction 2 est inférieure à celle obtenue par les fonctions 1 et 3 de plus de 10% pour les petites capacités de stockage thermique et de plus de 25 % pour les grandes capacités de stockage thermique.

De plus, la figure III-13 montre que le taux de variation de la fraction de contribution d'énergie renouvelable diminue lorsque la capacité de stockage thermique augmente. En effet, la fraction d'énergie renouvelables converge vers une valeur qui ne dépasse pas 96, 93, et 72 % pour la fonction 1, la fonction 3, et la fonction 2, respectivement. Aussi, le changement de la fraction d'énergie renouvelable qui est causé par le changement de saison ; est d'environ 10% pour les petites capacités de stockage thermique et d'environ 7,5% pour les grandes capacités de stockage thermique. De plus, comme le montre la figure III-14, le taux d'atténuation du CO₂ par an pourrait dépasser 0,75 tonne/an/ kW pour les petites capacités de stockage thermique et 1,5 tonne/an/kW pour les grandes capacités de stockage pour les fonctions objectives 1 et 3.

Ces résultats peuvent être résumés comme suit :

- ✓ Les meilleurs résultats d'optimisation sont obtenus lorsque le terme de la fraction de contribution d'énergie solaire a au moins le même ordre de grandeur que le terme de coût dans la formulation de la fonction à double objectives ;
- ✓ L'utilisation de grandes capacités de stockage thermique permet une fraction d'énergie renouvelable élevée, mais elle conduit à une augmentation exponentielle du coût de l'énergie ;
- ✓ Le système d'énergie solaire hybride adoptant des petites capacités de stockage thermiques permet un faible coût de production d'énergie qui pourrait être inférieur au coût de l'énergie des combustibles fossiles ;

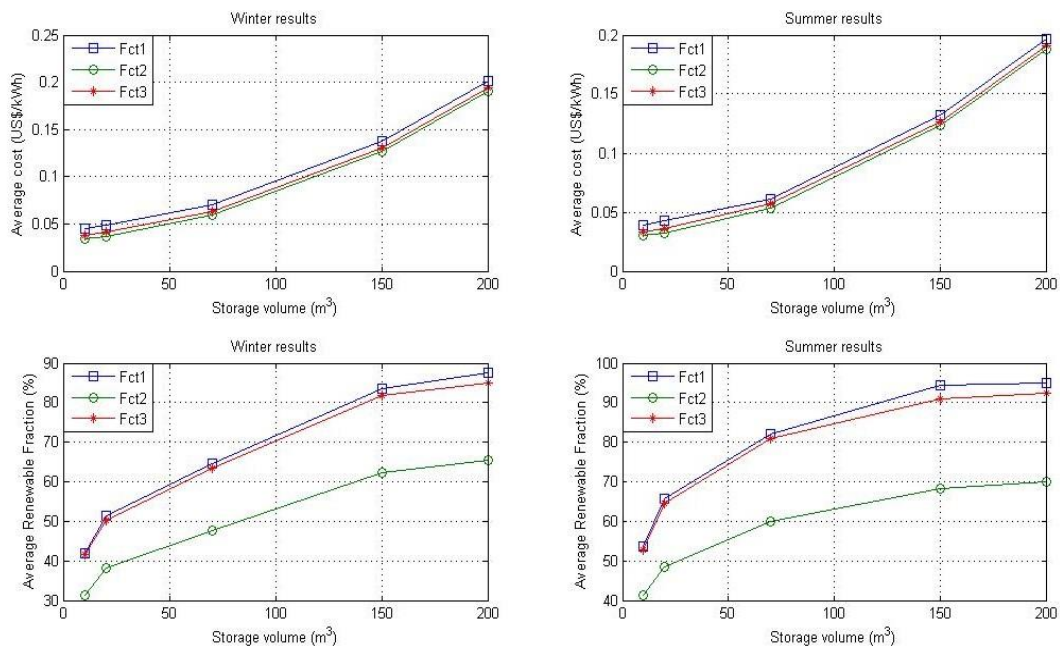


Figure III-12 : Résultats obtenus pour les trois profils de fonctions à double objectif considérés - Coût unitaire moyen de l'énergie (\$ US / kWh) et Fraction d'énergie renouvelable moyenne (%) en hiver (mois de janvier) et en été (mois de juillet) vs capacité de stockage thermique en m³ –Demande énergétique : 7kW

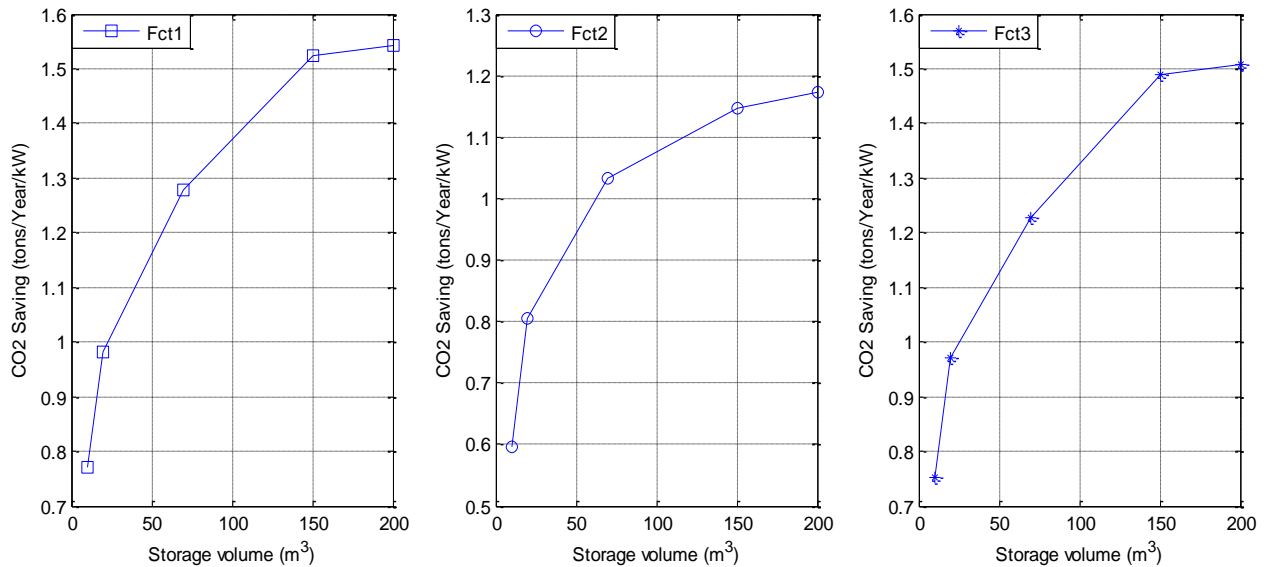


Figure III-13 : Taux de réduction annuelle des émissions de CO2 (tonnes / an / kW) vs capacité de stockage thermique en m³ pour différentes formulations de la fonction objective

5 Conclusion

Ce chapitre a présenté une étude d'optimisation détaillée du système d'énergie hybride solaire-stockage-fossile utilisé pour la compensation des pertes thermiques à l'intérieur d'un réservoir de stockage de bitume (choisi comme cas d'étude d'un procédé thermique). Le système hybride se compose d'un champ de PCCP, d'un réservoir de stockage thermique et une chaudière (énergie fossile) qui sont interconnectés et fonctionnant d'une façon complémentaire pour fournir suffisamment de chaleur au bitume tout en évitant toute perte ou insuffisance d'énergie. Les équations de modélisation, chaque composant, sont obtenues à partir d'équations de bilan d'énergie et de masse ainsi que des corrélations les plus appropriées et les plus récentes pour décrire le comportement thermo-physique de différents flux et pour estimer les coefficients de transfert de chaleur. Les données météorologiques de Rabat-Maroc sont prises en considération dans cette étude. La résolution et l'optimisation des systèmes d'équations obtenus sont réalisées, avec succès, en combinant la méthode des approximations successives, l'algorithme des nœuds multiples, et l'algorithme génétique.

On rappelle que, dans ce travail, trois formulations de la fonction à double-objectifs ont été proposées et comparées. Ces fonctions sont exprimées de manière à minimiser la contribution de l'énergie fossile et à minimiser le coût de production d'énergie, et elles sont formulées comme suit :

- ✓ Dans la première fonction, le poids du terme qui correspond à la minimisation du coût est énergétique et plus important que celui de la maximisation du taux d'utilisation des énergies renouvelables.
- ✓ Dans la deuxième fonction, le poids du terme qui correspond à la minimisation du coût est énergétique et moins important que celui de la maximisation du taux d'utilisation des énergies renouvelables.
- ✓ Dans la troisième fonction, les deux objectifs ont le même ordre d'importance.
- ✓ Le design du champ solaire optimale est donné en fonction du nombre de rangées parallèles (NP) et le nombre des collecteurs montés en séries (NS) dans chaque rangé. Ceci est fourni en fonction de différentes capacités de stockage, allant de 10 à 200 m³ en considérant une capacité de 40 tonnes de bitume. Les résultats obtenus sont résumés comme suit :
- ✓ Les meilleurs résultats sont obtenus dans le cas d'utilisation de la troisième formulation de la fonction objective ;
- ✓ Le système hybride optimisé est capable d'atteindre une fraction d'utilisation de l'énergie solaire de plus de 40% à un coût de l'ordre de 0.05 \$ / kWh pour les petites capacités de stockage thermique, et de 85 % à un coût de l'ordre de 0.2 \$ / kWh pour des capacités de stockage thermique importantes ;
- ✓ L'augmentation de la capacité de stockage thermique permet d'augmenter la fraction d'énergie renouvelable, mais il conduit à l'augmentation exponentielle du coût ;
- ✓ L'adoption des petites capacités de stockage permet de produire l'énergie thermique à un faible coût de production qui pourrait être inférieur au coût de l'énergie conventionnelle ;
- ✓ Le taux de réduction du CO₂ par an pourrait dépasser 0.75 tonne/ an/kW pour les petites capacités de stockage thermique et 1.5 tonne/an/kW pour les grandes capacités de stockage.

Globalement ces résultats de modélisation et d'optimisation font preuve de la faisabilité technique de l'intégration de la technologie d'énergie renouvelable solaire dans les procédés SHIP, précisément, l'intégration des PCCPs et de leur compétitivité au point de vue économique et environnementale. Le chapitre suivant sera alors consacré à la présentation et discussion des résultats d'un prototype expérimental construit à l'Université Internationale afin de valider expérimentalement les résultats de la modélisation et de faire preuve de la faisabilité du système proposé.

Chapitre

4

Etude du Prototype Expérimentale Intégrant les Collecteurs PCCPs dans le Procédé de Maintien en Chauffe de Bitume- Validation Expérimentale

1 Introduction

Les résultats de modélisation et optimisation permettent de prouver la faisabilité techniques, économique et environnementale de l'intégration des PCCPs dans des systèmes hybrides solaire-fossile pour fournir l'énergie thermique nécessaires aux procédés industriels endothermique (à $T \sim 160-180^{\circ}\text{C}$). On rappelle que l'application industrielle choisie est le maintien en chauffe du bitume stocké. Le système hybride de production d'énergie sert à contrebalancer les pertes thermiques du bitume et de le garder à une température adéquate (viscosité adéquate pour le pompage est à 160°C) pour son utilisation immédiate à tout moment en cas de besoin. Ainsi, ce chapitre est dédié à la présentation des résultats expérimentaux obtenus à partir du prototype expérimental intégrant les PCCPs optimisés, un stockage thermique et une chaudière électrique (remplaçant l'énergie fossile). Les deux principaux objectifs de ce chapitre sont la validation et l'extension des modèles, méthodes et résultats développés dans les chapitres précédents et la validation de la faisabilité du système proposé. Ce chapitre est organisé en quatre parties comme suit : la première partie décrit les phases de constructions et les différentes composantes du prototype, la deuxième partie donne la stratégie de contrôle et son implémentation, la troisième partie fournit les résultats expérimentaux obtenus et leur comparaison avec le travail de modélisation, la quatrième partie est dédiée aux mesures effectuées dans le bitume maintenu en chauffe en faisant preuve de la faisabilité du système proposé.

2 Construction du prototype Bituma

Il s'agit d'un prototype préindustriel de maintien en chauffe un stockage de bitume avec l'énergie solaire. La construction du prototype Bituma a été réalisé sur quatre phases.

2.1 Phase 1 : Conception et réalisation des réservoirs de bitume et stockage d'huile thermique

Dans cette phase, l'objectif était de reproduire à l'échelle laboratoire l'usine Bituma. Concernant le réservoir du bitume, nous avons réalisé une miniature du réservoir qui existe dans l'usine Bituma (Même rapport H/D) dont l'objectif de reproduire le même effet de stratification à l'échelle d'une tonne. L'échangeur de chaleur a été dimensionné pour assurer le maintien de la température du réservoir des déperditions thermique. L'isolation du réservoir est de 100mm de laine de verre comme c'est le cas pour l'usine Bituma.

Concernant le réservoir du stockage thermique, il consiste en un réservoir stratifié avec deux entrées et deux sorties. Un rapport hauteur / diamètre de l'ordre de trois est recommandé par

[61] afin d'équilibrer la minimisation des pertes thermiques avec la maximisation de la stratification thermique car de grands rapports hauteur / diamètre permettent un niveau de stratification plus élevé, mais entraînent des pertes de chaleur plus importantes pour l'environnement, grâce à un rapport surface / volume plus important.



Figure IV-1 : Réservoir du bitume



Figure IV-2: Réservoir de stockage de l'huile thermique



Figure IV-3 : Réservoir du bitume vu de l'intérieur.

2.2 Phase 2 : Installation d'une Chaudière électrique renouvelable de chauffage et de maintien en chauffe.

L'usine bituma utilise une chaudière à fuel pour chauffer l'huile thermique pour chauffer et maintenir en chauffe les réservoir de bitume. Dans le cas de notre prototype, nous avons décidé d'utiliser une chaudière électrique (thermoplongeur électrique) qui va chauffer et maintenir en chauffe notre bitume. Grâce à des capteurs, nous pouvons mesurer la consommation instantané et globale de notre chaudière qui peuvent être convertie par la suite en consommation du fuel. D'autre part, ça nous permet d'étudier la possibilité de maintenir en chauffe le réservoir du bitume en utilisant un système électrique renouvelable hybride (PV + éolienne).



Figure IV-4 : Résistance de chauffe de 4kw

Tesla Solar TS260P-60 Polycrystalline sont choisis comme panneaux photovoltaïques du prototype de laboratoire. Le champ photovoltaïque installé est composé de 24 modules de 260 Wp qui donne un pic de puissance installé de 6240 Wp. Ces panneaux photovoltaïques sont caractérisés par international certifications de qualité, de sécurité et de performance. De nombreux critères ont été requis pour que la structure métallique qui supportera les 24 panneaux photovoltaïques (990 mm et 1590 mm) tel que : l'inclinaison idéalement réglable (32 degrés) pour la ville de Rabat, Maroc, puis ventilation naturelle du module photovoltaïque (voir figure IV-5).



Figure IV-5 : Maintenir en chauffe le réservoir du bitume en utilisant un système électrique renouvelable hybride (PV + éolienne).

