

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Badji Mokhtar Annaba University
Université Badji Mokhtar – Annaba
Faculté de Technologie



جامعة باجي مختار – عنابة

كلية التكنولوجيا

Département de Génie Mécanique

قسم الهندسة الميكانيكية

Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat

Spécialité : Énergies renouvelables en mécanique

Filière : Génie Mécanique

Par :

DERBAL Dhikra

Thème :

Dimensionnement d'une centrale solaire thermodynamique basée sur la technologie de tours solaires

Thèse soutenue le 20 Octobre 2025 devant le jury composé de :

N°	Nom et prénom	Grade	Etablissement	Qualité
01	OUZINE Boussaid	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Président
02	ABDERREZAK Abdallah	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Rapporteur
03	MOUSSAOUI Abdelkarim	Prof.	Université de 8 Mai 1995 - Guelma	Examineur
04	BAHI Taher	Prof.	Université Badji Mokhtar -Annaba	Examineur
05	HOUABES Mourad	Prof.	Ecole ENSTI - Annaba	Examineur

"تحجيم محطة للطاقة الشمسية الديناميكية الحرارية باستخدام تكنولوجيا الأبراج الحرارية"

الملخص:

تعد دراسة و متابعة إعدادات النظم الفرعية لمحطات توليد الطاقة بالأبراج الشمسية أمراً بالغ الأهمية في تحسين أدائها. من بين التحديات الرئيسية التي يواجهها الحقل الشمسي التقليل من حجب الهيليوستات من طرف هيليوستات مجاورة. تساهم النمذجة المثالية للحقل الشمسي و اختيار سائل ناقل للحرارة و مادة التصميم و نظام التحويل الحراري الديناميكي الى زيادة معتبرة في الأداء العام للمحطة. الهدف من هذه الأطروحة هو اجراء نمذجة مثالية لمحطة توليد الطاقة الكهربائية تعتمد على الأبراج الشمسية في الجنوب الجزائري. و لتحقيق هذا الهدف، من الضروري اجراء دراسة للأرصاء الجوية لثلاث مناطق في الصحراء الجزائرية تستوفي معايير إنشاء محطة توليد الطاقة بالأبراج الشمسية لاختيار المنطقة المناسبة. بعد ذلك، تم انشاء مخطط لتنظيم مواقع الهيليوستات في الحقل و التقليل من ظاهرة الحجب الشمسي، حيث تم كتابة المخطط بشكل خوارزمية باستخدام برنامج الماتلاب لحساب موقع كل هيليوستا، بعدها تم استخدام برنامج صولاربيلوپ لتحديد أداء الحقل الشمسي و متابعة تأثير الإعدادات التصميمية على الأخير لتوليد تخطيط أمثل. أما على مستوى جهاز الاستقبال الحراري فقد تم دراسة تأثير سائل نقل الحرارة و مواد التصميم بالإضافة إلى بعض الإعدادات الديناميكية الحرارية لتصميم أمثل. تم نمذجة خمسة أنظمة لتحويل الطاقة (رانكين، برايتن، برايتن تجديدي، برايتن تجديدي متتالي و نظام تركيبى (برائتن و رانكين) باستخدام برنامج آسبن هايسيس. تم مقارنة الأنظمة المذكورة من حيث الكفاءة الاجمالية و الحرارية و الطاقة الكهربائية المنتجة الصافية. أظهرت النتائج المتحصل عليها تفرست تعد المنطقة المناسبة بانجاز مشروع محطة أبراج شمسية و أن الإعدادات الهندسية للحقل الشمسي تؤثر بشكل مباشر على أدائه. كما أن الترتيب الأمثل للهيليوستات في الحقل الشمسي أدى إلى تحسين بنسبة 8.3 بالمئة عن الترتيب الأولي. و بهذا تم ترتيب 2120 هيليوستا في حقل شمسي بكفاءة بصرية قدرت ب 65.85 بالمئة و كفاءة حجب 99.03 بالمئة. كما أن النتائج قد أكدت أن انخفاض سرعة الرياح و السائل الناقل للحرارة و القطر الخارجي لانبوب المستقبل الحراري الى تحسين كفاءته. كما أن الصوديوم السائل و الفولاذ المقاوم للصدأ لهما أداء عالي. أظهرت الدراسة المقارنة لأنظمة التحويل الطاقوي أن النظام المركب (برائتن و رانكين) المرتبط بحقل شمسي يحتوي على 2120 هيليوستا قد أظهر كفاءة حرارية و اجمالية مرتفعة بنسبة 63.9 بالمئة و 34.31 بالمئة على التوالي، بطاقة كهربائية تقدر ب 77.96 ميغاواط، يليها نظام برائتن المتجدد الذي أظهر تحسناً بنسبة 29 بالمئة في الكفاءة الإجمالية للمحطة مقارنة بنظام برائتن التقليدي. يظهر نظام برائتن المتتالي كفاءة منخفضة مع المزيد من العتاد مقارنة بالأنظمة الأخرى. الانخفاض في كسر التدفق يحسن انتاجية النظام. تم مقارنة المحطة المقترحة (م1) بمحطتين تم اقتراحهما في عمل سابق (م2) و (م3) و قد أظهرت نتائج المقارنة أن (م1) يشغل مساحة أقل و يظهر تحسناً بنسبة 16.14 بالمئة و 14.92 بالمئة. من الكفاءة البصرية و 58.14 بالمئة و 42.32 بالمئة من الكفاءة الحرارية مقارنة ب (م2) و (م3).

كلمات مفتاحية: حقل هيليوستا، مستقبل حراري، نظام تحويل، برج شمسي

"Dimensionnement d'une centrale solaire thermodynamique basée sur la technologie de tours solaires"

Résumé :

L'étude et l'évaluation de l'impact des paramètres des sous-systèmes des centrales à tour solaire revêtent une importance cruciale dans l'amélioration de leurs performances. L'un des défis majeurs rencontrés dans le champ solaire d'héliostat est la réduction du phénomène de blocage causé par les héliostats adjacents. Le dimensionnement optimal du champ solaire, du récepteur, du système de conversion, ainsi que l'étude de sensibilité des facteurs déterminants, engendrent une amélioration significative des performances globales. L'objectif de la présente thèse est d'effectuer un dimensionnement optimal d'une centrale à tour solaire dans le sud algérien. Pour ce faire, il est primordial de mener une étude météorologique sur trois régions du désert algérien répondant aux critères requis pour l'implantation d'une telle centrale. Ensuite, une disposition des héliostats visant à minimiser l'effet de blocage a été conçue en utilisant Matlab pour le calcul de leurs positions, et SolarPilot pour évaluer les performances du champ solaire. Une analyse paramétrique a été réalisée afin d'identifier l'impact des paramètres de conception sur les performances du champ et de générer une disposition optimale. Un dimensionnement du récepteur solaire a ensuite été effectué, prenant en compte l'effet du fluide caloporteur, du matériau de construction des tubes ainsi que les paramètres opérationnels et géométriques, en vue de déterminer les options les plus performantes. La modélisation du système de conversion a été réalisée à l'aide d'Aspen Hysys, accompagnée d'une étude comparative de cinq systèmes de conversion d'énergie (Rankine, Brayton, Brayton régénératif, Brayton en cascade, et cycle combiné (Brayton-Rankine)). Ces systèmes ont été évalués en termes d'efficacité globale, d'efficacité thermique et de puissance électrique nette produite. Les résultats obtenus indiquent que les paramètres géométriques du champ solaire influencent significativement ses performances. La disposition optimale du champ permet une amélioration de 8.3 % par rapport à la disposition initiale. La disposition de 2120 héliostats atteint une efficacité optique de 65.85 % et une efficacité de blocage de 99.03 %. La réduction de la vitesse du vent, de celle du fluide, ainsi que du diamètre extérieur des tubes du récepteur, améliore notablement l'efficacité de ce dernier. Le sodium liquide et l'acier inoxydable se sont révélés particulièrement performants. Parmi les systèmes thermodynamiques analysés, le cycle combiné associé au champ solaire optimisé (2120 héliostats) offre les meilleures performances, avec une efficacité thermique de 63.9 %, une efficacité globale de 34.31 %, et une puissance électrique nette de 77.96 MW. Le cycle de Brayton régénératif arrive en deuxième position, avec une amélioration de 29 % de l'efficacité globale par rapport au Brayton classique. En revanche, le système de Brayton en cascade présente des performances réduites, notamment en raison de la complexité accrue liée au nombre plus élevé de composants. En outre, la diminution de la fraction du débit $Y \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}} \right)$ permet une amélioration de la productivité du système. Enfin, La comparaison de la centrale proposée dans ce travail (C1) et deux autres centrales issues d'une étude antérieure (C2 et C3), montre que (C1) occupe moins d'espace tout en présentant une augmentation de 55.92 % de la puissance électrique nette et une amélioration de plus de 16.14 % de l'efficacité optique et de 58.17 % du rendement thermique par rapport à (C2). D'autre part, des gains sont également notables par rapport à (C3), avec une augmentation de 14.92 % de l'efficacité optique et de 42.32 % du rendement thermique.

Mots clés : Champ d'héliostats, récepteur central, système de conversion, tour solaire

« Dimensioning of a thermodynamic solar power plant based on tower solar technology »

Abstract:

Improving the performance parameters of solar tower power plant subsystems necessitates an examination and evaluation of their parameters. One of the main challenges encountered in heliostat field is the reduction of the blocking phenomenon caused by adjacent heliostats. Optimal design of the solar field, appropriate selection of the heat transfer fluid, construction materials, conversion system, and in depth analysis of thermodynamic parameters can lead to a significant enhancement of the overall performance. The objective of this thesis is to carry out the optimal design of a solar tower power plant located in southern Algeria. To achieve this, a meteorological study was conducted across three regions of the Algerian desert that meet the criteria required for the installation of such plant. Subsequently, a heliostat layout aimed at minimizing the blocking effect was developed using Matlab to calculate heliostat positions, and SOLARPILOT was used to assess the optical performance of the solar field. A parametric analysis was conducted to evaluate the impact of key design parameters on the field's performance and to identify an optimal configuration. The solar receiver was then sized, taking into account the influence of the heat transfer fluid, the construction materials, and the thermodynamic parameters in order to select the most efficient options. The modeling of the conversion system was carried out using Aspen Hysys. A comparative study was performed on five thermodynamic cycles (Rankine, Brayton, regenerative Brayton, cascaded Brayton, and combined cycle (Brayton-Rankine)). These systems were evaluated in terms of thermal efficiency, overall efficiency, and net electrical power output. The findings indicate that the geometric parameters of the solar field have a significant impact on its performance. The optimal layout improves performance by 8.3 % compared to the preliminary layout. A layout with 2120 heliostats yields an optical efficiency of 65.85 % and a blocking efficiency of 99.03 %. Reducing the air velocity, fluid velocity, and the outer diameter of the receiver tubes also significantly enhances receiver performance. Liquid sodium and stainless steel 316 proved to be the most efficient options. Among the thermodynamic systems analyzed, the combined cycle associated with the optimized solar field (2120 heliostats) demonstrated the best performance, with a thermal efficiency of 63.9 %, an overall efficiency of 34.31 %, and a net electrical power of 77.96 MW. The regenerative Brayton system ranked second, with a 29 % enhancement in total plant efficiency compared to the conventional Brayton cycle. In contrast, the cascaded Brayton cycle exhibited lower performance, mainly due to the increased complexity and number of components. Moreover, reducing the mass flow fraction $Y\left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}}\right)$ contributes to an increase in system productivity. The comparison between the proposed power plant in this work (C1) and two power plants from a previous study (C2) and (C3), shows that (C1) occupies less space while achieving improvements of more than 16.14 % in optical efficiency and 58.17 % in thermal efficiency compared to (C2). Moreover, significant gains are also observed compared to (C3), with 14.92 % increase in optical efficiency and 42.32 % improvement in thermal efficiency.

Key words: heliostat field, central receiver, conversion system, solar tower.

Dédicace

J'ai un grand plaisir de dédier ce modeste travail à :

Mes chers parents et mon cher mari en témoignage et en gratitude de leur dévouement, de leur soutien permanent, leur sacrifice illimité et leur réconfort moral.