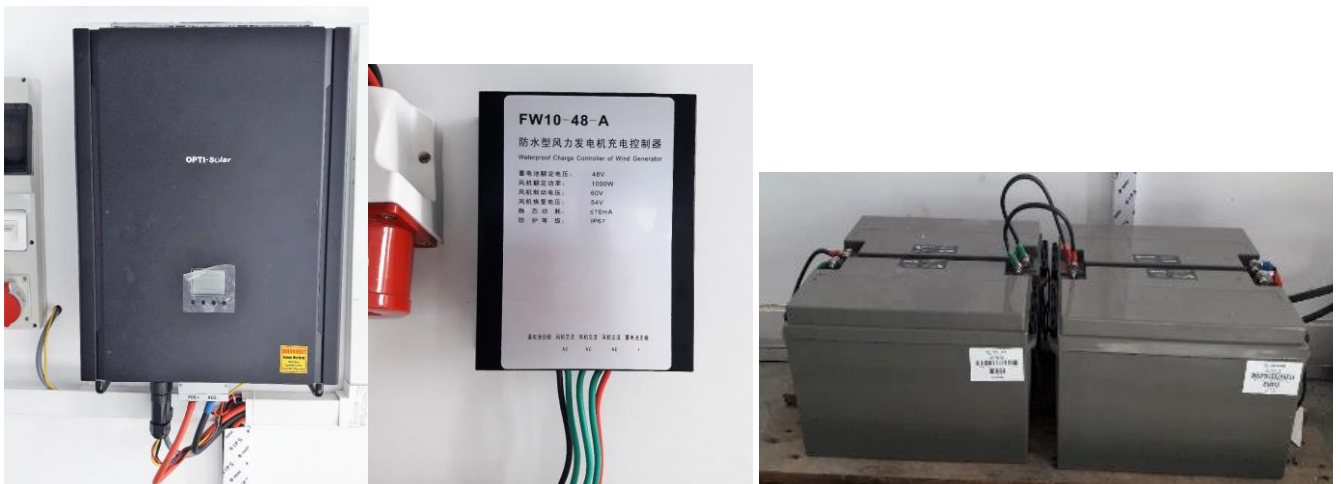


Figure IV-6: La configuration expérimentale de SHER avec ses interfaces électriques.

Les batteries doivent assurer pendant la journée, le stockage de l'excès d'énergie du système hybride et la fournir à la demande de la charge électrique pendant les périodes qui connaissent moins de production d'énergie renouvelable, idéalement pendant les périodes nuageuses et la nuit. Le système de stockage est caractérisé par l'utilisation quotidienne du cycle de charge/décharge, et le décharge peut aller jusqu'à son 30% de l'état de charge maximum. La configuration du prototype laboratoire est composé de 8 kWh de stockage de batteries (4 batteries de 165 Ah 12V) est choisi, la capacité approximative du système de stockage est d'environ 7.920 kW. La taille de stockage du système examiné répond à la fonction objective de maximiser la fiabilité de la puissance et de réduire le coût de l'énergie (Levelized cost of energy).

2.3 Phase 3 : Conception et fabrication des micro cylindro parabolique (PCCP)

2.3.1 Conception, dimensionnement, optimisation et réalisation des micro cylindro parabolique

Comme c'est expliqué dans le chapitre 2, nous avons modélisé, étudié et optimisé l'effet des paramètres considérées sur les performances thermiques et économiques des collecteurs [88]. Les paramètres étudiés comprennent les paramètres de conception : longueur et largeur des collecteurs et diamètre du récepteur et les paramètres de fonctionnement qui sont la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit massique et son type utilisé. Les performances du collecteur incluent l'efficacité, la température de sortie du fluide caloporteur, la chaleur absorbée par le collecteur et le coût unitaire de l'énergie.

2.3.2 Conception 3D du Micro cylindro parabolique

Grace au logiciel SolidWorks, nous avons utilisé les résultats de l'optimisation pour faire une conception 3D de notre collecteur et nous avons dimensionné et optimisé les poutres et l'épaisseur de l'ossature de notre Collecteur (PCCP). La figure IV-7 présente la mise en plan de notre collecteur.

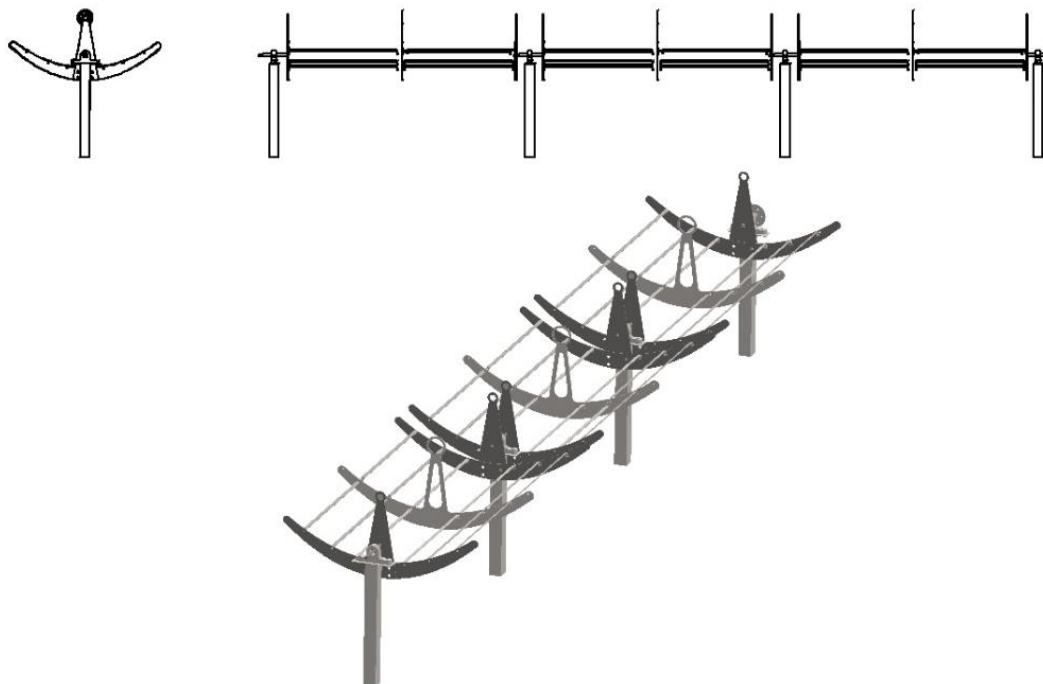


Figure IV-7: Mise en plan du collecteur micro cylindro parabolique

Une fois la note de calcul de notre collecteur a été validé, nous avons passé à la construction. En premier temps, nous avons généré les fichier DWG pour la découpe laser

afin d'avoir une très grande précision de notre réflecteur. La figure IV-8 montre notre collecteur après découpage et montage au niveau de l'UIR.

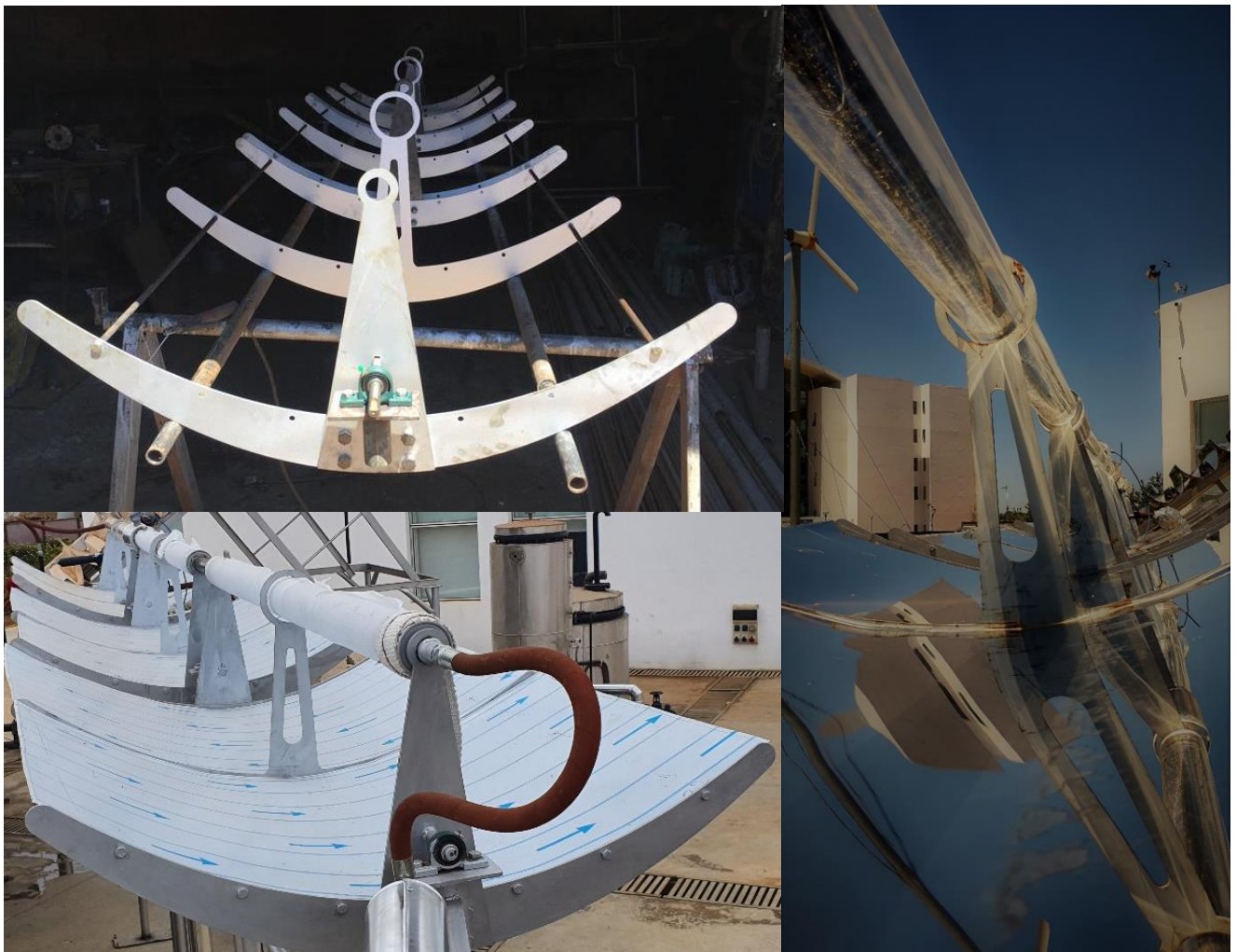


Figure IV-8: Le collecteur micro cylindro parabolique après découpage et montage.

2.4 Phase 4 : Démarrage

Après avoir compléter et installer les différentes parties de notre prototype, nous avons eu le prototype du procédé de maintien en chauffe de bitume comme c'est indiqué dans les figures IV-9 et IV-10. Dans cette phase nous allons remplir le circuit par le fluide caloporteur et le réservoir avec le bitume.

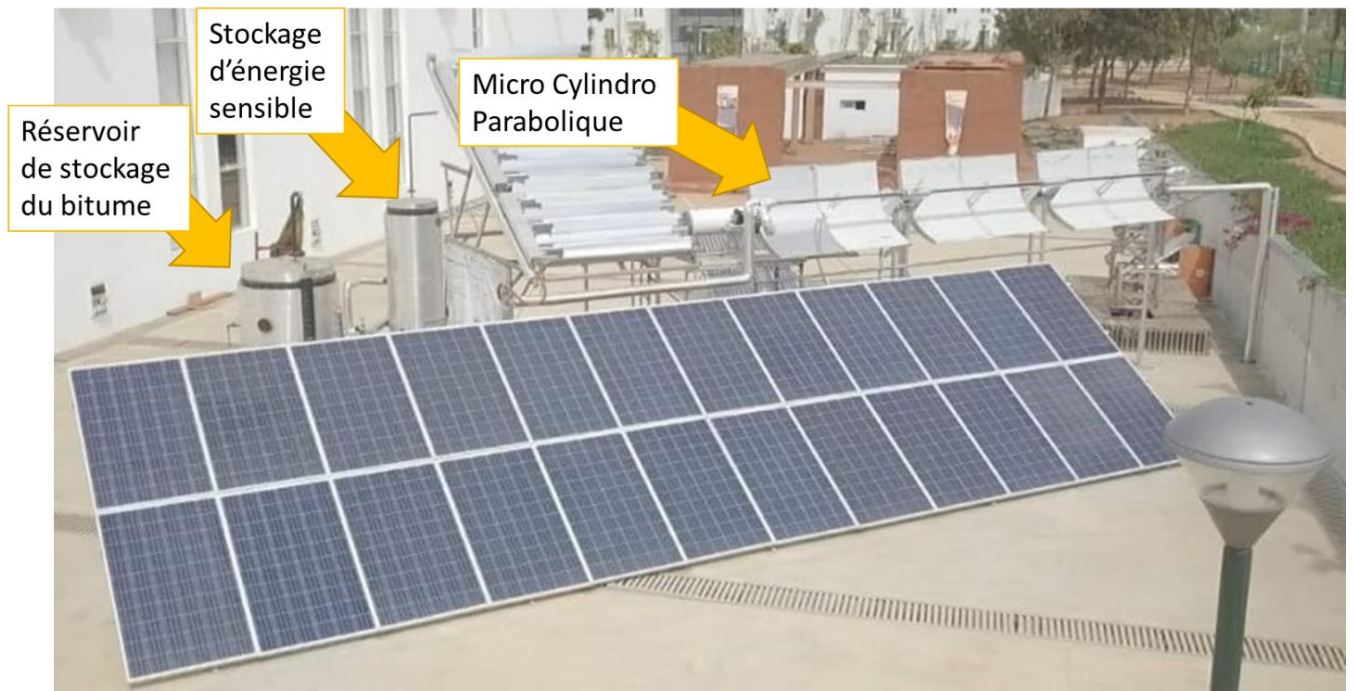


Figure IV-9: Illustration du prototype bituma.

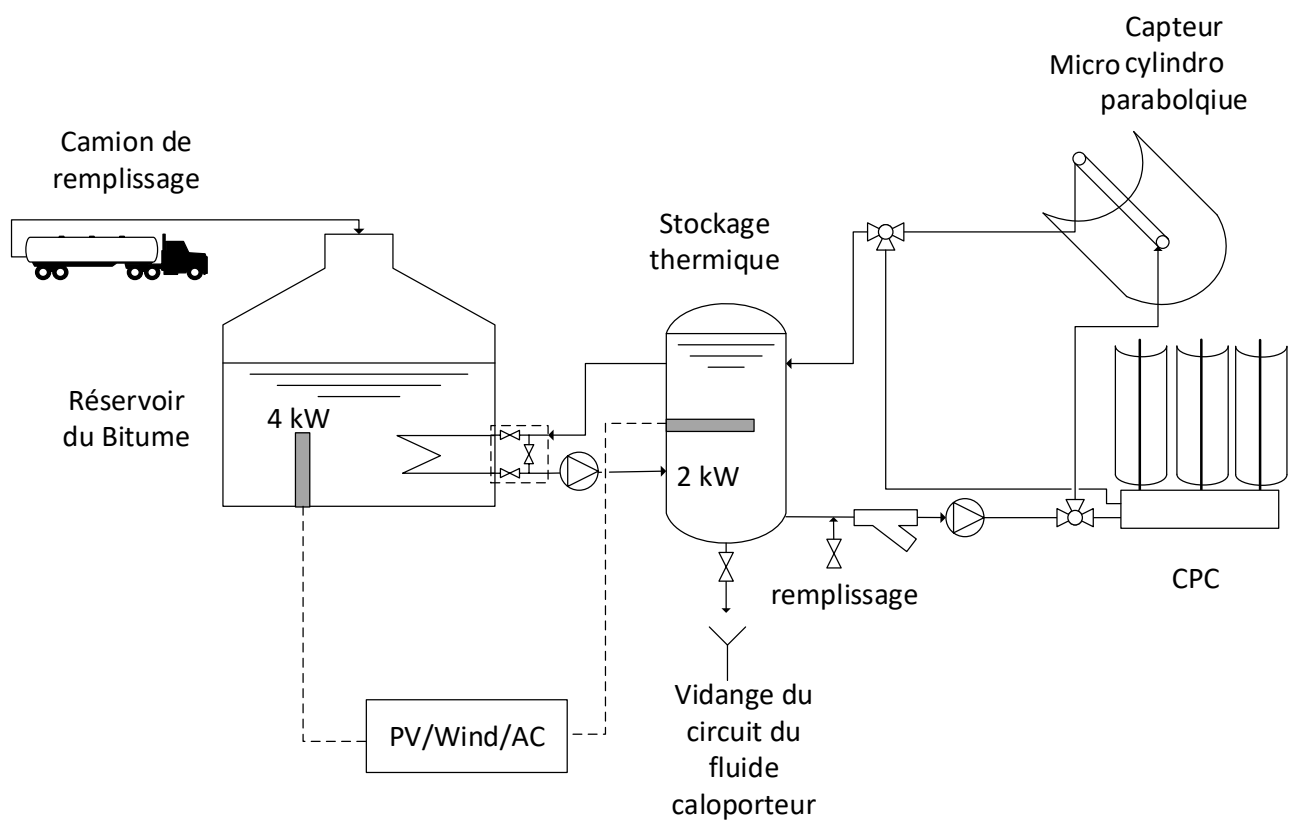


Figure IV-10 : Le P&ID du prototype d'une tonne de bitume

2.4.1 Remplissage du circuit par l'huile thermique et test d'étanchéité (épreuve hydraulique).

Comme c'est détaillé dans le chapitre 2, Nous avons effectué étude comparative entre 4 types de fluides caloporteurs les plus utilisés. Pour être en conformité avec ce qui est utilisé au niveau du processus existant chez le partenaire industriel on a opté pour l'huile synthétique « Green Oil » (voir Annexe A : Fiche technique de Green Oil) et qui reste le meilleur choix après l'eau comprimé.



Figure IV-11: Remplissage du réservoir par l'huile thermique Green Oil

Une épreuve hydraulique à été effectué pour tester l'étanchéité de notre installation. L'épreuve a consisté à soumettre le circuit hydraulique (champ solaire et tuyauteries) à une pression hydraulique supérieure à la pression effective qui ne doit pas être dépassée durant le fonctionnement normale (soit 10 bars dans notre cas). Cette pression a été maintenue pendant tout le temps pour examiner les parties du circuit ce qui a aidé à éliminer l'aire dans le circuit et à contrôler les soudures et les joints. Nous avons aussi vérifié le système de sécurité et l'alarme sonore de surpressions.



Figure IV-12: Epreuve hydraulique

2.4.2 Remplissage du réservoir du bitume par le bitume

Après plusieurs tests à vide, la société Bituma nous a livré une tonne de bitume 30/50 à une température de 150°C. Actuellement, la température du bitume est maintenue grâce à la chaudière électrique.



Figure IV-13: Remplissage du réservoir par le bitume 30/50

3 Interfaces de contrôle commandes

3.1 Supervision et Contrôle du procédé de maintien en chauffe

Un système basé sur le Raspberry Pi qui est considéré comme un système électronique embarqué, il comprend une plateforme (système d'exploitation), sous cet environnement une application de monitoring et d'enregistrement des températures, de la pression et du débit de notre installation, des chaudières électriques et de la pompe de circulation du circuit solaire a été développée et dédiée au monitoring et management énergétique. En effet les données analogiques en provenance des capteurs (sources renouvelable, réseau électrique et procédés industrielle, communiquent instantanément l'état de ces sous-systèmes. Le débit a été mesuré grâce à un débitmètre de type Coriolis avec une incertitude de 0,1 %, et les températures ont été mesurées avec des sondes PT100, avec une incertitude allant de $\pm 0,5$ °C à $\pm 0,9$ °C selon la température du fluide.

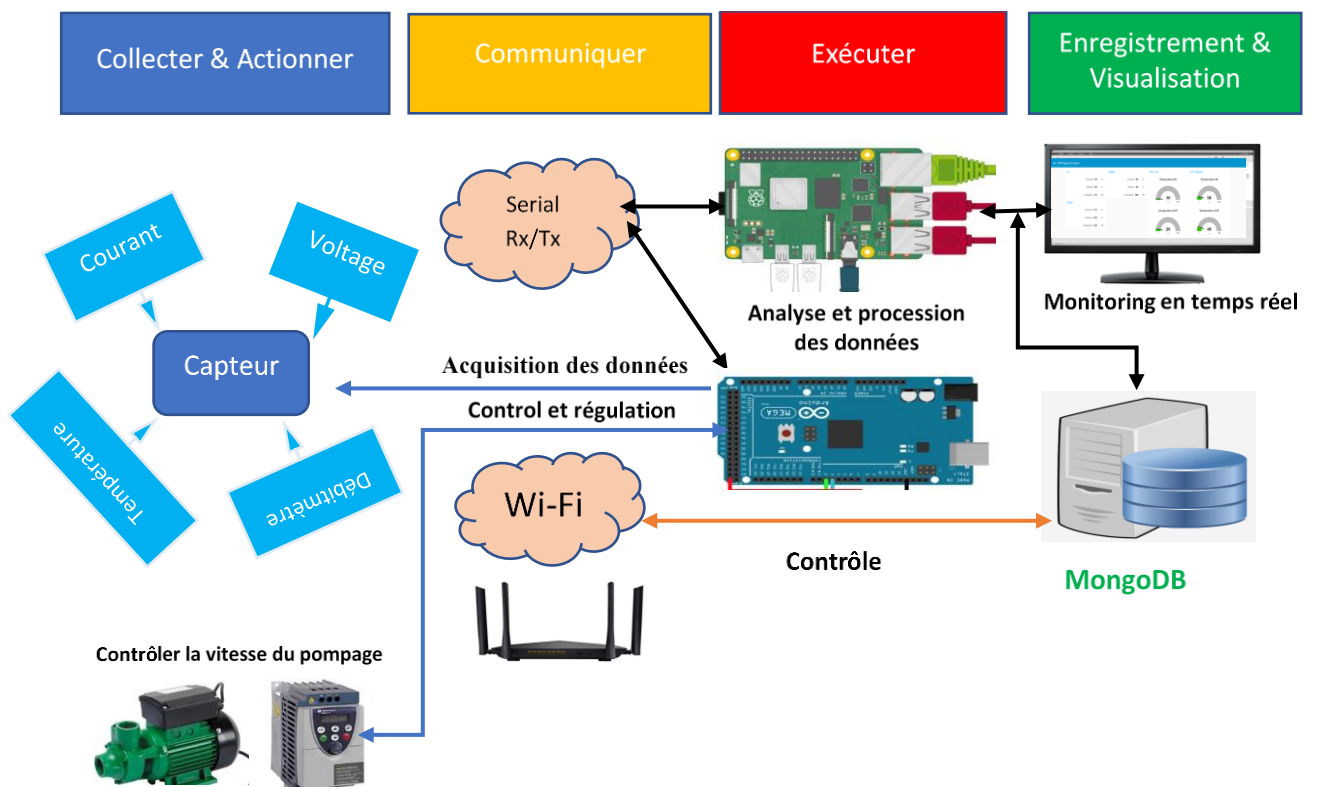


Figure IV-14: Architecture globale de la centrale de monitoring et enregistrement

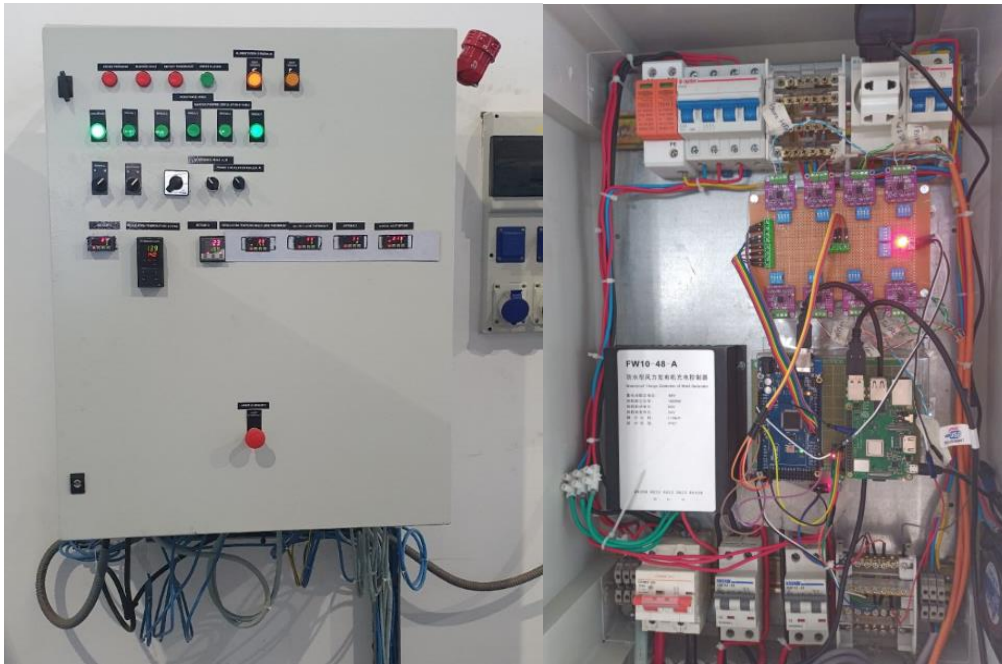


Figure IV-15: Système électrique et électronique de MCS Bitume

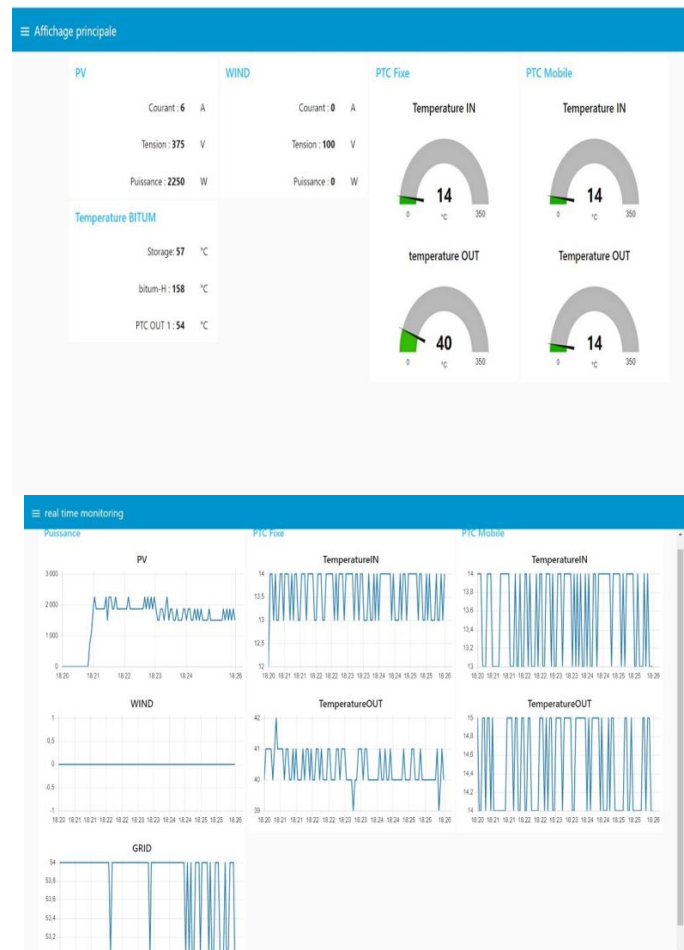


Figure IV-16: Exemple de capture d'écran du système de monitoring et enregistrement des données.

3.2 Supervision et contrôle du système de suivi du micro cylindro parabolique.

Le micro cylindro parabolique est capteur solaire qui suit la course du solaire. C'est pour cela, nous avons développé un système de suivi basé sur les équations solaire (voir Annexe B :). Chaque 5 minutes, le programme calcul l'angle et le compare avec l'angle actuel pour donner l'ordre au moteur pour suivre le solaire. Il existe un mode manuel pour le nettoyage et l'entretien de notre capteur.



Figure IV-17: Système de suivi du micro cylindro parabolique

4 Résultats expérimentaux et comparaison au modèle

Le modèle développé décrit le comportement thermique d'un récepteur de collecteur cylindro-parabolique. La validation de ce modèle sur le capteur micro cylindro-parabolique du prototype bituma s'est donc effectuée selon les étapes suivantes :

- Comparaison des pertes thermiques
- Comparaison de résultats pour des tests en régime statique (comparaison de même nature que celle qui a été effectuée avec les résultats expérimentaux fournis par le CIEMAT)

4.1 Comparaison des pertes thermiques

4.1.1 Principe du test de déperdition thermique

Les tests de déperdition thermique consistent à envoyer du fluide dans le collecteur sans suivi solaire avec un débit et une température constante (Figure IV-18).

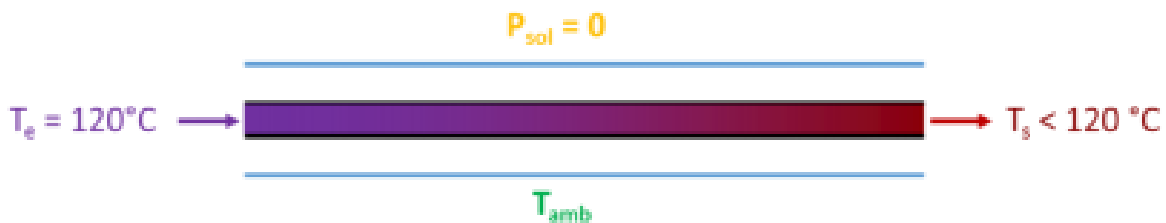


Figure IV-18: Principe des tests de déperdition thermique

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 IV-1).

$$P_{pertes} = -\dot{m}_f \cdot C_f \cdot (T_s - T_e) \quad (\text{IV} - 1)$$

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.

4.1.2 Résultats de la comparaison

La première comparaison entre le modèle et les résultats du collecteur du prototype a été effectuée sur la base des pertes. Les conditions expérimentales des tests de déperdition thermique ont été numériquement reproduites (débit massique, température d'entrée,

température ambiante) et les résultats numériques ont été comparés aux résultats expérimentaux. La comparaison montre que le modèle sous-estime légèrement les pertes (Figure IV-19). La même comparaison a été effectuée avec les résultats de déperdition thermique du collecteur du CIEMAT (courbe de régression fournie par l'auteur). La différence entre résultats numériques et expérimentaux est inférieure dans ce cas (erreur relative de 7,8 % contre 15,6 %). Il semblerait donc que les hypothèses du modèle sont assez proches des conditions expérimentales du récepteur du CIEMAT.

Il est possible de conclure que la différence vient de deux faits distincts :

Une légère sous-estimation des pertes par le modèle (probablement en raison des hypothèses d'homogénéité du flux et donc de la température sur le pourtour du tube absorbeur), qui explique les différences observées ;

- Une sous-estimation des pertes dans les tubes de connexion entre le récepteur et les capteurs ;

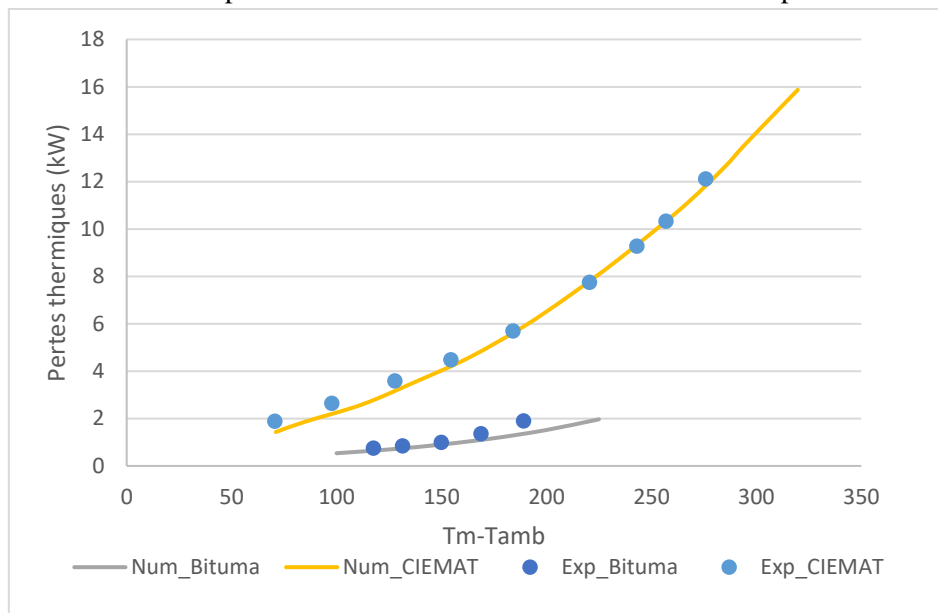


Figure IV-19: Comparaison entre les résultats du modèle et les pertes thermiques obtenues par qualification [114]

Le modèle semble donc prédire avec une précision acceptable les pertes thermiques du récepteur du capteur micro cylindro parabolique, 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. Toutefois, puisque l'objectif de ce type de modélisation est qu'aucun paramètre d'ajustement ne soit utilisé, cette erreur ne peut être corrigée.