A ma fille Yafa, source inépuisable d'amour, de joie, d'inspiration et de motivation

Mes chers frères, MOHAMED ZINNEEDINE, CHAHREDDINE, ABDERRAOUF et FAROUQ

Mes grandes mères BOUHAFNA Aziza et MAKHLOUFI Fatima

Mes nièces YUCEF, ABDERRAHMANE et GHOFRANE

Ma belle-famille et à toute ma grande famille sans exception

D. Dhikra

Remerciement

Un grand merci revient, encore et toujours, à notre Dieu le tout puissant, qui m'a donné le courage, la patience, et qui a éclairé mon chemin pour achever ce travail. Nombreux sont ceux qui m'ont soutenu, aidé ou supporté. Je suis reconnaissante à tous d'avoir contribué autant que possible pour que cette thèse se fasse. Je tiens tout d'abord à remercier :

- *Monsieur ABDERREZAK Abdallah, Professeur à l'université de Badji Mokhtar-Annaba, mon directeur de thèse, qui a tout d'abord accepté de m'encadrer, puis m'a soutenu, enrichi et orienté, par ses conseils avisés tout au long de ce travail. Je lui dois également beaucoup pour le soutien moral et quotidien qu'il m'a apporté. Je tiens à lui exprimer toute ma reconnaissance et ma profonde gratitude.*
- *Monsieur BOUSSAID Ouzine, Professeur à l'université de Badji Mokhtar-Annaba, de m'avoir accueillie dans son laboratoire, d'être toujours disponible en m'offrant ses conseils méthodologiques, et pour l'honneur qu'il m'a fait, en acceptant la présidence du jury.*
- *Les membres du jury qui m'ont fait l'honneur de bien vouloir évaluer mon travail, et plus précisément :*
 - *Monsieur BOUSSAID Ouzine, Professeur à l'université de Badji Mokhtar- Annaba*
 - *Monsieur MOUSSAOUI Abdelkarim, Professeur à l'université de 8 Mai 1945-Guelma*
 - *Monsieur BAHY Taher, professeur à l'université de Badji Mokhtar – Annaba.*
 - *Monsieur HOUABES Mourad, Professeur à L'école ENSTI- Annaba*

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre 01 : Développement du système de concentration à tour solaire	
1. Introduction.....	5
2. Historique de la technologie de tour solaire:.....	5
3. Principe de fonctionnement :.....	7
3.1 Champ d'Héliostat :.....	9
3.2 Système de poursuite :.....	9
3.3 Tour solaire.....	10
3.4 Récepteurs centraux :.....	11
3.4.1 Récepteur volumétrique:.....	11
3.4.2 Récepteur externe :.....	12
3.4.3 Récepteur à cavité :.....	13
3.4.4 Récepteur à particules :.....	14
3.5 Fluides de transfert de chaleur :.....	16
3.5.1 Air et d'autres gaz :.....	17
3.5.2 Eau/Vapeur :.....	17
3.5.3 Sels fondus :.....	18
3.5.4 Sodium liquide :.....	19
3.6 Stockage thermique :.....	19
3.6.1 Stockage de chaleur sensible :.....	19
3.6.2 Stockage de chaleur latente :.....	20
3.6.3 Stockage de la chaleur thermochimique :.....	21
3.7 Systèmes de conversion de l'énergie :.....	23
3.7.1 Cycle de Brayton:.....	23
3.7.2 Cycle de Rankine :.....	24
3.7.3 Cycle combiné :.....	25
4. Conclusion :.....	26
Chapitre 02 : Gisements solaires en Algérie	
1. Introduction.....	28
2. Constante solaire.....	28
3. Position du soleil.....	29

3.1	Coordonnées géographiques :.....	29
3.1.1	Latitude:.....	29
3.1.2	Longitude :.....	29
3.1.3	L'altitude :.....	30
3.2	Cordonnées horizontales :.....	30
3.2.1	Azimut (ψ):	30
3.2.2	Angle de la hauteur solaire(γ) :.....	30
3.2.3	Distance zénithale (z):	30
3.3	Trajectoire apparente du soleil :	31
3.3.1	Cordonnées équatoriales:	31
3.3.1.1	Déclinaison solaire (δ) :.....	31
3.3.1.2	Angle horaire (ω) :.....	31
4.	Types de rayonnement.....	32
4.1	Rayonnement direct :.....	32
4.1.1	Ciel clair :	32
4.1.2	Ciel quelconque :.....	33
4.2	Rayonnement diffus :	34
4.3	Rayonnement réfléchi :	34
4.4	Rayonnement global :.....	34
4.4.1	En cas de Ciel clair (sans nuages) :.....	34
4.4.2	En cas du ciel quelconque :	34
5.	Gisement solaire en Algérie et choix du site :	35
5.1	Situation géographique de l'Algérie :.....	35
5.2	Gisement solaire moyens en Algérie :.....	36
5.3	Critères de sélection du site d'implantation :	37
5.3.1	Critères météorologiques :.....	38
5.3.2	Critères topographiques :.....	38
5.3.3	Critères de biodiversité :	39
5.3.4	Critères environnementales et sociales :	39
5.3.5	Critères géotechniques :.....	39
5.3.6	Critères hydrologiques :	40
6.	Conclusion:	40

Chapitre 03: Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

1.	Introduction.....	40
----	-------------------	----

2.	Choix du site d'implantation	41
3.	Dimensionnement du champ d'héliostats	43
3.1	Disposition des héliostats en anneaux et groupes :	43
3.1.1	Le diamètre caractéristique (DM)	43
3.1.2	Rayon du premier anneau :	44
3.1.3	Incrément radial minimal ΔR_{min}	44
3.1.4	Espacement azimutal ($\Delta\alpha$)	44
3.1.5	La direction angulaire Ψ_n	45
3.1.6	La hauteur du point de visé H_p	45
3.1.7	Nombre d'héliostat NH	45
3.1.8	Le rayon de l'anneau i (R_i)	46
3.1.9	Localisation de l'héliostat	47
3.1.10	Efficacité total du champ solaire	47
3.1.11	Efficacité de cosinus	47
3.1.12	Efficacité d'atténuation atmosphérique	47
3.1.13	Efficacité de diversement	48
3.1.14	Efficacité d'ombrage et du blocage	48
3.1.15	Energie solaire incidente	49
4.	Dimensionnement du récepteur solaire	51
4.1	L'énergie réfléchie	51
4.2	L'énergie absorbée	51
4.3	Paramètres géométrique du récepteur	51
4.3.1	Flux thermique admissible	51
4.3.2	Diamètre et hauteur du récepteur	52
4.3.3	Configuration intérieure du récepteur	53
4.3.4	Débit massique totale	54
4.3.5	Nombre de tubes et de collecteurs	55
4.3.5.1	Nombre de tubes	55
4.3.5.2	Nombre de collecteurs	56
4.3.6	L'efficacité du récepteur	56
4.3.6.1	Température de la surface du récepteur	57
4.3.6.2	Les pertes thermiques	61
4.3.6.2.1	Pertes par convection	61
4.3.6.2.1.1	Coefficient de la convection forcée	61
4.3.6.2.1.2	Coefficient de la convection naturelle	62

4.3.6.2.2	Pertes de chaleur par conduction	63
4.3.6.2.3	Pertes de chaleur par émissivité	64
4.3.6.2.4	Pertes de chaleur par réflexion	64
5.	Puissance de pompage	67
6.	Système de stockage	68
7.	Système de conversion d'énergie	69
7.1	Système de Rankine	69
7.2	Système de Brayton classique	70
7.3	Système de Brayton régénératif.....	71
7.4	Système de Brayton en cascade	71
7.5	Système combiné (Brayton /Rankine).....	72
8.	Conclusion	75

Chapitre 04: Résultats et discussions

1	Introduction.....	76
2	Site d'implantation	76
3	Dimensionnement et étude du champ solaire.....	79
3.1	Analyse paramétrique et optimisation du champ solaire	81
3.1.1	La hauteur de la tour	81
3.1.2	Ouverture du récepteur (diamètre et hauteur)	82
3.1.3	Hauteur de l'héliostat par rapport au sol.....	83
3.1.4	Dimensions de l'héliostat (largeur et longueur).....	84
3.1.5	Rayon minimal (rapport rayon minimal / hauteur).....	87
3.2	Génération du champ solaire optimal.....	88
4	Dimensionnement et optimisation du récepteur solaire.....	93
4.1	Effet de la vitesse de l'air.....	93
4.2	Effet de la vitesse du fluide	94
4.3	Effet du diamètre extérieur du tube	95
4.4	Effet des fluides caloporteurs :.....	96
4.5	Effet des matériaux de construction	97
5	Modélisation du système de conversion.....	99
5.1	Validation du système de conversion.....	99
5.2	Etude et comparaison des systèmes de conversion modélisés	100
5.3	L'effet de la fraction du débit.....	103
6	Conclusion	106
	Conclusion générale.....	106

Liste des figures :

Chapitre 01

Figure 1. 1. Schéma d'une centrale à tour solaire [28].....	8
Figure 1. 2. Concept de base de l'héliostat [32].....	9
Figure 1. 3. a : Monture équatoriale , b : Monture azimutale [28].....	10
Figure 1. 4. Récepteur volumétrique.....	12
Figure 1. 5. Récepteur externe	13
Figure 1. 6. Récepteur à cavité	14
Figure 1. 7. Conception de base d'un récepteur à particules.	15
Figure 1. 8. Schéma des récepteurs : (a) tubulaire et (b) volumétriques [42]	16
Figure 1. 9. Classification des moyens de stockage de la chaleur sensible	20
Figure 1. 10. Classification des matériaux à changement de phase [34], [51].....	21
Figure 1. 11. Cycle de Brayton (1,2,3,4 idéal) (1,2',3,4' réel) [57].	24
Figure 1. 12. Cycle thermodynamique de Rankine [57].	25
Figure 1. 13. Cycle combiné (Brayton + Rankine) [57]	26

Chapitre 02

Figure 2. 1. Relations solaire-terre [59].	29
Figure 2. 2. Cordonnées horizontales du soleil [42].....	31
Figure 2. 3. Distribution annuelle du rayonnement global : a) Mondial, b) Moyen – Orient et l'Afrique du Nord [65].	36
Figure 2. 4. Distribution annuelle du rayonnement global [65].	37

Chapitre 03

Figure 3. 1. Schéma représentatif des étapes de sélection du site.....	42
Figure 3. 2. Paramètres géométriques : (a) du champ solaire, (b) d'héliostat.....	44
Figure 3. 3. Principe de disposition des héliostats dans le champ solaire (sans effet de blocage).	46
Figure 3. 4. Schéma explicatif e l'effet d'ombrage et de blocage.....	49
Figure 3. 5. Schéma représentatif du dimensionnement optimal champ solaire	50
Figure 3. 6. Vue de dessus des huit schémas d'écoulement alternatifs du fluide caloporteur.	53
Figure 3. 7. (a) : Schéma d'un récepteur externe, (b) : Position relative des panneaux	54
Figure 3. 8. Schéma représentatif du bilan énergétique d'un tube.	57
Figure 3. 9. Schéma représentatif du circuit de la résistance thermique d'un tube récepteur	59
Figure 3. 10. Model de calcul de la température de la paroi (SIMULINK).	65
Figure 3. 11. Model de calcul des pertes thermiques et de l'efficacité du récepteur (SIMULINK).....	66
Figure 3. 12. Système de Rankine (Aspen Hysys).....	70
Figure 3. 13. Système de Brayton fermé (Aspen Hysys).	70
Figure 3. 14. Système de Brayton régénératif (Aspen Hysys).	71
Figure 3. 15. Système de Brayton en cascade (Aspen Hysys).....	72
Figure 3. 16. Système combiné (Brayton-Rankine) (Aspen Hysys).	72

Chapitre 04

Figure 4. 1. Données mensuels de Tamanrasset, Bechar et Tindouf : a : RND et T_{amb} , b : vitesse du vent	78
Figure 4. 2. Température ambiante journalière : a : Tamanrasset, b : Bechar, C : Tindouf.....	79
Figure 4. 3. Distribution graphique de l'efficacité optique totale des héliostats	81
Figure 4. 4. Variation des performances du champ solaire en fonction de Ht	82
Figure 4. 5. Variation des performances du champ solaire en fonction de, a : Dr , b: Hr	83
Figure 4. 6. Variation des performances du champ solaire en fonction de Zh	84
Figure 4. 7. Variation des performances du champ solaire en fonction des dimensions de l'héliostat wh et Lh	85
Figure 4. 8. Distribution graphique de l'efficacité optique a : (W12L9.2) , b : (W7L7), c : (W5L3)	86
Figure 4. 9. Variation des performances du champ solaire en fonction de $Rmin$	87
Figure 4. 10. Distribution graphique de l'efficacité optique a : R40, b : R72, c : R120	88
Figure 4. 11. Distribution graphique de l'efficacité optique du champ d'héliostat optimal.....	89
Figure 4. 12. Distribution graphique de : a : efficacité optique, b : efficacité de blocage du champ solaire (2120 héliostats).....	93
Figure 4. 13. Variation de η_{re} en fonction de la vitesse du vent.....	94
Figure 4. 14. Variation des performances du récepteur en fonction de la vitesse du fluide caloporteur ..	95
Figure 4. 15. Variation des performances du récepteur en fonction du diamètre extérieur du tube	96
Figure 4. 16. Comparaison des performances du récepteur pour différents fluides caloporteurs	97
Figure 4. 17. Comparaison des performances du récepteur pour différents matériaux de conception	98
Figure 4. 18. Comparaison des performances des systèmes de conversion d'énergie.....	101
Figure 4. 19. Diagramme T-S du cycle de Brayton régénératif.....	102
Figure 4. 20. Diagramme T-S du cycle de Brayton en cascade.	103
Figure 4. 21. Effet de la fraction du débit sur les performances du système fonctionnant avec le cycle de Brayton en cascade.....	104

Liste des Tableaux :

Chapitre 01

Tableau 1. 1. Caractéristiques techniques de Solar Tres (Gemasolar) [24], [25]	6
Tableau 1. 2. Centrales solaires à tour existantes dans le monde [26], [27]	7
Tableau 1. 3. Avantages et inconvénients des différents récepteurs [28], [37], [39], [41].....	15
Tableau 1. 4. Les sels fondus utilisés dans l'industrie [49]	18
Tableau 1. 5. Caractéristiques de différents types de stockage [27], [51], [52].....	22

Chapitre 03

Tableau 3. 1. Caractéristiques géographiques des zones sélectionnées	42
Tableau 3. 2. Corrélations des propriétés thermo-physiques de l'air sec [76].	62
Tableau 3. 3. Caractéristiques thermo-physiques des fluides caloporteurs.....	67
Tableau 3. 4. Caractéristiques thermo-physiques des matériaux [78]	67
Tableau 3. 5. Equations d'énergie	67

Chapitre 04

Tableau 4. 1. RDN et T_{amb} (°C) et V_{vent} (m/s) mensuels et annuels.....	77
Tableau 4. 2. Paramètres géométriques du champ solaire	80
Tableau 4. 3. Paramètres de conception du champ solaire optimal	89
Tableau 4. 4. Paramètres de performance du champ solaire optimal.....	90
Tableau 4. 5. Paramètre de conception du champ solaire (2120 héliostats)	91
Tableau 4. 6. Paramètres de performance du champ d'héliostat (2120 héliostats)	91
Tableau 4. 7. Nombre de tubes et la puissance de pompage nécessaire pour chaque fluide caloporteur	97
Tableau 4. 8. Validation des paramètres de performance du système de Brayton classique	99
Tableau 4. 9. Performances des systèmes de conversion d'énergie	101
Tableau 4. 10. Comparaison de la centrale proposée avec deux autres centrales proposées par [87] ...	105

Abréviations :

A_h (m²): Total area of heliostat

A_r (m²): Total reflective area

$A_{sh,b}$ (m²): Surface d'héliostat ombrée et bloquée

C_p ($\frac{J}{kg K}$): Chaleur spécifique

d_{in} (m): Diamètre intérieur du tube

d_{ex} (m): Diamètre extérieur du tube

DM (m): Diamètre caractéristique

D_r (m): Diamètre du récepteur

ds (m): Distance de séparation additionnelle

H_t (m): Hauteur de la tour

H_r (m): Hauteur du récepteur

H_p (m): La hauteur du point de visé

k_{tube} ($\frac{W}{mK}$): Conductivité thermique du tube

L (m): Longueur de l'héliostat

\dot{m}_{total} (kg/s): Débit massique totale

\dot{m}_{tube} (kg/s): Débit massique dans un tube

n : Nombre des axes de distribution à partir de l'axe principal (0)

NB: Nombre d'héliostats dans un anneau

N_v : nombre de voies d'écoulement

$N_{\frac{tube}{collecteur}}$: Nombre de tubes dans un collecteur

$N_{\text{collecteur}}$: Nombre de collecteurs

$\eta_{\text{opt tot}}$: l'efficacité optique totale du champ solaire

Nu_f : Nombre de Nusselt

η_{bloc} : efficacité de blocage

n_{cos} : Efficacité de cosinus

η_{att} : Efficacité d'atténuation atmosphérique

$n_{\text{dév}}$: Efficacité de déversement

n_{ref} : Réflectivité

n_{abs} : Absorptivité

n_{re} : Efficacité du récepteur

n_{th} : efficacité thermique

n_{tot} : efficacité totale de la centrale

Pr : Nombre de Prandtl

$Q_{s \text{ inc}}$ (MW): l'énergie solaire incidente dans le champ,

Q_r (MW): L'énergie réfléchie au récepteur

Q_{abs} (MW): L'énergie absorbée

Q_{pertes} (MW) : Pertes thermiques totales

Q_{cond} (MW): Pertes par conduction

Q_{conv} (MW) : Pertes par convection

Q_{ref} (MW): Pertes réfléchies

Q_{em} (MW): Pertes par émission thermique

$R(i)$ (m): Rayons des anneaux

r_m (m): radius of a heliostat-representing circle in front view

$R(i)_{\max}$ (m): Maximum radius

R_{asp} : Rapport d'aspect (Hauteur/Diamètre)

R_{\min} (m): Rayon minimal (du premier anneau),

R_{tot} (K/W): Résistance thermique totale

Re: Nombre de Reynolds

RND (kWh/m²): Rayonnement normal direct

S_r (m²) : Surface du récepteur

s_{sec} (m²): Surface de la section transversale

T_{amb} (°C): Température ambiante

T_s (°C) : température de la paroi du tube (récepteur)

$T_{e,f}$ et $T_{s,f}$ Température d'entrée et de sortie du fluide

V_{vent} (m/s): Vitesse du vent

$V_{f,\text{tube}}$ (m/s): Vitesse du fluide à travers le tube

W (m): Largeur de l'héliostat

$\dot{W}_{\text{pompe,ts}}$ (MW) : Puissance de pompage du fluide de transfert de chaleur

$W_{\text{net,m}}$, (MW): Puissance mécanique nette

$W_{\text{net,elec}}$ (MW) : Puissance électrique nette

(x_m, y_m, z_m) (m): Coordonnées du centre d'héliostat,

Z_a (m): Height of the aim point,

Z_h (m): Height of heliostat from the ground,

β_L : Terrain slope rising away from the tower

γ_1 (rad): Angle entre les axes de distribution,

ΔR_{\min} (m): incrément radial du rayon minimal,

$\Delta\alpha_z$ (rad): Espacement azimuthal radial entre les héliostats adjacents,

Ψ_m (rad): Direction angulaire.

ρ_f ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$): Masse volumique du fluide

μ (Pa.s): Viscosité dynamique

Introduction générale

En raison de l'impact dévastateur de la pollution, de l'augmentation significative de la population et de la demande d'énergie, le monde s'est intéressé à la transition vers les énergies renouvelables. L'énergie solaire à concentration s'ajoute aux technologies éoliennes, photovoltaïques et hydroélectriques en tant qu'alternative potentielle aux technologies conventionnelles fonctionnant aux combustibles fossiles, dans le cadre de la transition mondiale vers une production d'énergie propre et durable. Le développement et l'optimisation de cette technologie est un sujet de recherche croissant. Les centrales solaires à concentration ont le potentiel d'atteindre des températures élevées, favorisant l'efficacité du cycle énergétique. Elles nécessitent un potentiel solaire significatif. La transition vers l'énergie solaire thermique nécessite la mise en place de stratégies et de plans énergétiques basés principalement sur le potentiel solaire existants et d'autres considérations, telles que les aspects sociaux, environnementaux et techniques. L'Algérie est un pays en voie de développement dont l'économie repose principalement sur les revenus des carburants et des hydrocarbures. Le développement économique, démographique et social a accru les besoins en énergie. Bien que, le gaz et le pétrole soient des sources énergétiques majeures, elles sont considérées comme épuisables, coûteuses et polluantes pour l'environnement. Compte tenu de sa situation géographique, l'Algérie possède l'une des réserves solaires les plus importantes au monde, avec un potentiel d'énergie solaire total annuel de 2.1 MWh/m²/an et une superficie de 2.383 millions km² [1]. Consciente des enjeux liés à la sécurité énergétique et à la durabilité environnementale, le gouvernement algérien a engagé des efforts pour diversifier son économie et réduire sa dépendance aux combustibles fossiles dans le secteur électrique. La clé de cette transition réside dans l'orientation de la politique énergétique nationale vers la production d'électricité à partir de sources d'énergie renouvelables.

La technologie de tour solaire est l'une des technologies les plus efficaces en termes de durabilité technique, économique et environnementale. Elle est particulièrement adaptée aux applications à grande échelle, avec des puissances variant de 10 MW à plus de 100 MW, ainsi qu'aux applications d'énergie thermique à haute température [1]. Dans ce type de centrale, les héliostats disposés dans un champ solaire suivent la trajectoire du soleil et concentrent ses rayons vers un récepteur central. Ce récepteur est positionné au sommet de la tour et assure la focalisation ponctuelle des rayons solaires

concentrés. L'énergie thermique captée est ensuite transférée à un fluide caloporteur. Ce dernier transporte la chaleur vers un système thermodynamique pour la production d'électricité. Une centrale de tour solaire peut être dotée d'un système de stockage d'énergie thermique, permettant de prolonger la production d'électricité au-delà des heures d'ensoleillement, notamment pendant la nuit. Ce système permet de réduire le décalage entre l'énergie solaire disponible et la demande d'électricité [2]. L'énergie thermique est emmagasinée dans un fluide de transfert de chaleur, stocké dans des réservoirs de stockage adjacents à la tour solaire [2]. Le pouvoir de concentration du concept de tour solaire permet d'atteindre des températures extrêmement élevées, ce qui améliore l'efficacité de la conversion de la chaleur en électricité et réduit le coût du stockage. En outre, cette technologie se distingue par sa grande flexibilité, et elle offre aux concepteurs un large éventail en matière d'héliostats, de types de récepteurs et de fluides de transfert thermique.

La technologie de tour solaire a fait l'objet d'une attention particulière, donnant lieu à de nombreux travaux portant sur l'étude et l'amélioration des performances des sous-systèmes constituant une centrale de tour solaire. Lipps et Vant-Hull [3] ont examiné quatre types de dispositions d'héliostats dans un champ solaire, et ils ont montré que dans le cas de disposition à décalages radiaux, le champ nécessite moins d'espace comparativement aux autres dispositions. Un champ solaire contenant 400 héliostats avec une puissance de sortie nominale de 5 MW a été optimisé par Ghirardi et al. [4], en fonction de la hauteur de la tour solaire et de la position des héliostats. Farges et al [5] ont mis en évidence que les héliostats de petites dimensions ont un impact négatif sur les performances globales du champ. En outre, [6], [7], ont révélé que les champs d'héliostats de grande taille sont moins efficaces, notamment en raison de la présence accrue d'héliostats peu performants. Les pertes optiques engendrées par la distance oblique affectent significativement la performance de l'héliostat. Dans ce contexte, Ballestrin et Marzo [8] ont analysé l'effet de la distance oblique sur l'atténuation du rayonnement solaire, concluant que la hauteur de la tour et la hauteur de l'inclinaison sont positivement corrélées, tandis qu'une augmentation de la distance oblique entre l'héliostat et le récepteur entraîne des pertes d'atténuation importantes. En ce qui concerne le contexte algérien, La viabilité des centrales à concentration solaire en Algérie a fait l'objet de l'intérêt de Boukelia et al [9] ainsi que par Yamani et al. [10]. Leurs travaux ont identifié la région de Tamanrasset comme présentant le plus fort potentiel en termes de rayonnement solaire, ainsi qu'une efficacité optique maximale.

Afin d'étudier la relation de certains paramètres et d'améliorer l'efficacité du récepteur central externe, qui subit des pertes thermiques importantes, de nombreux travaux ont été menés dans ce contexte. Clifford K. Ho [11] a prouvé l'existence d'une relation directe entre la température de surface du récepteur et l'efficacité thermique. Il a constaté que, pour un champ solaire donné, le rendement thermique pouvait diminuer de 12 % lorsque la température de surface augmente de 500 °C à 700 °C. Le fluide de transfert de chaleur est le lien entre le champ solaire, le système de stockage et le système de conversion d'énergie. Il détermine non seulement le type du cycle thermodynamique adapté, mais également les performances que celui-ci peut atteindre, ainsi que le type de stockage à mettre en œuvre. Les auteurs de [12] ont passé en revue les fluides de transfert de chaleur existants et leurs exigences. Un fluide performant doit notamment être capable de fonctionner dans une large plage de températures et présenter une stabilité thermique élevée, ce qui permet d'atteindre des températures plus élevées et donc d'augmenter le rendement du cycle. De plus, il doit posséder de bonnes propriétés thermo-physiques pour supporter les grandes variations de température et de pression. En outre, sa compatibilité chimique avec les matériaux constitutifs (en particulier les canalisations) est essentielle pour éviter les phénomènes de corrosion. Les études menées dans [12] et [13] ont montré que l'utilisation d'huiles thermiques et du sel fondu permettait d'atteindre des rendements de cycles thermodynamiques compris 32 % et 42 %.

Les performances du champ solaire sont fortement influencées par de nombreux facteurs et paramètres interdépendants. Dont l'interaction rend l'optimisation complexe. Le dimensionnement optimal des sous-systèmes représente donc un véritable défi. D'où la nécessité de proposer une approche de dimensionnement et d'optimisation plus fiable et adaptée aux conditions climatiques locales. Les pertes optiques, en particulier celle dues au blocage et à l'ombrage posent un défi majeur lors de la disposition des héliostats dans le champ solaire. En examinant les études antérieures en question sur le champ solaire, il apparaît clairement que la majorité des auteurs ont concentré sur l'étude et l'amélioration des performances en se focalisant sur un paramètre spécifique, sans considérer de manière globale l'ensemble des paramètres géométriques du champ. Par ailleurs, un dimensionnement optimal du récepteur solaire externe permet de minimiser les pertes thermiques et d'améliorer son efficacité. De plus, le choix judicieux du fluide caloporteur, du matériau de construction,

ainsi que du système de conversion d'énergie peut conduire à des améliorations significatives de l'efficacité globale de la centrale.