4.2 Comparaison de résultats pour des tests en régime statique

Le même type de tests en régime statique que ceux qui ont été effectués au CIEMAT [114] ont été effectués avec les collecteurs du prototype Bituma. Ces tests consistent à envoyer du fluide avec un débit et une température d'entrée constantes, pendant une période de temps pendant laquelle les conditions d'ensoleillement peuvent être considérées constantes (DNI, température ambiante). En mesurant la température de sortie, il est possible de calculer l'efficacité globale du collecteur pour chacun de ces tests. À partir des conditions expérimentales données en entrée du modèle, des résultats numériques sont obtenus. Ces derniers peuvent alors être comparés aux résultats expérimentaux. L'ensemble des conditions expérimentales desdits tests sont données dans le Tableau IV-1 et les résultats sont rassemblés dans la Figure IV-20.

Tableau IV-1: Conditions et résultats expérimentaux pour les tests en régime permanent du micro cylindro parabolique du prototype Bituma en régime permanent

Cas N°	DNI (W/m ²)	T _{amb} (°C)	u _{vent} (m/s)	Te (°C)	ṁ _f (kg/s)	Ts (°C)	Pu (kW)	η _{globale}
1	1060	23,6	3,5	153	0,000125	191	6,6	57,09%
2	1008	28,4	4,2	157	0,000125	193	6,2	50,51%
3	983	23,7	0,8	158	0,000125	195	6,4	48,29%
4	1014	35,4	2,8	160	0,000125	197	6,4	56,55%
5	948	16,2	1,7	160	0,000125	198	6,6	42,12%

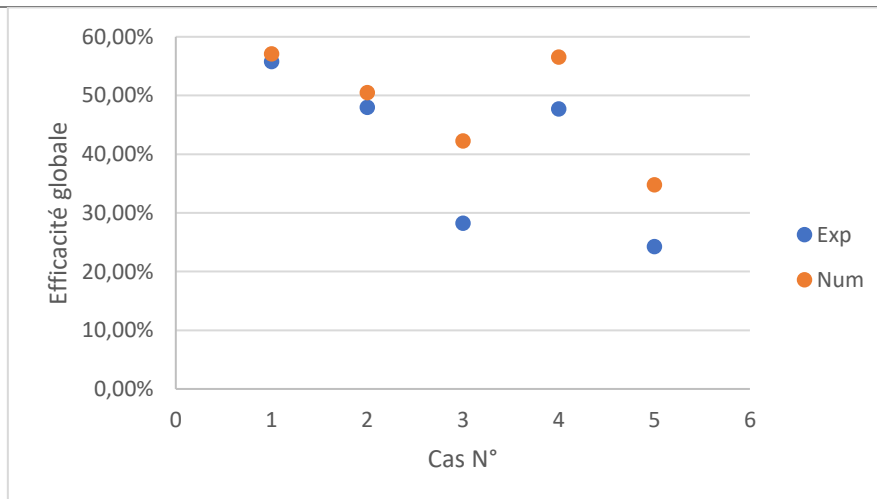


Figure IV-20: Efficacités globales mesurées/calculées et prédites pour le micro cylindro parabolique du prototype Bituma en régime permanent

5 Maintien en chauffe un stockage d'une tonne de bitume

5.1 Le maintien en chauffe avec la chaudière électrique

Le calcul de la demande de charge électrique permet de connaître instantanément le besoin en énergie pour maintenir en chauffe un stockage bitume. Dans les circuits à courant alternatif triphasé, on considère les trois types de puissances que nous avons déjà rencontrées en monophasé

- La puissance active (P) ;
- La puissance réactive (Q) ;
- La puissance apparente (S).

La puissance active dans un montage triphasé équilibré en étoile est la puissance réellement disponible pour exécuter le travail. Elle se mesure en watts (W). Si le montage est équilibré, les récepteurs élémentaires sont :

- Soumis à la même tension simple, donc de même valeur efficace V,
- Traversés par des courants de même intensité efficace I,
- Et ayant le même déphasage, donc le même facteur de puissance $\cos(\rho)$.

On a donc :

$$P_1 = P_2 = P_3 = VI\cos(\rho)$$

La puissance active du récepteur triphasé est donc : $P = P_1 + P_2 + P_3$

$$\text{Soit : } P = UI\sqrt{3} \sin(\rho)$$



Figure IV-21: Mesure du courant de charge électrique de la chaudière électrique

Les données de mesure d'énergie nécessaire pour le maintien en chauffe bitume sont illustrés dans le graphe ci-après, le maintien en chauffe à une température de 160°C pendant 24 heures est estimé à 78kWh avec une puissance de déperdition maximale de 2,5kW.

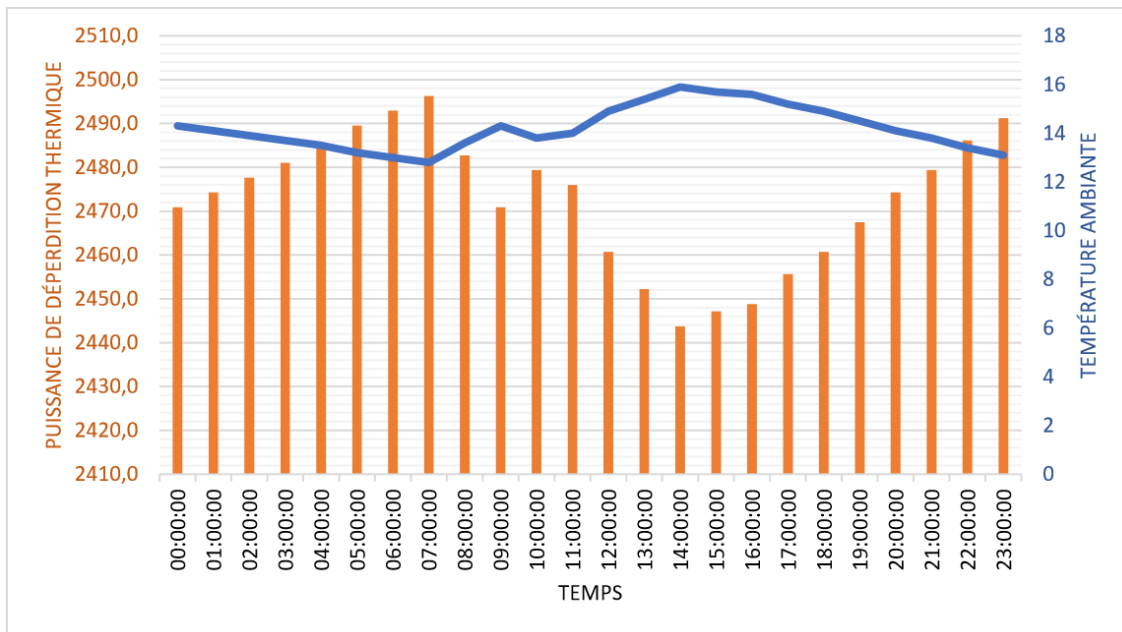


Figure IV-22: Puissance de déperdition thermique pour maintenir le réservoir à une température de 160 °C en fonction de la température ambiante

5.2 Le maintien en chauffe avec les collecteurs micro cylindro parabolique.

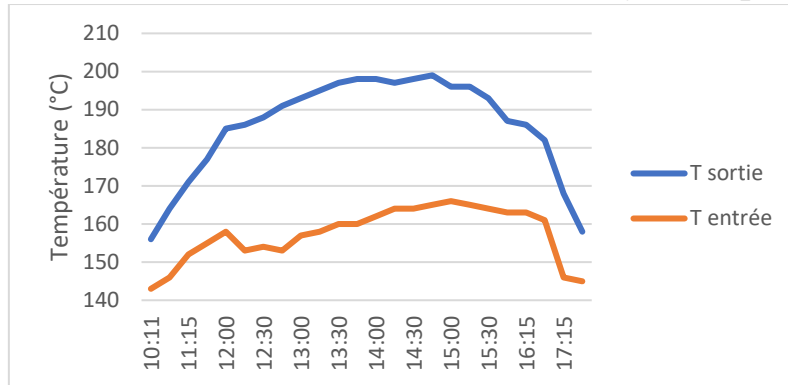


Figure IV-23: Evolution de la température en amont et en aval du collecteur micro cylindro parabolique du prototype Bituma pour une journée.

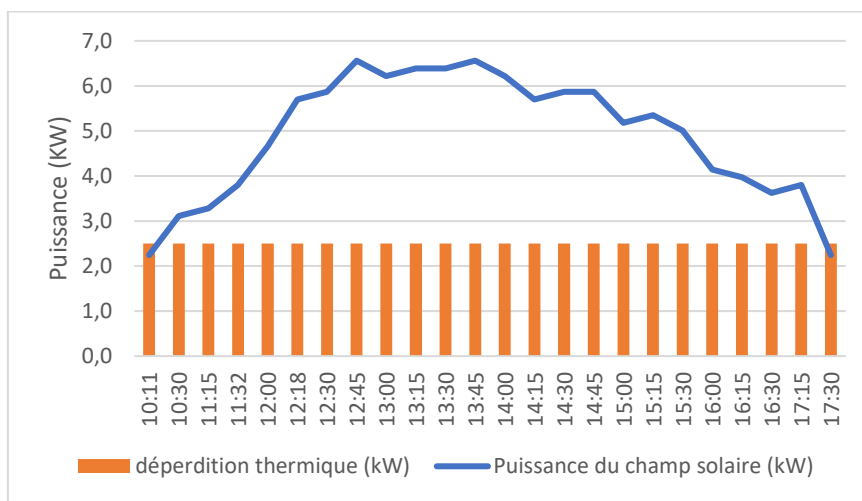


Figure IV-24: Evolution de la puissance fournie par le champ solaire vs puissance de déperdition thermique du réservoir de bitume pour une journée.

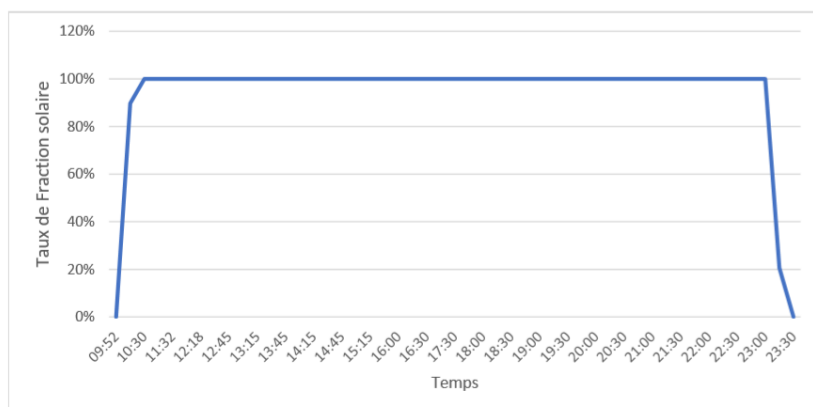


Figure IV-25: Taux de couverture solaire dans une journée avec le micro cylindro parabolique du prototype Bituma

La figure IV-23 montre que le champ solaire peut fournir une température de sortie supérieure à 180°C entre la période 12h et 16h. L'excès de l'énergie produit sera stocker sous forme d'énergie sensible dans le réservoir de stockage pour couvrir une partie de la nuit (Figure IV-

24). La figure IV-25 montre le taux de couverture solaire que nous avons atteint avec les collecteurs micro cylindro parabolique du prototype Bituma pour maintenir la température du réservoir de bitume d'une tonne. La fraction moyenne que nous avons atteinte est de 59,85 % dans une journée (24h).

6 Conclusion

Ce chapitre a présenté les travaux expérimentaux réalisés qui consistent à réaliser une unité prototype de production d'énergie thermique intégrant les collecteurs PCCPs selon les recommandations de designs proposés dans les chapitres précédents. La construction de ce prototype a été réalisée avec succès et sa faisabilité technique et opérationnelle a été prouvée expérimentalement. Les données expérimentales extraites de ce prototype ont été comparé avec les modèles numériques utilisés dans les chapitres précédents. En effet, le modèle thermique unidimensionnel développé a été comparé à des résultats des collecteurs PCCP du prototype Bituma réaliser. Ces collecteurs ont été étudiés thermiquement, grâce à des tests sans rayonnement solaire et avec rayonnement solaire, respectivement. Ensuite, des tests en régime statique ont été également effectués, Ces tests consistent à circuler le fluide caloporteur avec un débit et une température d'entrée constantes, pendant une période de temps pendant laquelle les conditions d'ensoleillement peuvent être considérées à peu près constantes (DNI, température ambiante). Le modèle a été capable de reproduire ces importantes fluctuations avec précision (< 12 % d'erreur sur la puissance transmise au fluide). Cela signifie que l'inertie numérique du modèle est similaire à celle de l'équipement réel, et que donc le modèle est robuste.

Également, l'intégration des PCCPs dans le procédé de maintien en chauffe de stockage de bitume a été testée expérimentalement. Les tests ont montré que les collecteurs micro cylindro parabolique sont capable de générer le fluide caloporteur à des températures souhaitées (>180°C) dans les conditions météorologie de la région de Rabat. Grâce au réservoir de stockage d'énergie thermique sensible installé, le système solaire a été capable de couvrir 59.85% du besoin journalier pour maintenir la température du réservoir de bitume d'une tonne à 160°C.

Conclusion générale et perspectives

La thématique majeure de cette thèse s'intègre dans les programmes d'efficacité énergétique et de développement et intégration des énergies renouvelables et nouvelles dans les applications industrielles au Maroc. En effet, les travaux de recherche présentés dans cette thèse ont traité le cas d'intégration de l'énergie thermique solaire, produite par des petits collecteur cylindro-paraboliques innovants (PCCP) ; pour le maintien en chauffe d'un stockage de bitume. Les objectifs majeurs sont la minimisation de la contribution d'énergie fossile et des coûts énergétiques, en y ajoutant également la recherche des divers axes d'amélioration ainsi que l'évaluation du vrai potentiel de l'intégration d'une telle technologie renouvelable dans les applications industrielles nécessitant des températures allant de 160 à 180°C. Pour atteindre ces objectifs, ce travail a été réalisé en quatre étapes complémentaires :

La première étape consiste à réaliser une étude bibliographique extensive concernant les technologies de conversion d'énergie solaire en énergie thermique, qui se focalise essentiellement sur les technologies solaires à concentration notamment les collecteurs cylindro-paraboliques (CCP). Cette étude bibliographique a prouvé que les collecteurs CCP sont très prometteurs en comparaison avec d'autres technologies à concentration du fait qu'ils permettent de satisfaire les exigences nécessaires pour leur intégration dans les procédés industriels thermiques. En plus de cela, leur rendement thermique est légèrement affecté lorsque la température de fonctionnement augmente tout en gardant une valeur supérieure à 50-60%. Aussi l'étude bibliographique a montré que la conception innovante des Petits Collecteurs Cylindro-Parabolique (PCCP) a des avantages supplémentaires, ils sont peu coûteux, beaucoup plus légers que les collecteurs ordinaires et présentent moins de problèmes pour les installer. En plus de cela, l'étude bibliographique a permis de justifier le choix de type de stockage, de discuter les différents types de configurations de son couplage avec les collecteurs solaires, l'unité de production d'énergie fossile et le procédé thermique. Également, l'étude bibliographique a discuté les différentes méthodes utilisées pour le dimensionnement, le management d'énergie et l'optimisation de ce type de couplage. À cet égard, les principales conclusions qu'on peut tirer de la littérature sont résumées comme suit :

- La technologie PCCP représente le meilleur choix parmi les autres technologies à concentration du fait que cette technologie présente plusieurs avantages relatifs à sa maturité, efficacité, coût, construction et poids.
- L'utilisation de stockage thermique basé sur l'énergie sensible permet d'avoir un meilleur compromis entre les spécifications techniques et économiques ;

- L'utilisation de l'huile synthétique est le meilleur choix dans le procédé étudié ;
- L'algorithme génétique (GA) et la méthode des essaims de particules (PSO) sont les deux méthodes heuristiques les plus développées et les plus efficaces dans la résolution des problèmes d'optimisation non-linéaires à contraintes relatives aux systèmes hybrides solaires. Cependant, l'algorithme génétique (GA) est choisi dans le traitement des problèmes d'optimisation de cette thèse du fait que sa probabilité d'être piégé dans les optimums locaux est moins élevée que dans le cas du PSO.