Le but de cette thèse est, d'une part, de réaliser un dimensionnement optimal du champ solaire dans un emplacement adapté à la technologie de tour solaire au sud Algérien, en minimisant l'effet de blocage et en évaluant l'impact des paramètres de conception sur les performances du champ. D'autre part, elle vise l'optimisation du récepteur solaire à travers l'étude de sensibilité des paramètres géométriques et opérationnels, ainsi que le choix approprié du fluide caloporteur et du matériau de conception. Par ailleurs, un système de conversion performant conduit à une transformation thermomécanique efficace. À cet effet, cinq systèmes thermodynamiques sont proposés et comparés afin d'identifier celui qui convient le mieux à cette technologie. L'originalité de ce travail réside dans l'analyse approfondie de l'impact des facteurs et des paramètres déterminant des différents sous-systèmes, pouvant influencer leur performance, en vue de réaliser un dimensionnement optimal. La combinaison des résultats obtenus pour chacun des sous-systèmes, à l'aide de divers logiciels, a permis d'atteindre une bonne optimisation globale des trois sous-systèmes de la centrale. Enfin, le dimensionnement optimal de la centrale à tour solaire proposée a été comparé à deux centrales de tour solaire issues des travaux de [14].

Pour structurer l'ensemble du travail réalisé, cette thèse est organisée en quatre chapitres, répartis comme suit :

- Le premier chapitre est dédié au développement du système à concentration de tour solaire. Il présente l'état de l'art de cette technologie et son principe de fonctionnement, en mettant en lumière les différentes technologies utilisées dans chacun des sous-systèmes constituant la centrale.
- Le deuxième chapitre traite du potentiel solaire en Algérie, en définissant les gisements solaires et les notions et les principaux paramètres optiques influençant l'énergie solaire disponible dans un site donné. Ce chapitre aborde également les critères essentiels à considérer pour le choix d'un emplacement adapté à l'implantation d'une centrale à tour solaire.
- Le troisième chapitre l'analyse météorologique des régions sélectionnées, la justification du choix du site d'implantation, ainsi que le dimensionnement des trois principaux sous-systèmes : le

champ solaire, le récepteur centrale et le système de conversion. La méthodologie adoptée pour mener à bien ce travail, y est également présentée.

- Le quatrième chapitre est consacré à la présentation, à l'analyse et à l'interprétation des résultats obtenus. Enfin la thèse est couronnée par une conclusion générale récapitulant le travail effectué et les principaux résultats.

Chapitre 01 : Développement du système de concentration à tour solaire.

1. Introduction

L'énergie solaire concentrée est l'une des solutions durables, propres et alternatives aux énergies fossiles. Un système solaire à concentration est particulièrement promoteur en raison de sa capacité à répondre efficacement à la demande croissante en énergie électrique tout en préservant l'environnement [15]. Il consiste à concentrer le rayonnement solaire normal direct et à le transformer en énergie thermique puis en énergie électrique, à travers un processus basé sur un cycle thermodynamique. La technologie de tour solaire est la plus performante de toutes les technologies thermo-solaires grâce à sa faisabilité, son potentiel économique et son rendement de concentration élevé [15]. Les performances des centrales de tour solaire dépendent fortement de l'efficacité du champ solaire liée à la configuration et la conception des héliostats [16].

Dans ce chapitre, nous abordons tout d'abord l'évolution de la technologie de tour solaire et présentons en détail le fonctionnement d'une centrale à tour solaire, en expliquant les étapes et les composants principaux.

2. Historique de la technologie de tour solaire:

La concentration de l'énergie solaire a été inventée lorsque Archimède a utilisé des miroirs pour concentrer les rayons solaires. En 1615, Salomon De Caux a développé un petit moteur composé de lentilles de verre et d'une réception métallique étanche contenant de l'air et de l'eau [15]. Ensuite, en 1774, Lavoisier et Joseph Priestley ont essayé de concentrer des rayons solaires sur un tube à essai pour recueillir des gaz, afin de développer la théorie de combustion [15]. Après un an, une petite centrale solaire dotée d'un concentrateur parabolique a été exposée à l'Exposition universelle de Paris. La première centrale solaire thermique a été installée à Al-Meadi – Égypte en 1913 [16]. Cette centrale a servi à pomper l'eau pour l'irrigation en utilisant des miroirs cylindro-paraboliques [16]. Avec le progrès des moteurs à combustion interne et la disponibilité de combustibles à faible coût entre 1913 et 1960, l'intérêt pour les centrales à concentration solaire a été estompé. Après 1960, un fort accent a été mis sur le photovoltaïque qui a permis d'attirer de nouveau l'attention sur les centrales solaires thermiques [17]. En 1970, la crise pétrolière a stimulé des activités sur les systèmes à concentration solaire, et plusieurs installations pilotes ont été construites et testées pour les amener au marché industriel et commercial [17].

En 1976, la Communauté européenne a construit la première centrale à tour solaire (EURILIOS) en Italie pour une production propre d'électricité dans les communautés européennes. Elle est composée de 182 héliostats, un récepteur situé au sommet d'une tour de 55 m de haut et un tampon thermique permettant à la centrale de fonctionner 30 minutes en cas de passage de nuages [18], [19]. Elle utilise l'eau comme fluide de travail. Durant 2 ans de fonctionnement, elle a produit 4 kWh/m² en hiver, 5 kWh/m² au printemps et 7 kWh/m² en été, avec un rendement de conversion de 16 % et un coût prohibitif [20]. Pour augmenter l'efficacité du système de conversion et diminuer le coût d'investissement, le département européen d'énergie a amélioré le champ solaire qui représente plus de 30 % du coût d'investissement, en diminuant la taille d'héliostat [20], [21]. En 1981, les résultats de leurs travaux ont conduit à mettre en place la première centrale à grande échelle au monde (Solar One), qui contient 1818 héliostats, dotée d'une unité de stockage et qui génère 10 MW d'électricité [21]. En 1996, ils ont construit (Solar Two, Californie), contenant deux réservoirs de stockage et un récepteur central à sel fondu [22]. Le succès de Solar Two a encouragé deux partenaires industriels du projet à rechercher des opportunités commerciales pour les centrales à tour solaire de réception à sels fondus en Espagne, et à poursuivre l'exploitation de ces dernières. En 2001, Solar Tres avec une capacité trois fois supérieure à celle de Solar Two a été construite à Sevilla (Espagne) [23]. Les efforts ont augmenté en 2005 et 2006, ils ont réussi à développer un récepteur qui garantit une durabilité jusqu'à 25 ans à des flux plus élevés, et ont commencé la construction de deux centrales (Planta Solar 10 (PS10) et Planta Solar 20 (PS20)) à Sevilla-Espagne, qui produisent 11.02 MW et 20 MW, respectivement [15], [24]. En 2009 et sous la supervision de la société SENER, la construction de la centrale GEMASOLAR a été entamée [23]. Ses caractéristiques techniques sont présentées dans le tableau 1.1.

Tableau 1. 1. Caractéristiques techniques de Solar Tres (Gemasolar) [24], [25]

Surface totales des héliostats (m ²)	310000
Nombre d'héliostats	2650
Hauteur de la tour (m)	140
Capacité de stockage (MWh)	670 (15h)
Capacité de la turbine (MW)	19.9
Efficacité thermique du cycle	40%

Tableau 1. 2.Centrales solaires à tour existantes dans le monde [26], [27]

Début de production	Projet	Emplacement	Capacité (MW)	Notes
2007	PS10	Espagne	11.02	Système de stockage (50 min)
2009	PS20	Espagne	20	Système de stockage (50 min)
2009	Sierra	Les États Unis	5	-
2011	Gemasolar	Espagne	19.9	Système de stockage (15h)
2013	Ivanpah solar	Etats Unis	392	Utilise le gaz naturel
2013	Crescent Dunes	Etats Unis	110	Stockage direct (10h)
2013	Delingha	Chine	50	-
2014	BrightSource1	Etats Unis	200	-
2014	Khi SolarOne	Afrique du Sud	50	Stockage à vapeur saturée (2h)
2015	BrightSource1	Etats Unis	200	-
2018	NOOR III	Maroc	150	Stockage (8h)
2018	Shouhang Dunhuang	Chine	100	Stockage (11 h)
2018	Supcon Delingha	Chine	50	Stockage (7h)
2019	Gonghe	Chine	50	Stockage (6h)
2019	Hami	Chine	50	-
2021	Cerro DOMINADOR	Chili	210	Stockage (17h)

3. Principe de fonctionnement :

Les centrales à tour solaire sont des systèmes de production d'énergie qui utilisent de grands miroirs plats pour réfléchir les rayons solaires vers un récepteur solaire situé au sommet de la tour centrale. Les matériaux utilisés pour la conception du récepteur sont généralement des céramiques ou des métaux

stables à des températures relativement élevées. Le flux solaire moyen qui frappe le récepteur varie de 200 kW/m^2 à 1000 kW/m^2 , ce qui permet d'atteindre une température de fonctionnement élevée [28]. Au niveau du récepteur, la température du fluide de travail devient suffisamment élevée pour produire de la vapeur, qui fait tourner une turbine conventionnelle pour produire de l'électricité. Pour une centrale à vapeur dotée d'un système de stockage, une partie de la vapeur surchauffée est stockée dans un réservoir de stockage de la chaleur, tandis que la majeure partie de la vapeur se dirige vers le bloc de puissance. En cas de nuages, la vapeur précédemment stockée est utilisée dans le système de conversion. D'autre part, si le sel fondu est utilisé comme fluide de travail, ce dernier est pompé et chauffé dans le récepteur, puis il s'écoule vers le réservoir de stockage chaud. Le sel fondu traverse ensuite un échangeur de chaleur où la chaleur est transférée à l'eau, produisant de la vapeur qui fait fonctionner une turbine à vapeur. La vapeur épuisée provenant de la turbine est condensée pour rétablir le cycle thermodynamique. Enfin, le sel fondu retourne dans le réservoir froid pour s'échauffer dans le récepteur, et le processus se répète continuellement. Les trois sous-systèmes principaux, à savoir le champ solaire d'héliostats, le système de conversion d'énergie thermique en énergie mécanique et le système électrique sont présentés sur la figure 1.1.

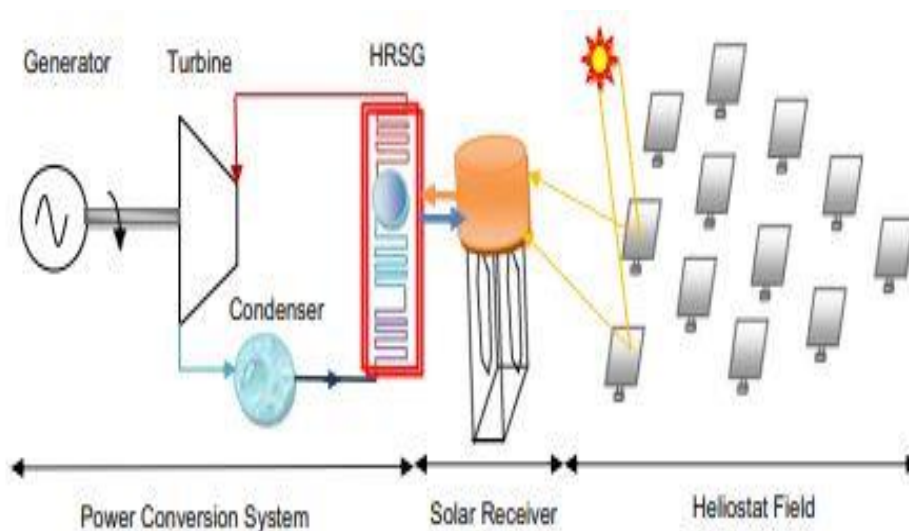


Figure 1. 1. Schéma d'une centrale à tour solaire [28]

3.1 Champ d'Héliostat :

Le champ solaire est composé de plusieurs héliostats qui focalisent le rayonnement solaire vers un récepteur positionné au sommet d'une tour solaire. Chaque héliostat est constitué de plusieurs miroirs en verre maintenus par un support, afin de créer une surface de miroir légèrement concave, comme illustré dans la Figure 1.2, et est monté sur un socle permettant des rotations verticales et horizontales bidirectionnelles [29]. Ce mécanisme permet de suivre les rayons solaires et leur trajectoire afin de garantir que le récepteur reçoive le maximum du rayonnement direct (Figure 1.3) [29], [30]. L'alignement de leurs facettes est appelé canting [29]. L'efficacité de la centrale dépend étroitement de l'efficacité du champ solaire, qui est liée à la conception de l'héliostat, à la disposition du champ, au système de suivi et au système de contrôle [31].