La deuxième étape consiste en une modélisation, simulation et analyse thermo-exergétique et optimisation des collecteurs PCCPs. L'objectif de cette étape est d'étudier le degré d'influence de chaque paramètre sur les performances thermiques, exergétiques et économiques des PCCPs et de fournir les éléments de design optimisé de cette technologie en considérant les conditions météorologiques de Rabat-Maroc. Les modèles et méthodes de calcul et simulation utilisés sont validés, en première phase, en utilisant des données expérimentales fournies dans la littérature. Les conclusions majeures obtenues à partir des travaux de cette étape sont comme suit :

- En ce qui concerne l'impact des paramètres de conception : L'efficacité thermique, le coût unitaire de l'énergie thermique et l'efficacité exergétique pourraient être améliorés en diminuant la longueur du collecteur, en augmentant la largeur du collecteur et en diminuant le diamètre du récepteur ;
- L'efficacité thermique et l'efficacité exergétique ont un comportement inverse lorsque le débit massique du fluide chauffant augmente;
- L'efficacité exergétique passe par une valeur optimale lorsque la température du fluide caloporteur change;
- L'efficacité thermique et le coût unitaire d'énergie thermique pourraient être améliorés en augmentant le débit massique du fluide chauffant et en diminuant sa température d'entrée.
- Les résultats obtenus de l'optimisation ont démontré que le PCCP optimisé (Aperture Area = 10m^2 , Largeur : 2m, Longueur : 5m) permet d'atteindre une production d'énergie thermique qui peut dépasser 12.84 MWh/an (plus de 4,1 tonnes / an de remplacement de CO_2) avec un coût unitaire moyen inférieur à 0,022 US \$ / kWh.

Comme extension des travaux réalisés dans la deuxième étape. La troisième partie a fait objet de l'étude du potentiel de l'intégration des collecteurs PCCP optimisés dans un système hybride Solaire-Stockage-Fossile. Ainsi que son dimensionnement basé sur sa gestion, en temps réelle,

optimisée. L'optimisation du système hybride est réalisée en se basant sur une stratégie de management des flux énergétique innovante et résolue en combinant à la fois la méthode des approximations successives, l'algorithme des nœuds multiples, et l'algorithme génétique. En effet, trois formulations de la fonction à double-objectifs ont été proposées et comparées. Ces fonctions sont exprimées de manière à minimiser la contribution de l'énergie fossile et à minimiser le coût de production d'énergie. Les résultats d'optimisation ont permis de choisir la meilleure formulation dans laquelle les deux objectifs ont le même degré d'importance. La capacité de stockage thermique est étudiée comme paramètre dans le problème d'optimisation. Les conclusions principales de cette étape sont récapitulées comme suit :

- L'augmentation de la capacité de stockage thermique permet d'augmenter la fraction d'énergie renouvelable, mais il conduit à une augmentation exponentielle du coût énergétique;
- L'utilisation des petites capacités de stockage thermique permet de produire l'énergie thermique à un coût inférieur à celui de l'énergie conventionnelle;
- Le système hybride optimisé est capable d'atteindre une fraction d'utilisation de l'énergie solaire de plus de 40% à un coût de l'ordre de 0.05 \$ / kWh pour les petites capacités de stockage thermique, et de 85 % à un coût de l'ordre de 0.2 \$ / kWh pour des capacités de stockage thermique importantes;
- Le taux de réduction du CO₂ par an pourrait dépasser 0.75 tonne/ an/kW pour les petites capacités de stockage thermique et 1.5 tonne/an/kW pour les grandes capacités de stockage.

Les résultats de cette partie font, alors, preuve de la faisabilité technique de l'intégration des PCCPs dans les procédés thermiques (SHIP) et de leur compétitivité au point de vue économique et environnementale.

La quatrième étape est consacrée à la présentation des résultats expérimentaux d'une unité prototype de production d'énergie thermique intégrant les collecteurs PCCPs selon les recommandations de designs proposés dans les études d'optimisation. La construction de ce prototype a été réalisée avec succès et sa faisabilité technique et opérationnelle a été prouvée expérimentalement. Les données expérimentales extraites de ce prototype ont été utilisées pour valider davantage les modèles développés auparavant. En effet, le modèle thermique unidimensionnel développé a été comparé à des résultats des collecteurs PCCP du prototype réalisé. Ces collecteurs ont été étudiés thermiquement, grâce à des tests sans rayonnement solaire et avec rayonnement solaire, respectivement. Ensuite, des tests en régime statique ont

été également effectués, Ces tests consistent à circuler le fluide caloporteur avec un débit et une température d'entrée constantes, pendant une période de temps pendant laquelle les conditions d'ensoleillement peuvent être considérées à peu près constantes (DNI, température ambiante). Le modèle a été capable de reproduire ces importantes fluctuations avec une bonne précision (< 12 % d'erreur sur la puissance transmise au fluide). Cela signifie que donc le modèle est robuste. Également, dans cette partie l'intégration des PCCPs dans le procédé de maintien en chauffe de stockage de bitume a été testée expérimentalement. Les tests ont montré que les collecteurs micro cylindro parabolique sont capables de couvrir plus que 59.85% du besoin journalier pour maintenir la température du réservoir de bitume d'une tonne à 160°C.

De ce fait, globalement, les objectifs fixés initialement ont été atteints. Il faut cependant souligner que certaines questions demeurent sans réponses et peuvent faire l'objet de travaux de recherche scientifique futurs, et ils sont résumés comme suit :

- Etude d'intégration des collecteurs Fresnels et collecteurs paraboliques composés dans un système à technologies multiples ;
- Développement des nouveaux modèles d'estimation de l'efficacité des Petits Collecteurs Cylindro Paraboliques basés sur l'expérimentation ;
- Etudes des différents fluides caloporteurs comme les nano-fluides et leurs effets sur les performances de l'unité ;
- Etudes et amélioration des performances thermiques des échangeurs utilisés pour les fluides très visqueux comme le bitume
- Etude de différentes configurations de surface d'échange et son effet sur la stratification ;
- Etude de possibilité et faisabilité de développement d'un système 100% renouvelables à sources d'énergie et mécanismes de stockage multiple ;
- Extrapolation à échelle industrielle (voir Annexe C : Scale up 3000T).

Références

- [1] S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems*, (Second Ed, Elsevier, 2013. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00003-0>.
- [2] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, fourth, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 2013. <https://doi.org/10.1002/9781118671603>.
- [3] S. a. Kalogirou, *Solar thermal collectors and applications*, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>.
- [4] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2006.
- [5] A. Walker, *SOLAR ENERGY Technologies and the Project Delivery Process for Buildings*, n.d.
- [6] S. Karellas, S. Karellas, *Economic Evaluation of Solar Cooling Technologies*, 2018. <https://doi.org/10.1201/9781315163178-11>.
- [7] S.A. Kalogirou, S.A. Kalogirou, *Solar Energy Collectors*, *Sol. Energy Eng.* (2014) 125–220. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00003-0>.
- [8] A.J. Abdulhamed, N.M. Adam, M.Z.A. Ab-Kadir, A.A. Hairuddin, Review of solar parabolic-trough collector geometrical and thermal analyses, performance, and applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 91 (2018) 822–831. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.085>.
- [9] L.L. Vant-Hull, 8 - Central tower concentrating solar power (CSP) systems, in: K. Lovegrove, W. Stein (Eds.), *Conc. Sol. Power Technol.*, Woodhead Publishing, 2012: pp. 240–283. <https://doi.org/https://doi.org/10.1533/9780857096173.2.240>.
- [10] M. Romero, J. González-Aguilar, 7 - Next generation of liquid metal and other high-performance receiver designs for concentrating solar thermal (CST) central tower systems, in: M.J. Blanco, L.R. Santigosa (Eds.), *Adv. Conc. Sol. Therm. Res. Technol.*, Woodhead Publishing, 2017: pp. 129–154. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100516-3.00007-1>.
- [11] G. Barone, A. Buonomano, C. Forzano, A. Palombo, Chapter 6 - Solar thermal collectors, in: F. Calise, M.D. D'Accadia, M. Santarelli, A. Lanzini, D. Ferrero (Eds.), *Sol. Hydrog. Prod.*, Academic Press, 2019: pp. 151–178. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814853-2.00006-0>.
- [12] S. a. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, *Energy.* 48 (2012) 298–306. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.023>.
- [13] M. Haagen, *Methodology for self-assessment for solar process heat*, Gmbh, Ind. Sol. (n.d.).
- [14] A. Fernández-García, F. Sutter, L. Martínez-Arcos, L. Valenzuela, C. Sansom, 2 - Advanced mirror concepts for concentrating solar thermal systems, in: M.J. Blanco, L.R. Santigosa (Eds.), *Adv. Conc. Sol. Therm. Res. Technol.*, Woodhead Publishing, 2017: pp. 29–43. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100516-3.00002-2>.
- [15] C. Chang, 5 - Tracking solar collection technologies for solar heating and cooling systems, in: R.Z. Wang, T.S. Ge (Eds.), *Adv. Sol. Heat. Cool.*, Woodhead Publishing, 2016: pp. 81–93. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100301-5.00005-9>.
- [16] A.Z. Hafez, A.M. Yousef, N.M. Harag, Solar tracking systems: Technologies and trackers drive types – A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 91 (2018) 754–782.

- <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.094>.
- [17] Z. Wang, Chapter 5 - Design of the Receiver System, in: Z. Wang (Ed.), *Des. Sol. Therm. Power Plants*, Academic Press, 2019: pp. 319–386.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-815613-1.00005-5>.
- [18] C. Caliot, G. Flamant, *Technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques*, (2016).
- [19] M. Chaanaoui, S. Vaudreuil, T. Bounahmidi, Benchmark of Concentrating Solar Power Plants: Historical, Current and Future Technical and Economic Development, *Procedia Comput. Sci.* 83 (2016) 782–789.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.04.167>.
- [20] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, E. Valcárcel, E. Rojas, J. León, Development of a small-sized parabolic-trough collector. Final capsol project results, 30th ISES Bienn. Sol. World Congr. 2011, SWC 2011. 3 (2011) 2525–2535.
- [21] The solar Keymark collector database.pdf, (2019).
<http://www.solarkeymark.nl/DBF/>.
- [22] The solar Keymark collector database, (2019) 2019. <http://solarkey.dk>.
- [23] V. Dudley, L. Evans, C. Matthews, Test results: industrial solar technology parabolic trough solar collector, SANDIA, 1995.
- [24] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, Parabolic-trough solar collectors and their applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 14 (2010) 1695–1721.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.03.012>.
- [25] D. Krueger, A. Heller, K. Hennecke, K. Duer, Parabolic Trough Collectors for District Heating Systems At High Latitudes—A case study, *Proc. Eurosun'2000*. Copenhagen, Denmark. (2000).
- [26] National Renewable Energy Laboratory, Parabolic-trough solar water heating is a well-proven technology that directly substitutes renewable energy for conventional energy in water heating, (2000) 44. <https://doi.org/DOE/GO-102000-0973>.
- [27] Absolicon Solar Concentrator, (2019) 12. http://www.absolicon.se/wp-content/uploads/2012/09/absolicon_magazine_eng.pdf.
- [28] A. Fernández-García, L. Valenzuela, E. Zarza, E. Rojas, M. Pérez, Q. Hernández-Escobedo, F. Manzano-Agugliaro, SMALL-SIZED parabolic-trough solar collectors: Development of a test loop and evaluation of testing conditions, *Energy.* 152 (2018) 401–415. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.160>.
- [29] F.I. Pedro Horta, Process Heat Collectors: State of the Art and available medium temperature collectors, 2015. http://task49.iea-shc.org/data/sites/1/publications/Task_49_Deliverable_A1.3_20160504.pdf.
- [30] Dr. Vetter GmbH, (2019). <http://www.itcollect.de>.
- [31] Greenera Energy, (2019). <http://www.greeneraindia.com/projects.php>.
- [32] IEA Solar Heating and Cooling Program.Task 49 - Solar Heat Integration in Industrial Processes, (2019). <http://task49.iea-shc.org/>.
- [33] Huayuan New Energy Project Co, (2019). <http://www.hyne.cn>.
- [34] IMK—Industrie Montagen Kornm, (2019). www.imkgmbh.at.
- [35] Inventive Power, (2019). <https://inventivepower.com.mx/solucion-en-energia-solar/#>.
- [36] Koluacik research & development, (2019). www.koluacik.com.
- [37] Leveragenet Solutions, (2019).
<http://sharpersun.com/Presentation/SiddharthSurgicalsbyEnergyGuruSharperSunCaseStudy.pdf>.

- [38] SHIP database, (2019). <http://ship-plants.info/solar-thermal-plants/303-siddharth-surgicals-india>.
- [39] M. Rommel, Process Heat Collectors, IEA SHC-Task 33 SolarPACES-Task IV Sol. Heat Ind. Process. (2008) 58.
- [40] NEP Solar, (2019). <http://www.nep-solar.com/>.
- [41] Rackam, (2019). <https://rackam.com/en/studies>.
- [42] A. Mohart, Solar process heat is becoming sexy, Sund Wind Energy. 2 (2011) 70–77.
- [43] Smirro GmbH, (2019). <http://www.smirro.de>.
- [44] Solargenix Energy, (2019). www.solargenix.com.
- [45] Solarlite GmbH, (2019). <http://www.solarlite.de>.
- [46] Solitem Gunes Enerjisi Tek, (2019). www.solitem.com.tr.
- [47] Soltigua, (2019). <http://www.soltigua.com/projects/>.
- [48] Sopogy Inc, (n.d.). <http://www.sopogy.org>.
- [49] SRCC. The solar rating and certification corporation collector database., (2019). <https://secure.solar-rating.org/Certification/Ratings/RatingsSummaryPage.aspx>.
- [50] Thermax Ltd, (2019). <http://www.thermaxindia.com>.
- [51] Trivelli energia srl, (2019). <http://www.trivellienergia.com>.
- [52] Vicot Solar Technology Co., (2019). http://www.vicot.com.cn/english/a/PRODUCT/Solar_air_conditioning/2017/0331/10.html.
- [53] G. Alva, L. Liu, X. Huang, G. Fang, Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications, Renew. Sustain. Energy Rev. 68 (2017) 693–706. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.10.021>.
- [54] D.Y. Goswami, Principles of Solar Engineering, Third Edit, 2000. <https://doi.org/10.1115/1.1288930>.
- [55] P.-W. Li, C.L. Chan, Chapter 3 - Thermal Energy Storage Materials, in: P.-W. Li, C.L. Chan (Eds.), Therm. Energy Storage Anal. Des., Academic Press, 2017: pp. 21–63. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-805344-7.00003-1>.
- [56] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, L.F. Cabeza, State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization, Renew. Sustain. Energy Rev. 14 (2010) 31–55. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035>.
- [57] Y. Tian, C.Y. Zhao, A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications, Appl. Energy. 104 (2013) 538–553. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.051>.
- [58] S. Kuravi, J. Trahan, D.Y. Goswami, M.M. Rahman, E.K. Stefanakos, Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants, Prog. Energy Combust. Sci. 39 (2013) 285–319. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2013.02.001>.
- [59] K. Vignarooban, X. Xu, A. Arvay, K. Hsu, A.M. Kannan, Heat transfer fluids for concentrating solar power systems - A review, Appl. Energy. 146 (2015) 383–396. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.125>.
- [60] A. Helmke, S. Hess, Classification of Solar Process Heat System Concepts, in: 2015.
- [61] Z. Lavan, J. Thompson, Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks, Sol. Energy. 19 (1977) 519–524. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(77\)90108-6](https://doi.org/10.1016/0038-092X(77)90108-6).
- [62] P.-W. Li, C.L. Chan, Chapter 2 - Thermal Storage System Configurations and Basic Operation, in: P.-W. Li, C.L. Chan (Eds.), Therm. Energy Storage Anal.