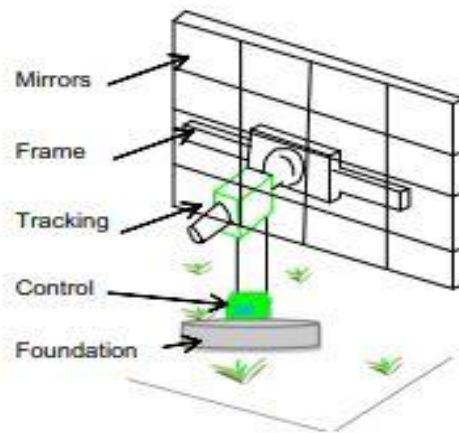


Figure 1. 2. Concept de base de l'héliostat [32]

3.2 Système de poursuite :

Chaque héliostat dans le champ solaire suit le rayonnement solaire pour réduire principalement l'effet cosinus et donc maximiser la collecte d'énergie solaire, en positionnant sa surface normale à la bissection de l'angle sous tendu par le soleil et le récepteur solaire [28]. Le suivi du rayonnement solaire par l'héliostat peut être classé comme un système en boucle ouverte ou en boucle fermée [32]. Un système à boucle ouverte est basé sur des formules astronomiques reliant la position du soleil à la géométrie du système [32]. Ce système est fiable, à faible coût et il est recommandé pour les grands champs solaires [28], [32]. Par ailleurs, le système en boucle fermée fait appel à des capteurs pour suivre le rayonnement

solaire [32], [33]. Il est donc plus précis et pratique pour les petits champs d'héliostats. Toutefois, il présente des performances inférieures lors des périodes nuageuses [33].

Deux méthodes de suivi du soleil sont généralement utilisées [33]:

- Elévation azimutale : Elle possède deux mouvements très intuitifs, un premier en azimut et un second en hauteur.
- Elévation équatoriale : Elle possède quatre mouvements, deux azimutaux pour la mise en station et deux pour le pointage.

En comparant les deux méthodes, la méthode d'élévation équatoriale permet de recueillir plus d'énergie solaire au niveau du récepteur et de diminuer les pertes par déversement de 10 % à 30 % [32].

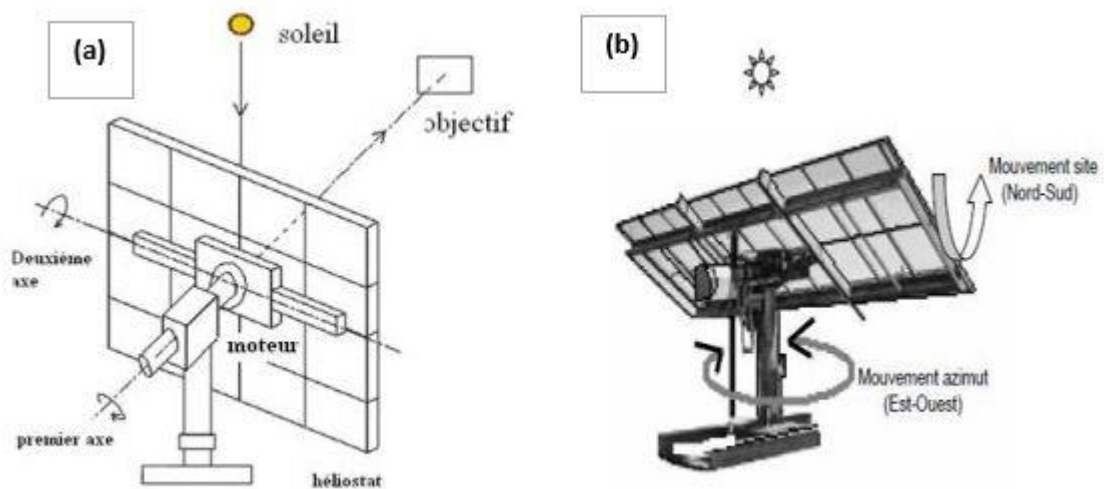


Figure 1. 3. a : Monture équatoriale , b : Monture azimutale [28]

3.3 Tour solaire

La fonction principale de la tour solaire est de positionner le récepteur solaire à une hauteur optimale en fonction de la latitude du site et de la taille du champ solaire. Elle doit garantir une résistance adéquate au vent, un ombrage minimum et une bonne isolation des conduites afin de prévenir les pertes par convection avec l'atmosphère et par conduction à travers la structure. La tour solaire peut être métallique ou en béton.

3.4 Récepteurs centraux :

Le récepteur solaire est le lien entre le champ solaire et le système de conversion d'énergie dans les centrales solaires thermiques. Il assume la fonction d'un échangeur de chaleur où le rayonnement solaire est absorbé et transformé en énergie thermique utile dans le système thermodynamique. La performance d'un récepteur solaire est déterminée par sa capacité de convertir le rayonnement solaire en chaleur transportée par le fluide caloporteur. Elle affecte directement la puissance de sortie de la centrale et son efficacité totale. Il existe divers critères de classification, selon la configuration géométrique, les matériaux absorbants utilisés et la nature du fluide [34]. Ils sont classés dans trois catégories largement utilisées dans les centrales à tour :

3.4.1 Récepteur volumétrique:

Un récepteur volumétrique illustré sur la figure 1.4, est constitué de fils poreux en métal, en céramique ou en d'autres matériaux adéquats présentant une porosité spécifique et il est disposé dans un volume [35]. La structure poreuse agit comme un échangeur de chaleur qui fait forcer le fluide (habituellement l'air) à absorber les rayons solaires directs par le mode de transfert convectif forcé, convertissant ainsi l'irradiation directe en énergie thermique [25], [35]. La température de fonctionnement peut atteindre 1000 °C et les pertes de charge sont limitées [35]. Grâce à l'effet volumétrique, la température du côté irradié de l'absorbeur est inférieure à la température de sortie du fluide. Il est caractérisé par [34] :

- La simplicité et la flexibilité en raison de leur fonctionnalité et de leur configuration tridimensionnelle.
- Faible coût.
- Plus performant et offrant de meilleures propriétés thermiques que les récepteurs tubulaires.

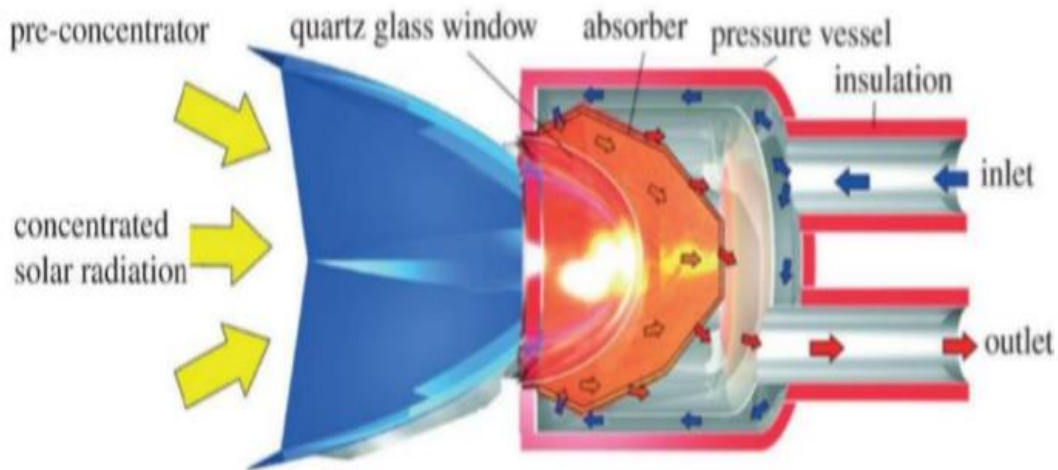


Figure 1. 4. Récepteur volumétrique

3.4.2 Récepteur externe :

Le récepteur externe est la première technologie utilisée dans les centrales à tour solaire. Il est constitué de collecteurs connectés en séries, chacun étant contenu de nombreux tubes disposés en parallèle [36]. Leur longueur est d'environ des dizaines de mètres, couvrant intégralement et verticalement la surface latérale du récepteur, comme illustré dans la figure 1.5.

Le récepteur externe subit des pertes thermiques importantes en raison de l'exposition des tubes à l'air ambiant. Ces pertes peuvent être minimisées en utilisant des revêtements sélectifs et en réduisant la température surface de la paroi du récepteur [36], [37].

Les avantages pratiques de ce type de récepteur sont les suivants [37]:

- Conception simple.
- Structure de support légère.
- Maintenance plus simple.
- Pertes d'atténuation réduites.



Figure 1. 5. Récepteur externe

3.4.3 Récepteur à cavité :

Dans un récepteur à cavité, le rayonnement réfléchi par les héliostats traverse une ouverture dans une structure en forme de boîte avant d'atteindre la surface de transfert de chaleur. Actuellement, il est largement répandu dans les centrales électriques commerciales et privilégié par rapport aux récepteurs externes en raison des pertes radiatives et de réflexion réduites, ce qui se traduit par une meilleure efficacité thermique [38]. Toutefois, ce récepteur présente certaines limites, telles que les pertes par déversement, les contraintes liées à la disposition des héliostats et la complexité de la conception de cavité [36], [38]. Selon [39] Pour tenir compte de ces contraintes, les récepteurs à cavité sont positionnés à des altitudes supérieures à celles des récepteurs externes, ce qui entraîne une augmentation du coût. L'un des avantages de ce type de récepteur réside dans sa capacité à utiliser divers fluides de transfert de chaleur (eau, air, sels fondus, particules, huiles synthétiques...) [39].

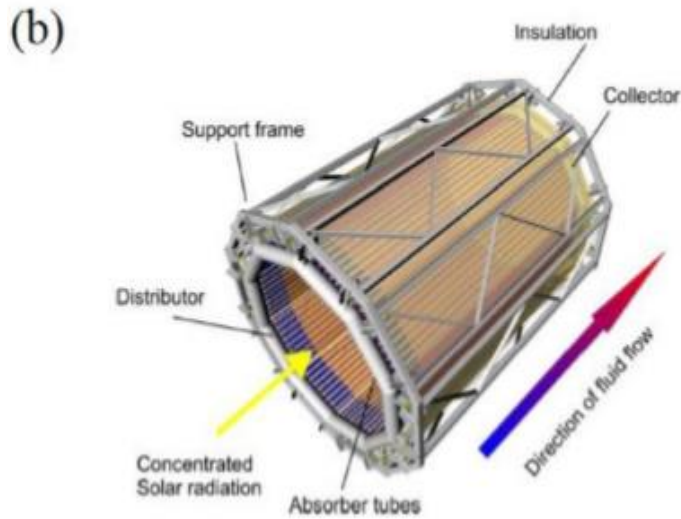


Figure 1. 6. Récepteur à cavité

3.4.4 Récepteur à particules :

Le récepteur à particules montré sur la figure 1.7 utilise des particules solides afin d'absorber les rayons concentrés et limiter les pertes par émission. Il possède le potentiel d'atteindre des températures très élevées car le flux solaire est directement absorbé par le fluide caloporteur, sans rencontrer de résistance supplémentaire de la tuyauterie, dans ce cas les échangeurs de chaleur ne sont pas nécessaires [40]. Le lit de particules peut adopter un mouvement rotatif, être fluidisé ou encore descendre par gravité. Un hublot est souvent nécessaire pour empêcher les particules à quitter le récepteur [40].

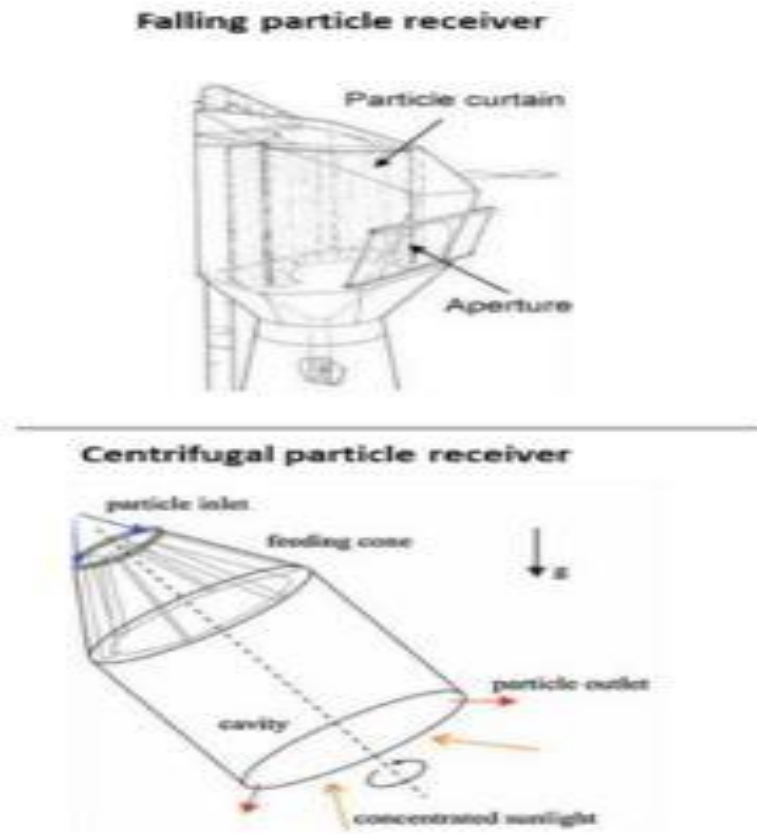


Figure 1. 7. Conception de base d'un récepteur à particules.

Le tableau 1.3 présente un résumé des avantages et des inconvénients des récepteurs volumétriques, tubulaires (à cavité et externe) et à particules. La figure 1.8 présente la différence entre le fonctionnement du récepteur volumétrique et tubulaire.

Tableau 1. 3. Avantages et inconvénients des différents récepteurs [28], [37], [39], [41].

Récepteur	Avantages	Inconvénients
Volumétrique	<ul style="list-style-type: none"> • Peut atteindre une température > 700 °C • Economique • Facile à transporter • Moins de risques 	<ul style="list-style-type: none"> • L'instabilité du flux de gaz est un défi • Propriétés du transfert de chaleur inférieures

<p>Tubulaire</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Bonne efficacité • Technologie démontrée et commercialement établie 	<ul style="list-style-type: none"> • Limitation de la température de fonctionnement • Nécessite un chauffage en cas de traces en-dessous de 225°C
<p>à particules</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Température de fonctionnement élevé • Pas de chauffage contre les traces 	<ul style="list-style-type: none"> • Attrition des particules • Défis liés à la manipulation et au transport des particules

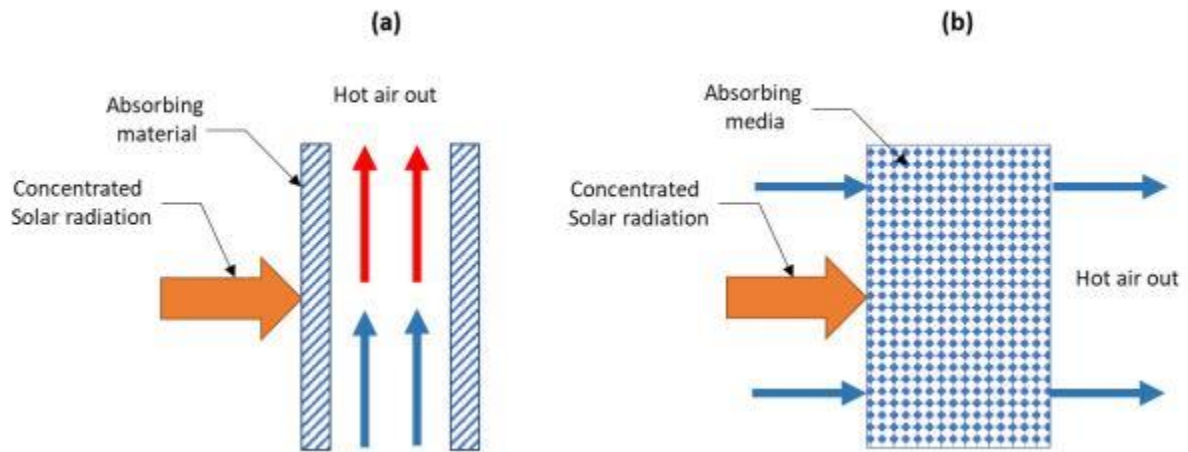


Figure 1. 8.Schéma des récepteurs : (a) tubulaire et (b) volumétriques [42]

3.5 Fluides de transfert de chaleur :

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique puis en énergie mécanique s'effectue à travers un fluide de transfert de chaleur qui cède ses calories au fluide caloporteur et le surchauffe pour actionner une turbine. Il a une influence directe sur les performances de la centrale et il définit le type

du cycle thermodynamique et de stockage thermique. Les fluides de transfert de chaleur généralement utilisés dans les centrales à tour solaire sont les suivants :

3.5.1 Air et d'autres gaz :

Le principal avantage de l'air réside dans sa rentabilité et ses rendements élevés, grâce à la disponibilité et la gratuité de l'air atmosphérique [43]. Il possède une viscosité dynamique très faible et présente de bonnes propriétés d'écoulement à l'intérieur des canalisations qui favorisent le transfert de chaleur malgré la faible conductivité thermique de l'air par rapport aux autres fluides [44].

En plus de l'air, d'autres gaz, notamment l'hélium et le dioxyde de carbone supercritique (SCO₂) ont été examinés pour leur potentiel d'application dans les systèmes à concentration solaire [44]. L'hélium a été largement utilisé en tant que fluide de travail dans les réacteurs nucléaires à haute température et reste relativement économique, étant donné qu'il est obtenu par des processus d'extraction du gaz naturel [43]. Les auteurs de [33] ont montré que le CO₂ supercritique présente de meilleures performances à haute température que l'air. De plus, le cycle de Brayton à l'hélium peut atteindre un rendement plus élevée que le cycle à Brayton au CO₂ supercritique [45], car il possède certaines propriétés caractéristiques qui le rendent adapté aux cycles de puissance. Les propriétés les plus remarquables sont probablement son inertie chimique et sa faible densité. En outre, sa conductivité thermique est environ six et neuf fois supérieure à celle de l'air et de CO₂ supercritique, respectivement.

3.5.2 Eau/Vapeur :

L'eau/vapeur est utilisée à la fois comme fluide de transfert de chaleur et comme fluide de travail dans les centrales les plus récentes et les plus grandes à l'échelle mondiale, en raison de ses bonnes propriétés thermo physiques et chimiques [46]. Cela permet de simplifier le système, d'améliorer l'efficacité et de réduire le coût de production d'électricité. Bien que sa stabilité chimique, l'eau présente des difficultés d'utilisation à des pressions et températures élevées.

L'eau présente une conductivité thermique inférieure à celle des autres fluides de transfert de chaleur. Pour la vapeur sèche surchauffée, le coefficient du transfert de chaleur à l'intérieur du tube diminue, ce qui induit des contraintes thermiques de pression excessives conduisant à une augmentation de l'épaisseur du tube [43]. Les limites supérieures de température pour l'utilisation de l'eau comme fluide

caloporteur sont (400 °C, 220 bar et une densité de flux de 500 kW/m²) [43]. Ainsi, le stockage de la chaleur sensible pour les systèmes à haute température devient très difficile [47].

3.5.3 Sels fondus :

Le sel fondu conventionnel (60 % NaNO₃, 40 % KNO₃) est le fluide de transfert de chaleur le plus conventionnel pour les récepteurs des centrales à tour solaire et pour le stockage thermique en raison de son efficacité, de sa fiabilité et de son coût [44]. Depuis 1992, il est utilisé dans les centrales à tour solaire et représente la prochaine génération qui remplace les autres fluides. Les caractéristiques principales du sel fondu sont [47] :

- Une pression de vapeur très faible.
- Bonne stabilité thermique.
- Faible viscosité.
- Plus économique.

Une limitation majeure associée à l'utilisation des sels fondus réside dans les exigences de température de fonctionnement. Il convient de l'utiliser avec précaution dans une plage de température allant de 290 °C à 565 °C, en tenant compte des risques liés à la dégradation chimique et à la corrosion, et pour éviter la congélation du sel [48].

Tableau 1. 4. Les sels fondus utilisés dans l'industrie [49]

Sels	Composition	Configuration	Point éclair	Température maximale
Hitec XL	Salpêtre de Chili Nitrate de potasse Nitrate de calcium	42%wt KNO ₃ + 41%wt Ca(NO ₃) ₂ + 16%wt NaNO ₃	140 °C	500 °C
Hitec	Salpêtre de Chili Nitrate de potasse Nitrate de sodium	56%wt KNO ₃ + 39%wt NaNO ₂ + 6%wt NaNO ₃	142 °C	538 °C
Sel solaire	Nitrate de sodium Nitrate de potassium	55-60%wt NaNO ₃ + 35- 40% KNO ₃	240 °C	600 °C

3.5.4 Sodium liquide :

La température de fonctionnement du sodium liquide est plus élevée que celle des sels fondus (de 98 °C à 883 °C), favorisant ainsi l'efficacité du processus de production d'énergie [43]. De plus, le sodium présente une conductivité thermique élevée, ce qui le rend idéal pour les applications à haute température. Il est relativement cher et ne peut pas être utilisé à la fois comme un fluide de transfert de chaleur et en tant que fluide de stockage. Ainsi que le sodium est hautement inflammable au contact de l'eau ou de l'air [43]. Néanmoins, ses avantages dans certaines applications nucléaires ont attiré l'attention des chercheurs.

3.6 Stockage thermique :

Le système de stockage doit être associé pour assurer la continuité de la production d'énergie et couvrir les besoins de cette dernière. Diverses techniques sont utilisées pour le stockage de l'énergie thermique. Les systèmes sensibles, latents et chimiques sont les trois catégories de stockage par ordre décroissant de maturité technologique et de densité énergétique croissante. 80 % du stockage thermique utilise deux réservoirs capables de contenir le fluide de transfert de chaleur froid et chaud.

3.6.1 Stockage de chaleur sensible :

Le stockage de chaleur sensible passif correspond à un générateur. Dans ce cas le fluide de transfert de chaleur circule à travers le support de stockage qui peut être constitué de solides tels que : des roches, du sable, du béton, de céramique ou de matériaux recyclés à partir de déchets [50]. Cette technologie est basée sur le concept thermocline. Le matériau de stockage reste en place dans le système de stockage et un fluide de transfert de chaleur est utilisé pour le charger et le décharger.

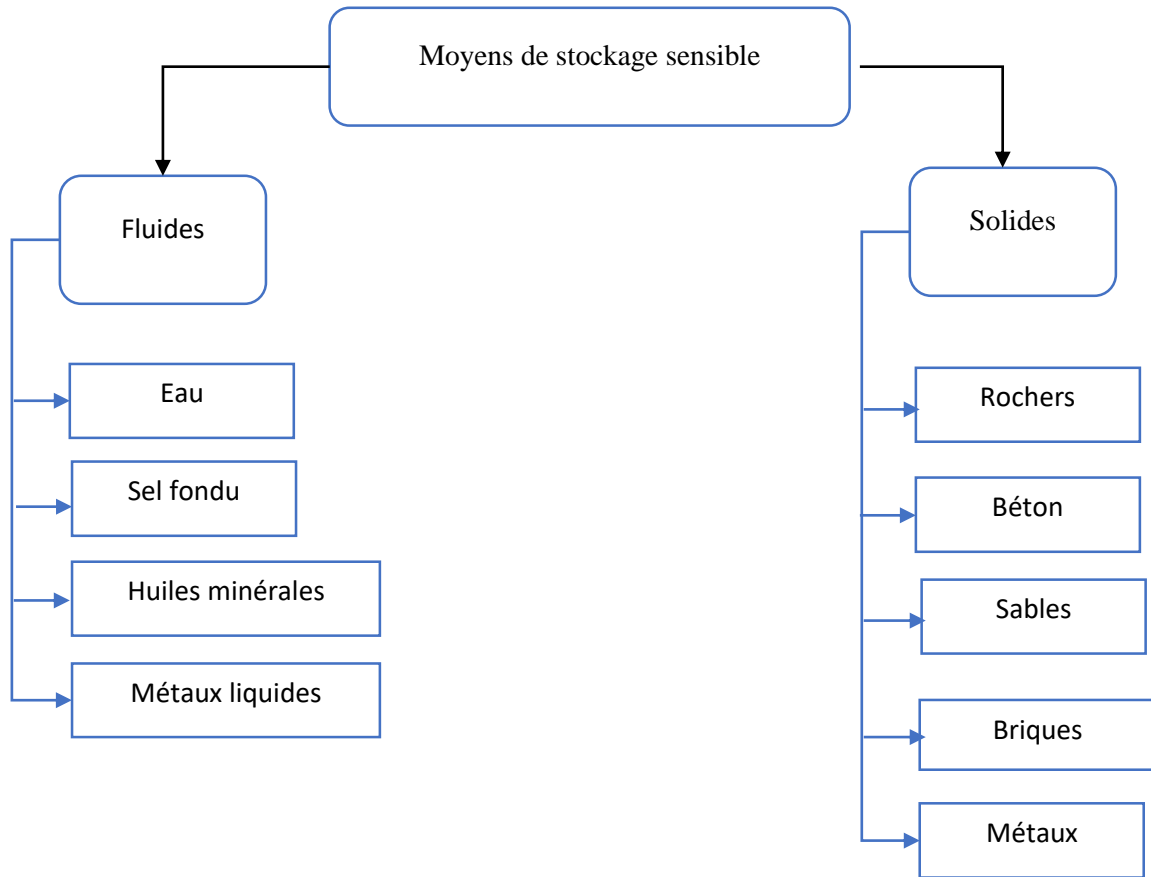


Figure 1. 9. Classification des moyens de stockage de la chaleur sensible

3.6.2 Stockage de chaleur latente :

Ce mode de stockage sert à exploiter la chaleur latente des matériaux à changement de phase (en particulier les transitions de phase solide-liquide). Il emmagasine de l'énergie lors d'un changement de phase d'une forme à une autre à une température constante. L'utilisation du matériau à changement de phase (paraffine) en tant que moyen de stockage offre de nombreux avantages, tels qu'un comportement isotherme pendant les processus de charge et de décharge, ainsi qu'une densité de stockage d'énergie plus élevée [51]. Cela permet de réduire la taille du conteneur et les coûts de construction [51]. La classification des matériaux à changement de phase est présentée sur la figure 1.10. Le principal inconvénient des matériaux à changement de phase est leur faible conductivité thermique, qui se traduit par un faible taux de transfert de chaleur pendant la charge et la décharge [51]. La raison de ce faible taux de transfert de chaleur s'explique par le fait que la chaleur se déplace loin de l'interface

solide-liquide pendant le changement de phase, ce qui entraîne une augmentation de la résistance thermique de la couche de matériau solide qui se forme.