- Des., Academic Press, 2017: pp. 7–19.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-805344-7.00002-X>.
- [63] A. Kasaeian, H. Sarrafha, Chapter 3 - Solar energy systems: An approach to zero energy buildings, in: A.K. Azad (Ed.), *Adv. Clean Energy Technol.*, Academic Press, 2021: pp. 89–170. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821221-9.00003-7>.
- [64] C.A. Schoeneberger, C.A. McMillan, P. Kurup, S. Akar, R. Margolis, E. Masanet, Solar for industrial process heat: A review of technologies, analysis approaches, and potential applications in the United States, *Energy*. 206 (2020) 118083. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118083>.
- [65] European Solar Thermal Industry Federation, *Solar Industrial Process Heat. State of the Art, Key Issues Renew. Heat Eur.* (2006) 1–15. <http://www.estif.org/fileadmin/estif/content/policies/downloads/D23-solar-industrial-process-heat.pdf>.
- [66] R.K. Sinnott, Coulson and Richardson's *Chemical Engineering :Chemical Engineering Design*, 4th Editio, Elsevier, 2005. <https://app.knovel.com/web/toc.v/cid:kpCRCEVCE2>.
- [67] S. Kabelac, M. Kind, H. Martin, D. Mewes, K. Schaber, P. Stephan, *VDI-Wärmeatlas*, 11. Auflage, 2013.
- [68] J.P. Holman, *Heat Transfer*, Tenth Edit, The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010.
- [69] P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber, T. Wetzel, *VDI-Heat Atlas*, 2018.
- [70] R.K. Shah, D.P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, 2012. <https://www.wiley.com/en-ma/Fundamentals+of+Heat+Exchanger+Design-p-9780470172605>.
- [71] R.W. Serth, *Process Heat Transfer Principles and Applications*, First edit, Academic Press, 2007.
- [72] B. Schmitt, *Integration of solar heating plants for supply of process heat in industrial companies (in German language)*, 2014.
- [73] N. Cottrel, E. Menichetti, *Technical Study Report on Solar Heat for Industrial Processes*, (2011) 64.
- [74] B. Muster-Slawitsch, *Deliverable B2 - Integration Guideline*, 2015. <https://doi.org/10.1201/9781420004670.ch16>.
- [75] S.A. Kalogirou, Chapter 11 - Designing and Modeling Solar Energy Systems, in: S.A. Kalogirou (Ed.), *Sol. Energy Eng. (Second Ed., Second Edi*, Academic Press, Boston, 2014: pp. 583–699. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-397270-5.00011-X>.
- [76] Y. Luo, Y. Shi, N. Cai, Chapter 9 - Application and potential of the artificial intelligence technology, in: Y. Luo, Y. Shi, N. Cai (Eds.), *Hybrid Syst. Multi-Energy Networks Futur. Energy Internet*, Academic Press, 2021: pp. 217–234. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819184-2.00009-2>.
- [77] Y. Zhou, Z.X. Zhou, Chapter 6 - Integrated inexact optimization for hybrid renewable energy systems, in: J. Ren (Ed.), *Renewable-Energy-Driven Futur.*, Academic Press, 2021: pp. 203–231. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820539-6.00006-6>.
- [78] Z.-D. Cheng, Y.-L. He, B.-C. Du, K. Wang, Q. Liang, Geometric optimization on optical performance of parabolic trough solar collector systems using particle swarm optimization algorithm, *Appl. Energy*. 148 (2015) 282–293.

- <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2015.03.079>.
- [79] L. Xu, G. Cheng, - A mono-level iterative approach to optimum design under system reliability constraint, in: K.J. Bathe (Ed.), *Comput. Fluid Solid Mech.* 2003, Elsevier Science Ltd, Oxford, 2003: pp. 2405–2408.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-008044046-0.50591-1>.
- [80] R. Li, S. Guo, Y. Yang, D. Liu, Optimal sizing of wind/ concentrated solar plant/ electric heater hybrid renewable energy system based on two-stage stochastic programming, *Energy*. 209 (2020) 118472.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118472>.
- [81] D.J. Walter, Chapter 63 - Computer art representing the behavior of the Newton-Raphson method, in: C.A. Pickover (Ed.), *Chaos and Fractals*, Elsevier Science, Amsterdam, 1998: pp. 437–438. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-044450002-1/50070-9>.
- [82] S. Quezada–García, H. Sánchez–Mora, M.A. Polo–Labarrios, R.I. Cázares–Ramírez, Modeling and simulation to determine the thermal efficiency of a parabolic solar trough collector system, *Case Stud. Therm. Eng.* 16 (2019) 100523.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.csite.2019.100523>.
- [83] X.-S. Yang, Chapter 5 - Genetic Algorithms, in: X.-S. Yang (Ed.), *Nature-Inspired Optim. Algorithms*, Elsevier, Oxford, 2014: pp. 77–87.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-416743-8.00005-1>.
- [84] X.-S. Yang, Chapter 7 - Particle Swarm Optimization, in: X.-S. Yang (Ed.), *Nature-Inspired Optim. Algorithms*, Elsevier, Oxford, 2014: pp. 99–110.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-416743-8.00007-5>.
- [85] X.-S. Yang, Chapter 4 - Simulated Annealing, in: X.-S. Yang (Ed.), *Nature-Inspired Optim. Algorithms*, Elsevier, Oxford, 2014: pp. 67–75.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-416743-8.00004-X>.
- [86] X.-S. Yang, Chapter 9 - Cuckoo Search, in: X.-S. Yang (Ed.), *Nature-Inspired Optim. Algorithms*, Elsevier, Oxford, 2014: pp. 129–139.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-416743-8.00009-9>.
- [87] L. Mellouk, M. Ghazi, A. Aaroud, M. Boulmalf, D. Benhaddou, K. Zine-Dine, Design and energy management optimization for hybrid renewable energy system- case study: Laayoune region, *Renew. Energy*. 139 (2019) 621–634.
<https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2019.02.066>.
- [88] M. Ghazouani, M. Bouya, M. Benaissa, Thermo-economic and exergy analysis and optimization of small PTC collectors for solar heat integration in industrial processes, *Renew. Energy*. 152 (2020) 984–998.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.109>.
- [89] Q. Liu, M. Yang, J. Lei, H. Jin, Z. Gao, Y. Wang, Modeling and optimizing parabolic trough solar collector systems using the least squares support vector machine method, *Sol. Energy*. 86 (2012) 1973–1980.
<https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2012.01.026>.
- [90] A. Ghomrassi, H. Mhiri, P. Bournot, Numerical Study and Optimization of Parabolic Trough Solar Collector Receiver Tube, *J. Sol. Energy Eng.* 137 (2015).
<https://doi.org/10.1115/1.4030849>.
- [91] M.A. Ehyaei, A. Ahmadi, M. El Haj Assad, T. Salameh, Optimization of parabolic through collector (PTC) with multi objective swarm optimization (MOPSO) and energy, exergy and economic analyses, *J. Clean. Prod.* 234 (2019) 285–296.

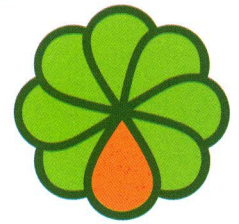
- <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.06.210>.
- [92] M. Moloodpoor, A. Mortazavi, N. Ozbalta, Thermal analysis of parabolic trough collectors via a swarm intelligence optimizer, *Sol. Energy*. 181 (2019) 264–275. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.02.008>.
- [93] S. Derakhshan, M. Khosravian, Exergy Optimization of a Novel Combination of a Liquid Air Energy Storage System and a Parabolic Trough Solar Collector Power Plant, *J. Energy Resour. Technol.* 141 (2019). <https://doi.org/10.1115/1.4042415>.
- [94] U. Sahoo, R. Kumar, S.K. Singh, A.K. Tripathi, Energy, exergy, economic analysis and optimization of polygeneration hybrid solar-biomass system, *Appl. Therm. Eng.* 145 (2018) 685–692. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.093>.
- [95] P. Mohammad Zadeh, T. Sokhansefat, A.B. Kasaeian, F. Kowsary, A. Akbarzadeh, Hybrid optimization algorithm for thermal analysis in a solar parabolic trough collector based on nanofluid, *Energy*. 82 (2015) 857–864. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2015.01.096>.
- [96] A. de Risi, M. Milanese, D. Laforgia, Modelling and optimization of transparent parabolic trough collector based on gas-phase nanofluids, *Renew. Energy*. 58 (2013) 134–139. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2013.03.014>.
- [97] T.E. Boukelia, O. Arslan, M.S. Mecibah, ANN-based optimization of a parabolic trough solar thermal power plant, *Appl. Therm. Eng.* 107 (2016) 1210–1218. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.07.084>.
- [98] John A. Duffie, William A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, second ed., John Wiley & Sons, n.d.
- [99] S.A. Kalogirou, Parabolic trough collectors for industrial process heat in Cyprus, *Energy*. 27 (2002) 813–830. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00018-X](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00018-X).
- [100] T.L. Bergman, A.S. Lavigne, F.P. Incropera, D.P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Seventh ed, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022>.
- [101] R.V. Padilla, A. Fontalvo, G. Demirkaya, A. Martinez, A.G. Quiroga, Exergy analysis of parabolic trough solar receiver, *Appl. Therm. Eng.* 67 (2014) 579–586. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2014.03.053>.
- [102] R. Petela, Exergy of undiluted thermal radiation, *Sol. Energy*. 74 (2003) 469–488. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00226-3](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00226-3).
- [103] A. Hassanzadeh, L. Jiang, R. Winston, Coupled optical-thermal modeling, design and experimental testing of a novel medium-temperature solar thermal collector with pentagon absorber, *Sol. Energy*. 173 (2018) 1248–1261. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.08.022>.
- [104] M. Chafie, M.F. Ben Aissa, S. Bouadila, M. Balghouthi, A. Farhat, A. Guizani, Experimental investigation of parabolic trough collector system under Tunisian climate: Design, manufacturing and performance assessment, *Appl. Therm. Eng.* 101 (2016) 273–283. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.073>.
- [105] Meteonorm, (2019). <https://meteonorm.com>.
- [106] R.V. Padilla, A. Fontalvo, G. Demirkaya, A. Martinez, A.G. Quiroga, Exergy analysis of parabolic trough solar receiver, *Appl. Therm. Eng.* 67 (2014) 579–586. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.053>.
- [107] E. Bellos, I. Daniil, C. Tzivanidis, Energetic and Financial Optimization of Solar Heat Industry Process with Parabolic Trough Collectors, *Designs*. 2 (2018) 24.

- <https://doi.org/10.3390/designs2030024>.
- [108] A. Allouhi, Y. Agrouaz, M. Benzakour Amine, S. Rehman, M.S. Buker, T. Kousksou, A. Jamil, A. Benbassou, Design optimization of a multi-temperature solar thermal heating system for an industrial process, *Appl. Energy*. 206 (2017) 382–392. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.196>.
- [109] S. Karellas, K. Braimakis, Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power, *Energy Convers. Manag.* 107 (2016) 103–113. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.080>.
- [110] R. Silva, M. Berenguel, M. Pérez, A. Fernández-García, Thermo-economic design optimization of parabolic trough solar plants for industrial process heat applications with memetic algorithms, *Appl. Energy*. 113 (2014) 603–614. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.08.017>.
- [111] Z. Wang, H. Zhang, B. Dou, H. Huang, W. Wu, Z. Wang, Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank, *Renew. Energy*. 111 (2017) 353–371. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.04.007>.
- [112] Z. Wang, H. Zhang, B. Dou, H. Huang, W. Wu, Z. Wang, Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank, *Renew. Energy*. 111 (2017) 353–371. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.04.007>.
- [113] Bituma - bitumes & applications Bitume Maroc, (2020). <https://www.bituma.ma/index.php>.
- [114] L. Valenzuela, R. López-Martín, E. Zarza, Optical and thermal performance of large-size parabolic-trough solar collectors from outdoor experiments: A test method and a case study, *Energy*. 70 (2014) 456–464. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.016>.

ANNEXES

Annexe-A

Fiche Technique GREEN THERM Huile **Thermique**



Green Oil

Green THERM

Green THERM est un fluide caloporteur haute température, conçu pour offrir une longue durée de service. En mettant le circuit sous pression d'azote, une charge de Green THERM d'un circuit bien conçu peut être maintenue à 20.000 heures à 300°C.

Green THERM est formulé à partir d'une huile de base de grande pureté, assurant une protection contre la dégradation attribuable à la chaleur et à l'oxydation et offrant un rendement thermique élevé.

Applications :

- Green THERM est un fluide caloporteur recommandé pour l'utilisation dans les systèmes de transfert de chaleur en circuit fermé en phase liquide à des températures globale du fluide pouvant atteindre 315°C sous pression atmosphérique.
- Green THERM est contre-indiqué dans les circuits où l'huile à température élevée est en contact avec l'atmosphère.

Performances technique :

- Résistance au craquage thermique et à l'oxydation chimique
- Faible tension de vapeur du fluide permettant d'économiser sur les frais d'appoint tout en améliorant la sécurité au travail
- Bonne conductivité thermique
- Absence de formation de dépôts dans les canalisations et radiateurs si les installations sont bien conçues

Caractéristique :

Caractéristique	Méthode	Unités	Valeurs(*)
Grade ISO VG	—	—	32
Visco à 40°C	ASTM D445	Cst	32
Visco à 100°C	ASTM D445	Cst	5
Indice de viscosité	ASTM D2270	—	100
Point d'écoulement	ASTM D97	°C	-12
Point d'éclair	ASTM D92	°C	230
Densité à 15°C	ASTM D4052	Kg/L	0.87

Stockage :

Il est recommandé d'entreposer les emballages sous couvert. Les produits conditionnés dans des fûts doivent être entreposés horizontalement et stockés à une température inférieure à 60 °C.

Hygiène, sécurité et environnement :

Les consignes de sécurité, hygiène et environnement sont mentionnées sur les fiches de données de sécurité mises à la disposition des utilisateurs.

Annexe-B

SUN PATH DIAGRAMS

<h1>F2</h1>	Sun path diagrams
-------------	-------------------

Sun path diagrams

Computer based practical training – Task: Draw sun path diagrams

The task for each participant is to create **three** sun path diagrams, **one** for the location Plataforma Solar de Almería, **one** for Cologne (Germany) and **one** for the location of your home town. The diagram should be created for the dates and times which are listed in the table below. You need to use the computers in the library to carry out the computations. You will need to program a sun position algorithm which is presented on the following pages.

Date	Day of the year	Standard Meridian Time at location
22 March		8 a.m., 10 a.m., 12 noon, 2 p.m., 4 p.m., 6 p.m.
21 May		8 a.m., 10 a.m., 12 noon, 2 p.m., 4 p.m., 6 p.m.
21 June		8 a.m., 10 a.m., 12 noon, 2 p.m., 4 p.m., 6 p.m.
21 September		8 a.m., 10 a.m., 12 noon, 2 p.m., 4 p.m., 6 p.m.
21 October		8 a.m., 10 a.m., 12 noon, 2 p.m., 4 p.m., 6 p.m.
21 December		8 a.m., 10 a.m., 12 noon, 2 p.m., 4 p.m., 6 p.m.

In the above table begin with writing down the day of the year e.g. 14 February is day 45 of the year. Assume that the month February has 28 days (no leap year!) and the year 365 days.

In MS Excel, program the sun position algorithm for calculating all the azimuth and zenith angles for the six times of the day and the specified days for all three locations. The code should be automated in the sense that when you enter a time and the day of the year, you will be obtaining the result for the azimuth and zenith angles automatically. Use the unit degree (°) for the angle calculations. Save all the values in Excel and make sure that the information and data is structured well. When you write an equation into a cell, make sure that you add a comment next to that particular cell so that even a year later you could understand what it is that you have been calculating (e.g. "EoT" for equation of time). Take some minutes to think of the best way to accomplish the task before getting started.