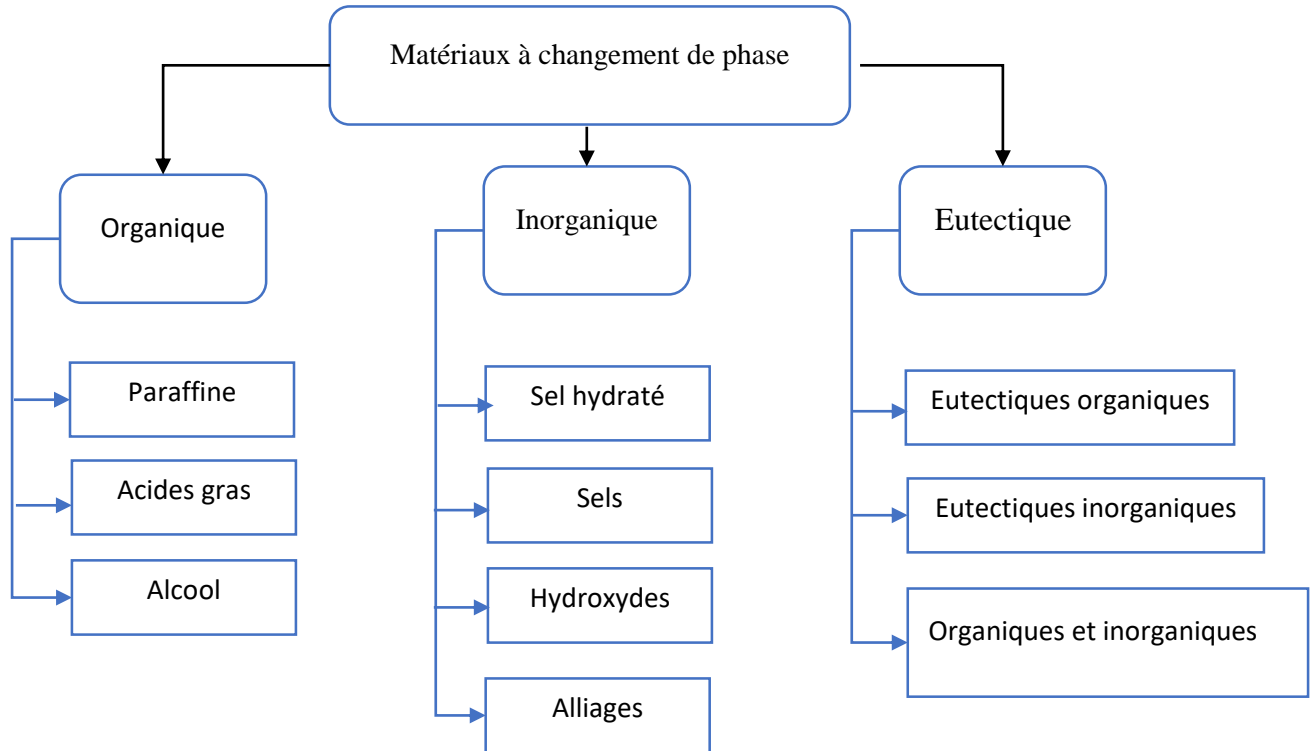


Figure 1. 10. Classification des matériaux à changement de phase [34], [51]

3.6.3 Stockage de la chaleur thermochimique :

Le stockage d'énergie thermochimique utilise une réaction chimique réversible et exploite l'énergie des liaisons chimiques pour stocker l'énergie sous forme de potentiel chimique [52]. Il offre théoriquement une densité énergétique supérieure avec une perte d'énergie minimale lors du stockage à long terme par rapport au stockage de chaleur sensible et au stockage de chaleur latente, en raison des moyens de stockage indépendants de la température. Ce type de stockage se divise principalement en deux catégories, les systèmes de stockage par sorption thermochimique et les systèmes de stockage par réaction chimique [52].

Le stockage par sorption thermochimique est un procédé qui se focalise sur l'absorption de la chaleur de faible qualité, tandis que le stockage par réactions chimiques est utilisé pour des applications nécessitant des températures relativement plus élevées.

Les caractéristiques de chaque type de stockage sont résumées dans le tableau 1.5.

Tableau 1. 5. Caractéristiques de différents types de stockage [27], [51], [52].

		Stockage par chaleur sensible	Stockage par chaleur latente	Stockage par voie thermochimique
Densité	Volumétrique (kWh.m ⁻³)	Faible : 15-60	Moyenne : 50-100	Elevé : 100-500
	Massique (kWh.kg ⁻¹)	Faible : 0.02-0.03	Moyenne : 0.05-0.1	Haute : 0.5-1
Température de stockage		Température de charge	Température de charge.	Température de charge ou température ambiante
Durée de stockage		Limitée (pertes thermiques)	Limitée (pertes thermiques)	Théoriquement illimitée.
Maturité		Echelle industrielle (20 MW _e)	Echelle pilote (100 kW _e)	Echelle laboratoire (1-5 kW _e)
Technologie		Simple	Moyenne	Complexe
Inconvénients		<ul style="list-style-type: none"> • Pertes thermiques importantes. • Grande quantité de matériau nécessaire. 	<ul style="list-style-type: none"> • Pertes thermiques importantes. • Matériaux corrosifs. • Faible conductivité thermique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Coût d'investissement élevé. • Techniquement complexe.

3.7 Systèmes de conversion de l'énergie :

L'énergie thermique générée au niveau du récepteur est transformée en énergie mécanique à travers un processus thermodynamique. Les trois cycles les plus couramment utilisés sont : le cycle de Rankine, le cycle de Brayton et le cycle combiné.

3.7.1 Cycle de Brayton:

Le concept de base du cycle de Brayton consiste en un champ d'héliostat, une haute tour avec un récepteur volumétrique et une turbine à gaz installée près du récepteur pour limiter les pertes d'énergie supplémentaires. Le fluide de transfert de chaleur chauffé transmet l'énergie thermique à l'air provenant du compresseur pour actionner une turbine à gaz. Le cycle classique de Brayton se présente en quatre étapes, comme montré sur la figure 1. 11.

- Compression isentropique
- Réchauffement isobare
- Détente isentropique
- Refroidissement isobare

Le rendement thermique du cycle de Brayton fonctionnant à une température supérieure à 600 °C est de l'ordre de 50 % [53] , ce qui en fait un bon choix pour les applications de concentration solaire à haute température. Le dioxyde de carbone (CO₂), l'air, l'azote, l'oxyde nitreux et l'hélium ont été considérés comme les fluides de travail du cycle de Brayton [54]. Un cycle de Brayton génératif utilise un régénérateur placé en amont du refroidisseur pour récupérer la chaleur de l'échappement de la turbine et améliorer l'efficacité du cycle. Memon et al. [55] ont optimisé le cycle de Brayton simple et le cycle de Brayton régénératif à haute température et ont conclu qu'un cycle de Brayton régénératif est plus efficace que le cycle de Brayton simple. [56] ont montré qu'un cycle de Brayton régénératif simple est plus performant qu'un cycle à double récupérateurs.

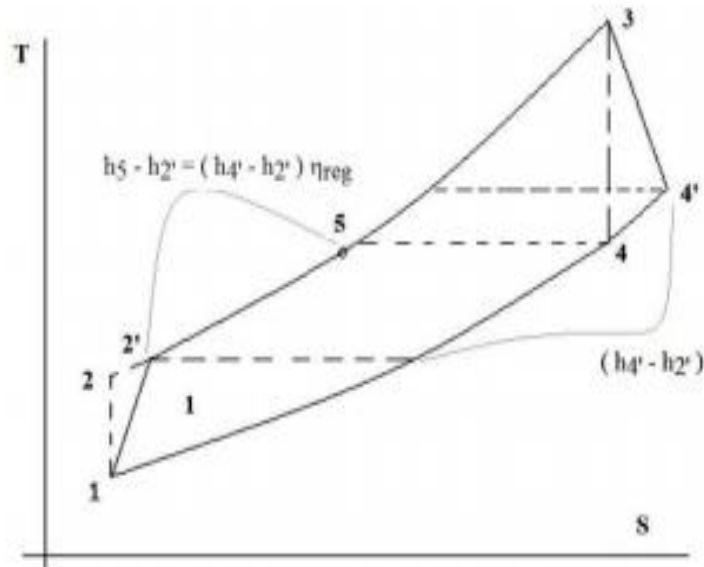


Figure 1. 11. Cycle de Brayton (1,2,3,4 idéal) (1,2',3,4' réel) [57].

3.7.2 Cycle de Rankine :

Dans le cycle de Rankine, le fluide de travail est l'eau. Cette dernière est chauffée et convertie en vapeur, soit par un processus direct si le fluide de transfert de chaleur est de l'eau, soit à travers un échangeur de chaleur si un autre fluide de transfert de chaleur est utilisé. Cette vapeur saturée et sèche se détend à travers une turbine à vapeur, générant de l'énergie mécanique. Après avoir quitté la turbine à basse pression, la vapeur de mauvaise qualité est acheminée vers un condenseur où elle subit une transformation en un état liquide saturé (eau). Celle-ci est ensuite pompée à haute pression. L'eau sous refroidie absorbe la chaleur lors de sa conversion en vapeur (à pression constante) et ce processus se répète de manière cyclique. Il fonctionne dans une plage de température allant de 300 °C à 565 °C [57]. Les quatre transformations du cycle de Rankine idéal montrées sur la figure 1.12 sont les suivantes :

- Pompage isentropique de l'eau.
- Vaporisation isobare (elle peut être se diviser en 3 étapes : le préchauffage, l'évaporation (au sein du dôme de saturation) et la surchauffe).
- Détente isentropique.
- Condensation isobare.

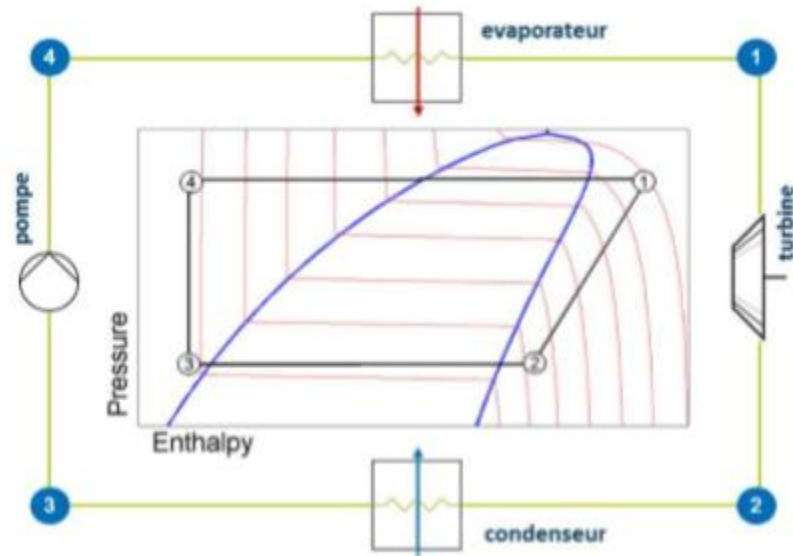


Figure 1. 12.Cycle thermodynamique de Rankine [57]

L'efficacité du cycle de Rankine peut être améliorée en appliquant la technologie de réchauffage ou en réduisant l'irréversibilité du générateur de vapeur [58]. Le processus de réchauffage peut augmenter la température moyenne de chauffage du système et l'efficacité du processus d'expansion de la turbine à vapeur. En outre un cycle à vapeur ne peut pas fonctionner à une température élevée.

3.7.3 Cycle combiné :

Le cycle combiné montré sur la figure 1.13, est une technologie efficace qui consiste à utiliser la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz (cycle de Brayton) pour générer de la vapeur pour la turbine à vapeur (cycle de Rankine). L'intégration du cycle combiné dans les centrales à tour solaire offre un rendement supérieur à celui des centrales à cycle de Brayton et à cycle de Rankine, qui peut dépasser 60 %. Ainsi, les gaz d'échappement dans le cycle de Brayton peuvent être utilisés pour chauffer l'air comprimé et conduisent à une production efficace [57].