When you are done calculating all values, you can begin creating graphs using MS Excel. Make sure that the graph has the following scale (grid):

- y-axis: solar elevation angle θ_e from 0-90° in 10° steps
- x-axis: solar azimuth angle α_s from 0-360° in 10° steps

Place an appropriate heading above each graph.

Input for 1st set of calculations:Latitude of PSA: $\phi = 37.093^\circ$ NorthLongitude of PSA: $\psi = -2.356^\circ$ (West of London Greenwich)Input for 2nd set of calculations:Latitude of Cologne: $\phi = 50.95^\circ$ NorthLongitude of Cologne: $\psi = 6.97^\circ$ (East of London Greenwich)Input for 3rd set of calculations:Latitude of your home town: $\phi = \underline{\hspace{2cm}}$ °Longitude of your home town: $\psi = \underline{\hspace{2cm}}$ °**Simple sun position algorithm**

Equations were taken from the sources "Volker Quaschnig, Regenerative Energiesysteme: Technologie, Berechnung, 6. Neu bearbeitete und erweiterte Auflage, 2009 Hanser Verlag München" as well as "J. Duffie, W. Beckman, Solar engineering of thermal processes, 3rd. Edition, Published by John Wiley & Sons, Inc., 2006".

Equations are valid in the unit [°] when calculating sine, cosine and tangent etc. functions. Please note that Excel uses the unit radian [rad] for sine, cosine and tangent etc. functions.

$$B = (day - 1) \frac{360}{365} \quad [^\circ] \quad (\text{Eq. 1})$$

- Info: *day* is the day of the year, e.g. 14 February is day 45 of the year. Assume that February has 28 days (no leap year!) and the year 365 days.

$$EOT = 229.2 * (0.000075 + 0.001868 \cos(B) - 0.032077 \sin(B)) - 0.014615 \cos(2B) - 0.04089 \sin(2B) \quad (\text{Eq. 2})$$

- Info: "*EOT* is the equation of time that determines the deviation in local time from solar time as a function of the day and year", as shown in Figure 1. The unit of EOT is [minutes].

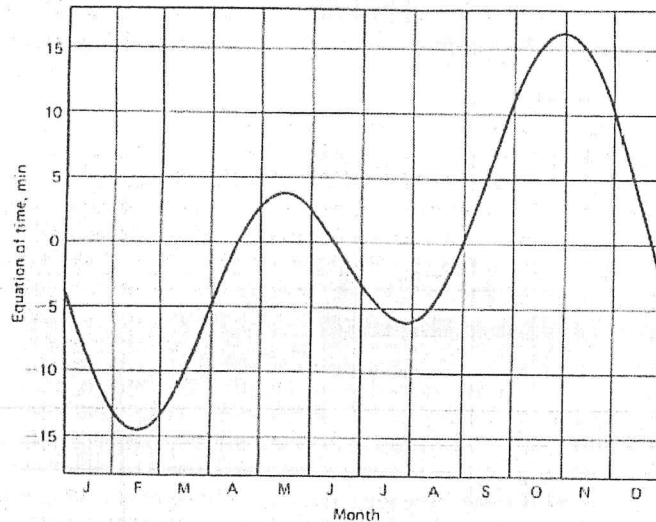


Figure 1: Equation of time¹

$$LMT = LT - Time\ zone + \left(\frac{4 \cdot \psi}{60} \right) \quad (\text{Eq. 3})$$

- Info: Regarding the time zone the following is important: *Time zone*: negative time zones are to the west and positive time zones are to the east of GMT+0, e.g. Germany and Spain lie in zone +1, Egypt, Morocco, Algeria, Tunisia and Jordan lie in zone +2. The unit of time zone is [hours].
- Info: *LT* is the local time. Local time is the time of a particular region or time zone, i.e. this is the time on your watch. The time of the day is taken from 0 to 24 (please note: For example, 6:15am is equivalent to 6.25). The unit of *LT* is [hours].
- Info: To obtain the unit [hours], " $4 \cdot \psi$ " is divided by 60 minutes.

$$ALT = LMT + \left(\frac{EOT}{60} \right) \quad (\text{Eq. 4})$$

- Info: *ALT* is the apparent local time and has the unit [hours]. *LMT* also has the unit [hours]
Note: To obtain the unit [hours], *EOT* is divided by 60 minutes.

$$\omega = (12 - ALT) \text{hours} \cdot \frac{15^\circ}{\text{hour}} \quad (\text{Eq. 5})$$

- Info: The apparent local time is converted to an hour angle (ω), according to Eq. 5. The hour angle is the "angular displacement of the sun east or west of the local meridian due to rotation of the earth on its axis at 15° per hour; morning negative, afternoon positive." [2]
The unit of ω is [°]. Please note that the unit "*hour(s)*" cancels itself out in the equation.

¹ J. Duffie, W. Beckman, Solar engineering of thermal processes, 3rd. Edition, Published by John Wiley & Sons, 2006

The solar position also very much depends on the tilt of earth's axis. Therefore, the declination angle δ (i.e. the tilt) of the earth needs to also be calculated. The unit of δ is [°]:

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \sin\left(360 \frac{(284 + day)}{365}\right) \quad (\text{Eq. 6})$$

Finally, the solar azimuth angle α_s [°] and the solar elevation angle θ_e [°] are determined by:

$$\theta_e = \sin^{-1}(\sin(\delta) \cdot \sin(\phi) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) \quad (\text{Eq. 7})$$

$$\alpha_s = \begin{cases} 180^\circ - \cos^{-1}\left(\frac{\sin(\theta_e) \cdot \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\cos(\theta_e) \cdot \cos(\phi)}\right) & \text{for ALT} \leq 12:00 \text{ hrs} \\ 180^\circ + \cos^{-1}\left(\frac{\sin(\theta_e) \cdot \sin(\phi) - \sin(\delta)}{\cos(\theta_e) \cdot \cos(\phi)}\right) & \text{for ALT} > 12:00 \text{ hrs} \end{cases} \quad (\text{Eq. 8})$$

Question

- What do you notice about the dates and sun paths? Compare the diagrams. What do you notice about the azimuth and zenith angles for the three locations? Discuss your diagrams.

Question

- Your instructor will discuss with you the main points you should understand about the sun path diagrams.

Annexe-C

**Scale Up 3000T : Etude de faisabilité
technico économique pour maintenir en
chauffe un réservoir 3000 T de bitume à
130°C**

1 Etude technique

La conception de l'installation solaire de notre procédé consiste en un champ solaire de capteurs cylindro parabolique, avec stockage thermique, hybridé avec une chaudière à fuel, et couplé à notre application industrielle qu'est le réservoir de 3000T du bitume. La figure 1 montre le schéma simplifié du modèle de centrale solaire :

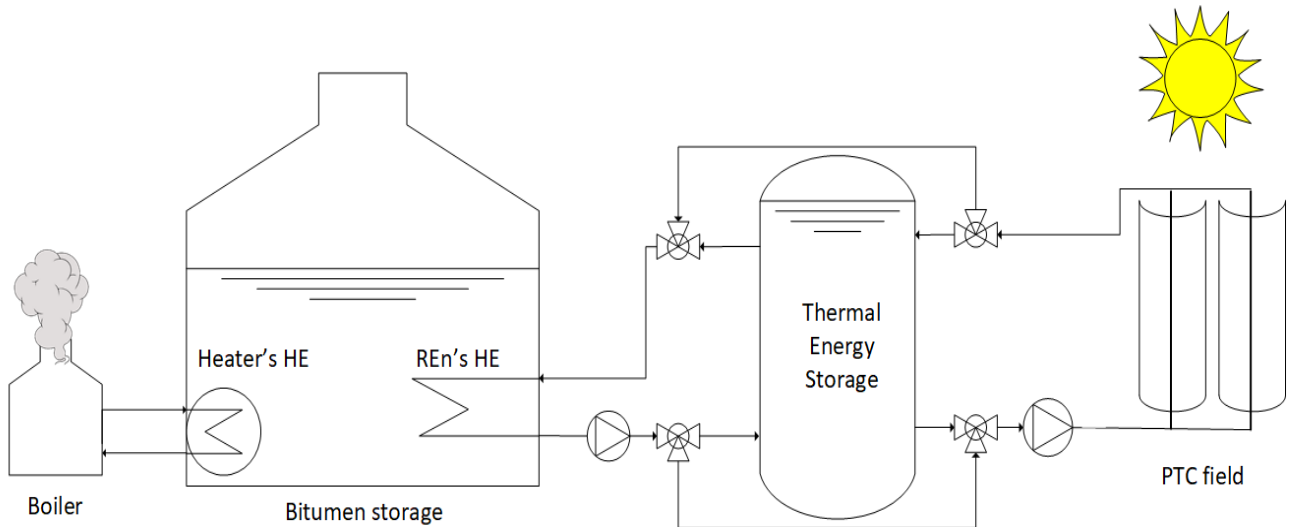


Fig. 1 : Diagramme de maintien de la chaleur du stockage de bitume avec un système hybride (solaire thermique et chaudière)

1.1 Le champ solaire

Le champ des capteurs cylindro parabolique se compose d'un réseau de N_s collecteurs en série, répartis-en N_p rangées parallèles. Nous allons prendre la distance entre les rangées égale à deux fois la largeur de la parabole. La figure 2 montre la structure du modèle de champ solaire et les paramètres de conception.

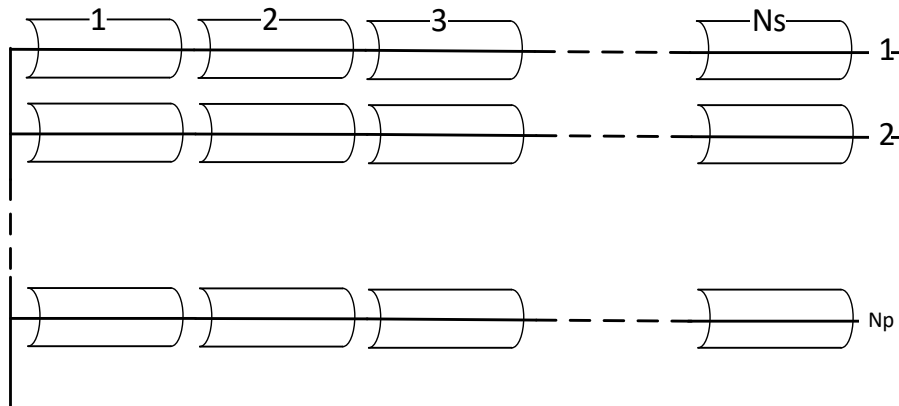


Fig.2 : Modèle de réseau de champs PTC.

Afin d'optimiser le temps de calcul, nous allons considérer l'équation de l'efficacité thermique d'un capteur solaire[1] :

$$\eta_i = a_0 + a_1 \frac{(T_{f,i} - T_a)}{G_{b,n}} + a_2 \frac{(T_{f,i} - T_a)^2}{G_{b,n}} \quad (1)$$

Où $T_{f,i}$ est la température moyenne du fluide, T_a est la température ambiante et $G_{b,n}$ est l'irradiance normale directe (DNI). Dans cette étude nous avons choisi le capteur cylindro parabolique développé à université internationale de Rabat comme c'est montré dans la figure suivante :



Fig. 3 : Le capteur cylindro parabolique développé et installé au niveau du prototype Bituma.

Le tableau 1 présente un résumé des performances et des caractéristiques économiques de notre capteur cylindro parabolique.

Tableau 1: caractéristique du capteur cylindro parabolique

Surface de captation (m²)	12.2
Facteur de concentration géométrique	14.4
Facteur optique a0 (-)	0.653
Facteur de déperdition thermique a1(W/ (m² K))	-0.3755
Facteur de déperdition thermique a2(W/ (m² K²))	0.00213
Rendement du capteur à 200°C (-)	0.52
Prix du capteur par unité de surface (€/m²)	300

1.2 Le stockage

Le stockage d'énergie thermique se compose d'un réservoir stratifié avec deux entrées et deux sorties. Un rapport hauteur / diamètre de l'ordre de trois est recommandé par [2] afin d'équilibrer la minimisation des pertes thermiques avec la maximisation de la stratification thermique. Le modèle de réservoir consiste en un ensemble de bilans énergétiques pour N segments de fluide, et est donné par le système d'équations différentielles non linéaires :

$$V_i \rho_i C_{p,i} \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_s C_{p,i} (T_{i+1} - T_i) - UA_{e,i} (T_i - T_a) + \dot{m}_l C_{p,i} (T_{i-1} - T_i) \quad \text{for } i = 1, N \quad (2)$$

Où $V_i \rho_i$ et $C_{p,i}$ sont respectivement le volume de stockage, la densité et la chaleur spécifique du i -ème nœud, \dot{m}_s est le débit massique dans le circuit solaire, \dot{m}_l est le débit massique de charge, U est le transfert de chaleur global coefficient et $A_{e,i}$ est la surface du i -ème nœud.

1.3 Le besoin énergétique

Nous avons effectué la même étude thermique que pour le réservoir de 40 tonnes (livrable 3). Ce qui nous a donné pour un réservoir de 3000T les résultats suivants :

Tableau 2: Les déperdition thermique de chaque surface du réservoir du Bitume.

Surface	Déperdition thermique, q (KW)
Surface latérale sèche	11,07
Surface latérale humide	19,19
Toit	33,27
Fond	57,68
Total	100

Dans nos calculs, Nous tiendrons en compte le profil de la demande énergétique continue comme c'est présenté la figure ci-dessous

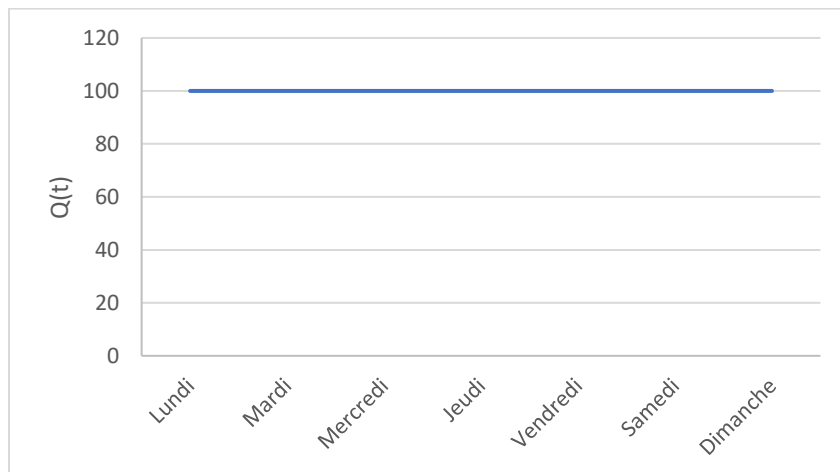


Fig. 4 : Profil de la demande énergétique

1.4 La localisation et les données météorologiques

L'usine Bituma est située dans les coordonnées sphériques « 33.881885, -6.988300 ». Nous pouvons maintenant identifier la surface disponible et l'irradiation solaire dans l'usine Bituma.

Comme nous montre les images suivantes, la surface disponible dans le site de bituma est de l'ordre de 8464 m². Une surface très suffisante pour notre système et pour une décision d'un scale up du système.



Fig. 5 : La surface A disponible dans le site de bituma

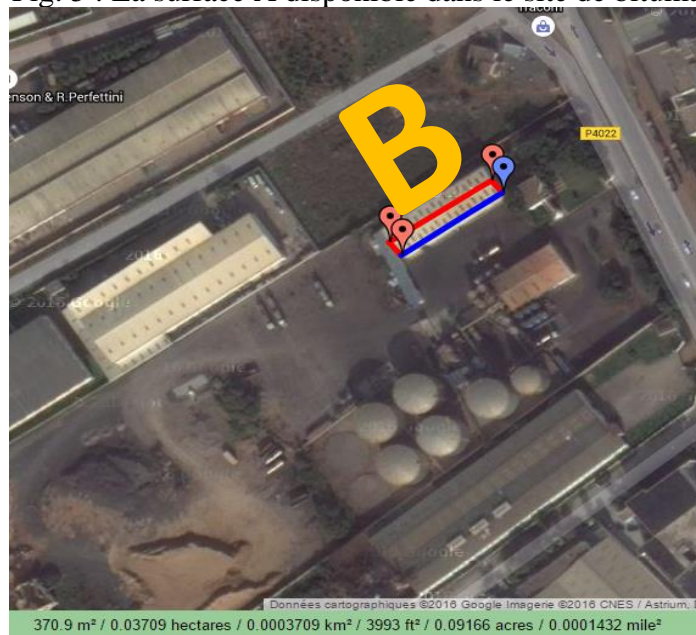


Fig. 6 : La surface B disponible dans le site de bituma

1.5 Energie solaire disponible dans le site de l'usine bituma

L'année météorologique typique (TMY) de la ville Rabat a été utilisée comme données météorologiques. Le logiciel Meteonorm génère le TMY Comme le montrent les figures 14 et 15 :

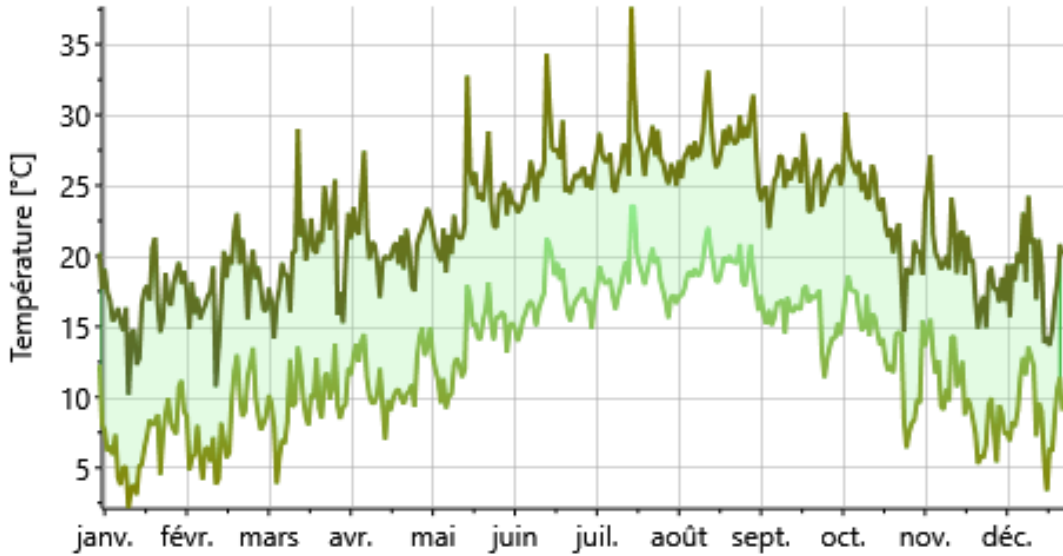


Fig. 7 : Température journalière de la ville Rabat

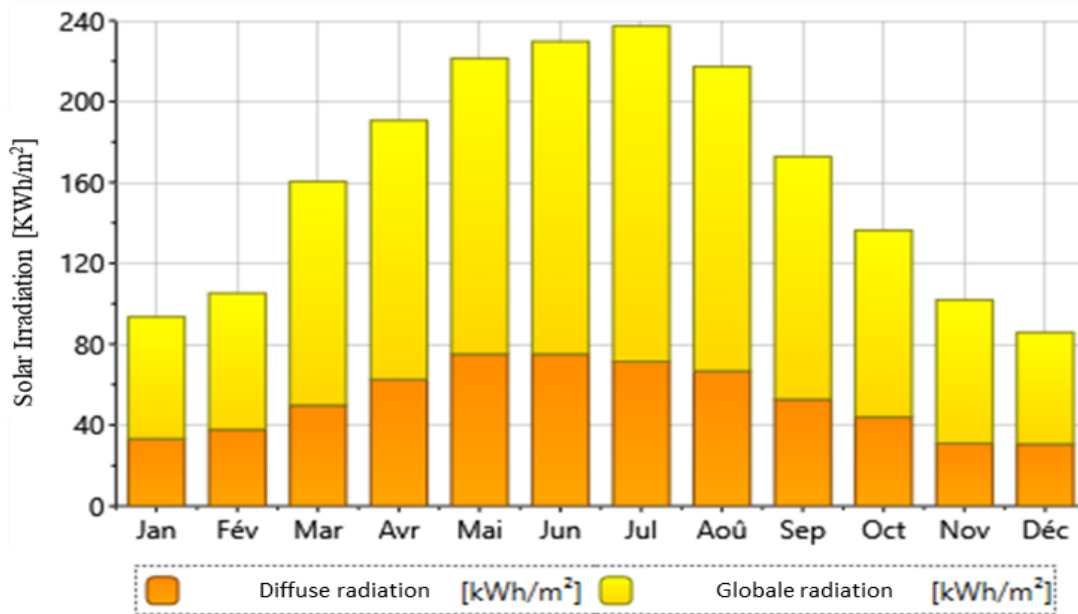


Fig. 8 : Irradiation solaire Moyenne mensuelle de la ville Rabat

1.6 Les composants secondaires

Dans notre étude, deux pompes de circulation sont envisagées pour les circuits primaire et secondaire avec une efficacité de 70% comme c'est montré dans la figure 1. Une vitesse de circulation dans la tuyauterie de $v = 1,5$ m/s est considérée [3] afin que le diamètre soit automatiquement dimensionné pour le débit massique de conception donné. Une longueur totale de tuyauterie de 100 m est considérée pour le circuit primaire et une autre de 100 m pour le circuit secondaire.

Le tableau 3 récapitule les données et les hypothèses qui vont être pris en considération dans notre simulation.

Tableau 3: l'hypothèse de base de notre installation

Paramètre	Hypothèse de base
Location	Rabat (l'usine Bituma) TMY2
Température du process industriel	140°C
Différence de la température dans l'échangeur du chaleur	10°C
Besoin thermique	100KW
Profile de consommation	En continue tout la semaine
Type du capteur utilisé	Capteur Cylindro parabolique développé à UIR
Orientation	N-S
Suivi	E-W
Storage	Stockage thermique sensible dans un réservoir stratifié
Efficacité des pompes	70%
Chaudière d'appoint	Chaudière à fuel de l'usine Bituma
Longueur du circuit primaire	100m
Longueur du circuit secondaire	100m

Etude économique

Les procédés industriels constituent un marché économique intéressant pour les champs solaires à base des capteurs cylindro parabolique. Le profil économique des projets solaires intégrés à l'industrie est défini par un investissement initial élevé dans l'installation solaire qui est amorti par les économies de consommation de carburant réalisées au cours de sa durée de vie. Le carburant utilisé dans notre cas et dans la plupart des industrie marocaines c'est le fioul N°5. Selon l'agence internationale de l'énergie (IEA), une augmentation est prévue sur le prix du Fioul au Maroc.

1.7 Hypothèse économique du calcul

Des hypothèses de base économique ont été envisagé pour établir des conditions aux limites représentatives. La durée de vie de l'installation solaire quantifie le nombre d'années pendant lesquelles le système devrait fonctionner et était estimée à 25 ans. Le taux d'actualisation du marché reflète l'actualisation du capital et a été estimé à 3%. Le pourcentage de l'investissement initial emprunté dans le scénario étudié était considéré comme 50% du coût de l'usine, à un taux d'intérêt annuel de 8%, et les 50% restants étaient couverts directement par l'investisseur.

Comme c'est avisé, le fioul est choisi comme une source d'énergie fossile qui va faire l'appoint dans l'absence de la source renouvelable. Le prix du fioul est de 0.50 Dh/KWh. Nous avons assumé que le prix du fioul va rester fixe toute la durée de la vie de notre système.

Le coût de maintenance représente 2% de l'investissement initial avec un taux d'inflation de 1% par an. Le cout de revente du système à la fin de vie est de 10%. Le tableau 3 présente un résumé des valeurs prises en compte dans le scénario économique.

Le tableau suivant résume les hypothèses économiques de base considérées dans notre étude.

Tableau 4: hypothèses économiques de base

Paramètre	Hypothèse de base
Durée de vie de l'installation	25 ans
Pourcentage d'investissement emprunté	50%
Taux d'intérêt de la Banque	5%
Assurance d'installation	1%
Prix du capteur	3,236.67 Dh /m ² (300 €)
Prix du stockage	4,855.01 Dh /m ³ (450 €)
Prix du fioul	0.50 Dh/KWh
Cout du maintenance	2 %
Augmentation annuelle du cout de maintenance	1%
Le cout de revente du système à la fin de vie	10%

1.8 Cout de l'installation solaire

Le coût total de l'installation solaire comprend une partie fixe et une partie variable. Les coûts fixes sont indépendants de la taille du système, tandis que les autres coûts tels que le coût du capteur, le coût de stockage, le coût des tuyauteries, et le coût du terrain est proportionnel à la taille de notre champs solaire. Le coût total de l'installation solaire peut être calculé par l'équation suivante :

$$C_T = C_f + C_{PTC}A + C_{st}V + C_{pi}L + C_lA_g \quad (3)$$

Tel que, C_f représente les coûts fixes, C_{PTC} est le coût du capteur solaire par unité de surface, C_{st} est le coût de stockage thermique par unité de volume, C_{pi} est le coût de la tuyauterie par unité de longueur et C_l est le coût d'aménagement du terrain par unité de surface.

Optimisation

L'optimisation est définie conceptuellement comme le processus de minimisation d'une fonction objective pour un ensemble donné de contraintes et de conditions[4]. Le système d'équations développé a été modéliser et optimiser sur le logiciel Matlab. La méthode de résolution d'erreur combinée et un algorithme génétique sont utilisés pour résoudre ce problème d'optimisation très complexe.

1.9 Les variables et les constraints

Trois variables sont considérés dans l'optimisation thermo-économique. Les variables abordées sont le nombre de capteurs en série N_s , le nombre de capteurs en parallèle (rangées) N_p , et le volume de stockage d'énergie thermique 'V'. Ces variables sont limitées par des contraintes dues à leurs restrictions physiques ou techniques. N_s et N_p ne peuvent pas être inférieurs à zéro puisqu'un nombre négatif de rangées ou de collecteurs en série n'aurait aucune signification physique. La limite supérieure de N_s et N_p est considérée comme non contrainte en supposant qu'il y a suffisamment de surface disponible pour installer le champ solaire. Le volume de stockage du réservoir 'V' ne peut pas être inférieur à zéro car les volumes de stockage négatifs n'auraient aucune signification physique, alors que le volume maximum est considéré comme non contraint.

1.10 La fonction objective : fonction économique

Plusieurs fonctions économiques peuvent être prises en compte pour l'optimisation et la conception, à savoir le délai de récupération (pay-back time), le coût de l'énergie (the levelized cost of energy) et le cycle de vie (life cycle savings). Dans cette étude, la fonction objective de l'optimisation sera le Coût unitaire d'énergie (LCOE) par la suite nous allons calculer le cycle de vie et le délai de récupération au point optimale.

Le LCOE selon l'agence international de l'énergie correspond au coût actuel de l'énergie thermique fournie par le système hybride complet (solaire et chaudière). Ce paramètre est donné par la formule suivante :

$$LCOE = \frac{CRF \cdot \text{investissement total sur l'usine} + \text{les frais d'exploitation et de maintenance} + \text{le coût annuel du fuel} \cdot \text{appoint}}{\text{l'énergie thermique annuelle produite par tout le système}} \quad (4)$$

Où Le CRF est le facteur de récupération du capital, qui dépend du taux d'actualisation 'i' et de la durée de vie de l'installation 'n'. Ce facteur est exprimé par l'équation (5) :

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (5)$$

Résultats

L'évolution mensuelle du système solaire au point optimal pour est présentée dans la Fig.9 :

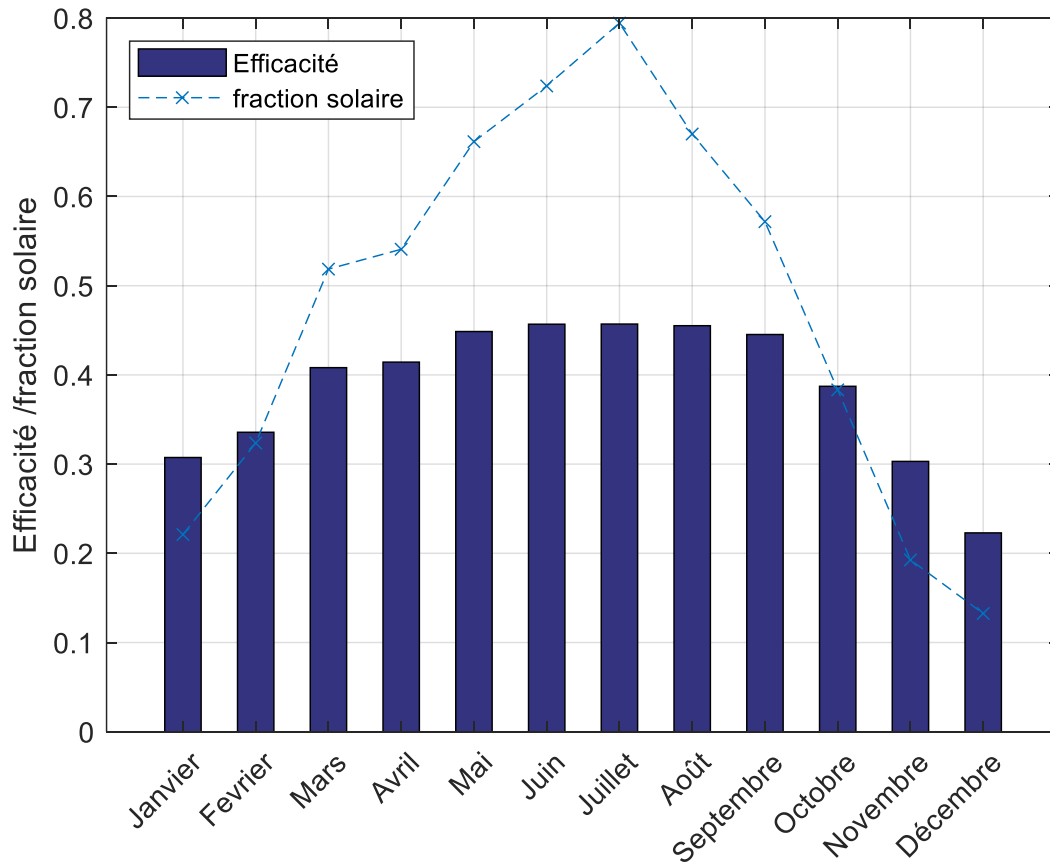


Figure 9 : Fraction solaire mensuelle et efficacité de l'installation au point optimal

Le cylindre parabolique obtient un revenu économique très intéressant avec un coût de l'énergie de 0.56 Dh/kWh et un temps de retour sur investissement de 8,4 ans. Au point optimal, le capteur présente une fraction solaire annuelle moyenne de 62,9%, avec une efficacité thermique moyenne de 40,1%. Le tableau suivant récapitule les résultats de l'optimisation :

Tableau 5: Point de conception optimal et performances économiques pour les 3000T.

Surface de captation A (m²)	1075
Surface d'occupation A_g (m²)	2480
N_s	18
N_p	4
V (m³)	70
Fraction solaire moyenne	0.629
Rendement du système	0.401
LCOE (Dh/kWh)	0.56
Le délai de récupération (ans)	8,4

Référence bibliographique :

- [1] S. A. Kalogirou, Solar Energy Engineering Processes and Systems, (Second Ed. Elsevier, 2013.
- [2] Z. Lavan and J. Thompson, "Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks," Sol. Energy, vol. 19, no. 5, pp. 519–524, 1977.
- [3] R. K. Sinnott, Coulson and Richardson's Chemical Engineering :Chemical Engineering Design, 4th Editio., vol. 6. Elsevier, 2005.
- [4] S. S. Rao, Engineering Optimization: Theory and Practice: Fourth Edition. 2009.