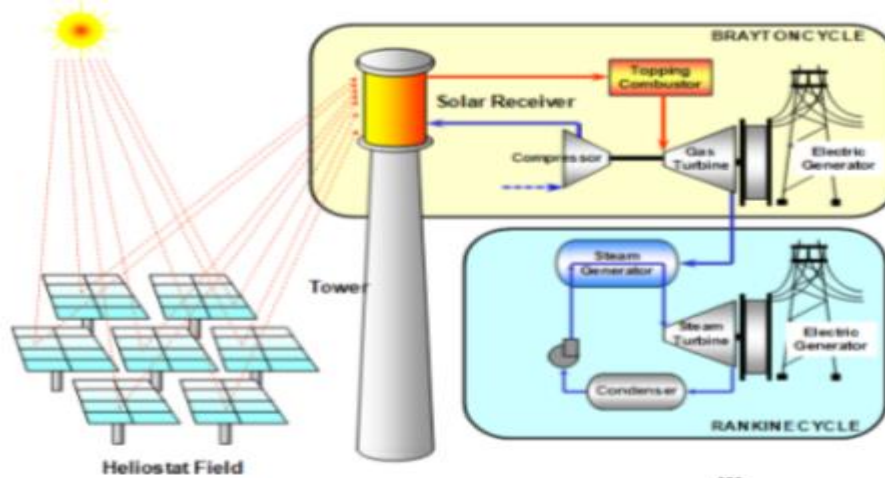


Figure 1. 13. Cycle combiné (Brayton + Rankine) [57]

4. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté un recueil d'informations et de notions importantes sur la technologie de tour solaire et son principe de fonctionnement. Les performances de la centrale à tour solaire sont liées principalement aux différentes technologies et techniques utilisées, qui ont été exposées. La compréhension approfondie de ces dernières nous permet de sélectionner les techniques et le site d'implantation appropriés à la centrale envisagée ses conditions météorologiques.

Chapitre 02 : Gisements solaires en Algérie

1. Introduction

Pour maximiser les avantages communautaires de l'industrie de la technologie de tour solaire, il est nécessaire de trouver le site optimal pour la construction de la centrale, ce qui nécessite un équilibre entre l'économie, la société, l'environnement et le climat. Ainsi, la disponibilité des données sur le rayonnement solaire est essentielle, en combinaison avec d'autres données, pour le dimensionnement de tout projet de centrale à solaire à concentration.

Dans ce chapitre, les notions de base liées au potentiel solaire ont été exposées. La maîtrise de ces notions fondamentales en particulier du rayonnement solaire est importante pour évaluer les performances du système solaire thermique.

2. Constante solaire

Le rayonnement solaire émis par le soleil et sa relation spatiale avec la terre se traduisent par une intensité presque fixe de l'énergie solaire en dehors de l'atmosphère terrestre. La constante solaire (G_{cs}) est l'énergie solaire par unité de temps reçue sur une unité de surface perpendiculaire à la direction de propagation des rayons à la distance moyenne terre-soleil en dehors de l'atmosphère [59]. La valeur de la constante solaire qui a été retenue en 1986 est de 1367 W/m^2 [59], [60].

La variation de la distance terre soleil pendant l'année influence la valeur de la constante solaire. l'équation suivante donne sa valeur corrigée [59] :

$$G_{t-s} = 1367 (1 + 0.033 \cos(j)) \quad (1)$$

Avec $j = 0.984 j$, j : est le jour de l'année (1 à 365 ou 366).

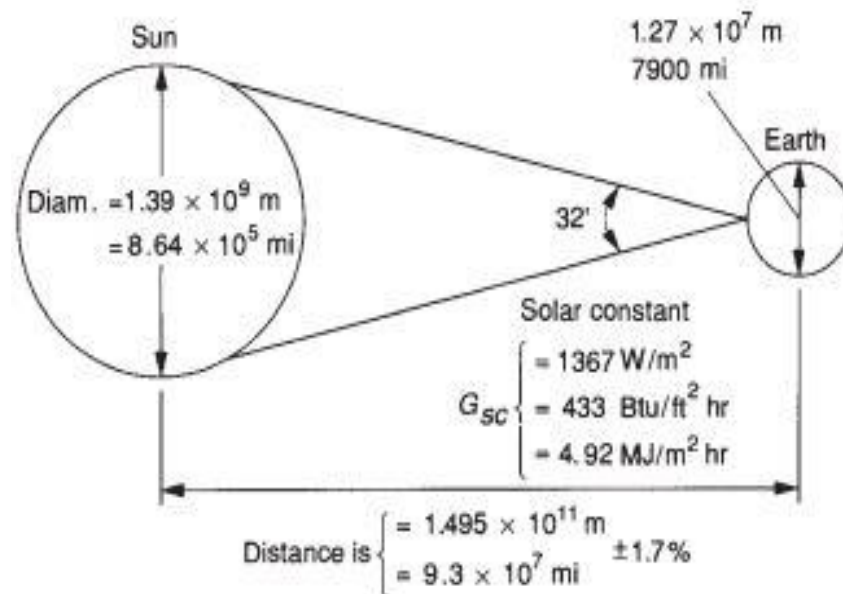


Figure 2. 1. Relations solaire-terre [59]

3. Position du soleil

Le soleil est la principale source d'énergie fondamentale de l'atmosphère. L'énergie solaire est acheminée vers la Terre à travers le vide spatial sous forme de rayonnement électromagnétique. Les ondes électromagnétiques se propagent dans le vide à une vitesse de $2.998 \times 10^8 \text{ m/s}$, ce qui permet au rayonnement d'atteindre la terre à une distance d'environ $150 \times 10^6 \text{ km}$ en 8 minutes [59]. Le spectre du rayonnement solaire s'étend sur une plage de longueurs d'onde allant d'environ 10^{-14} à 10^{10} m et de fréquence d'environ 10^{22} à 10^{-2} s^{-1} . L'ensemble des longueurs d'onde est appelé spectre électromagnétique [59]. La position du soleil dépend à la fois du temps local et de la position géographique de l'observateur sur terre.

3.1 Coordonnées géographiques :

3.1.1 Latitude:

La latitude (θ) représente l'angle entre la verticale du site et le plan équatorial. Si le site est situé à l'hémisphère nord, la valeur de $\theta > 0$ et lorsque le site est dans l'hémisphère sud $\theta < 0$ [42].

3.1.2 Longitude:

La longitude (φ) est l'angle formé entre le méridien du lieu considéré et le méridien de Greenwich, elle est comprise entre -180° (vers l'Ouest) et $+180^\circ$ (vers l'Est) [42].

3.1.3 L'altitude :

L'altitude (h) est la distance verticale exprimée en mètre entre le lieu considéré et le niveau de la mer qui est pris comme surface de référence [42], [60].

3.2 Cordonnées horizontales :

3.2.1 Azimut (ψ):

L'azimut est l'angle compris entre la projection de la direction des rayons sur le plan horizontal et la direction sud, sa valeur est entre 0° à 360° dans le sens rétrograde [60]. Il est donné par l'équation suivante:

$$\cos(\psi) = \frac{\sin(\gamma) \sin(\theta) - \sin(\delta)}{\cos(\gamma) \cos(\theta)} \quad (2)$$

3.2.2 Angle de la hauteur solaire(γ) :

L'angle de la hauteur solaire est compris entre la direction et le plan horizontal, sa valeur varie de 0° à $+90^\circ$ vers le zénith et de 0° à -90° vers le nadir. Il est particulièrement égal à 0° (au lever et au coucher astronomique du soleil) et 90° à midi temps solaire vrai [59]. L'expression de l'angle de la hauteur solaire est donnée par:

$$\sin(\gamma) = \sin(\theta) \sin(\delta) + \cos(\theta) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (3)$$

3.2.3 Distance zénithale (z):

La distance zénithale est l'angle entre la direction du soleil et le zénith (la verticale du site) [42], sa valeur est donnée par :

$$\cos(z) = \sin(\delta) \sin(\theta) + \cos(\delta) \cos(\theta) \cos(\omega) \quad (4)$$

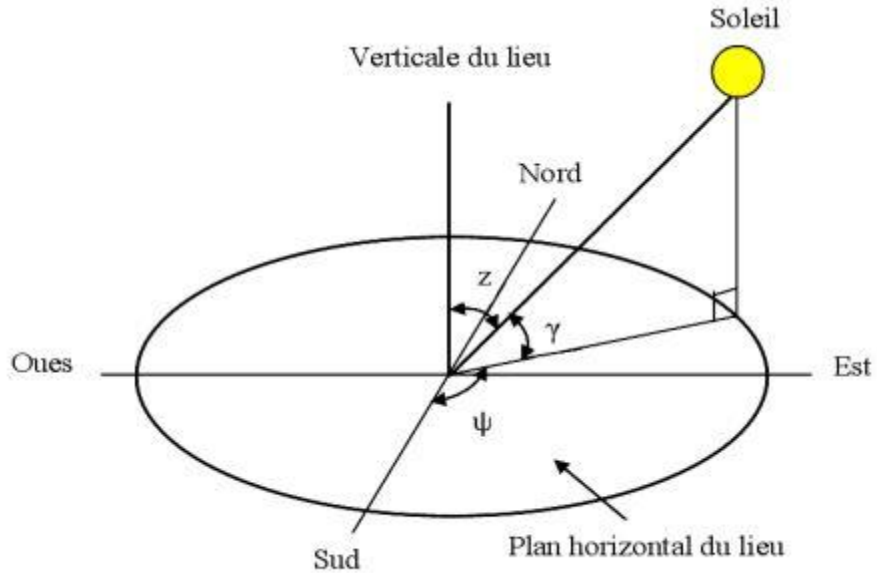


Figure 2. 2.Cordonnées horizontales du soleil [42].

3.3 Trajectoire apparente du soleil :

3.3.1 Cordonnées équatoriales:

Les cordonnées équatoriales représentent la position du soleil par rapport à l’heure de l’observateur, elles sont exprimées par deux angles :

3.3.1.1 Déclinaison solaire (δ) :

La déclinaison solaire représente l’angle que fait la direction du soleil avec le plan équatorial. Elle atteint sa valeur maximal ($23^{\circ}27'$) au solstice d’été et sa valeur minimale ($-23^{\circ}27'$) au solstice d’hiver, elle devient nulle aux équinoxes de printemps et d’automne [60]. δ s’exprime par la formule suivante:

$$\delta = 23.45^{\circ} \sin\left(\frac{360}{365}\right)(J + 284) \tag{5}$$

3.3.1.2 Angle horaire (ω) :

L’angle horaire mesure le mouvement du soleil dans le ciel à l’instant où le soleil passe au plan méridien du lieu zénith. L’intervalle de temps entre deux passages successifs du soleil au méridien étant de 24 heures. L’angle horaire au temps solaire vrai (TSV) est exprimé en degré par [60]:

$$\omega = 15(TSV - 12) \tag{6}$$

4. Types de rayonnement

L'atmosphère reçoit un rayonnement solaire égal à 1367 W/m^2 [60], il se divise en plusieurs rayonnements à partir des conditions physiques (les caractéristiques de l'atmosphères massiques et thermiques).

4.1 Rayonnement direct :

Le rayonnement direct représente l'ensemble des rayons solaires parallèles provenant du soleil sans avoir été dispersé par l'atmosphère [60].

4.1.1 Ciel clair :

La composante du rayonnement direct sur un plan horizontal est donnée par :

$$R_{direct} = I_l \sin(h) \quad (7)$$

Le rayonnement direct sur un plan horizontal (I_l) s'exprime par la formule de Kasten [61] :

$$I_l = (C_{sh} - 31 T_l) \exp\left(\frac{-m T_l}{0.9m + 9.4}\right) \quad (8)$$

Tel que :

C_{sh} : La constante solaire hors atmosphère.

m : Epaisseur de l'atmosphère traversée.

$$m = \frac{P_m}{1013} \frac{0.88^h}{\sin(h)} \quad (9)$$

h : L'altitude du site.

T_l : Trouble de Link [], donnée par la formule suivante :

$$T_l = 2.4 + 14.6 X + 0.4 (1 + 2X) \ln(P_v) \quad (10)$$

X : Coefficient de trouble atmosphérique :

$$\left\{ \begin{array}{l} X = 0.02 \text{ (pour un site situé en montagne)} \\ X = 0.05 \text{ (Pour un site rural)} \\ X = 0.1 \text{ (Pour un site urbain)} \\ X = 0.2 \text{ (Pour un site industriel)} \end{array} \right.$$

P_v : La pression partielle de vapeur :

$$P_v = H_r P_{vs} \quad (11)$$

H_r : Le taux moyen d'humidité.

P_{vs} : La pression de vapeur saturée.

$$P_{vs} = (2.165 (1.098 + \frac{T_a}{100})^{8.02})$$

T_a : Température atmosphérique (°C).

La composante du rayonnement direct sur un plan incliné à un angle (k), quelconque avec une orientation (γ) et pour une hauteur (h) et un azimut (ψ) du soleil [42], est donné par :

$$R_{direct} = I_l (\sin(h) \cos(k) + \cos(h) \cos(\gamma - \psi) \sin(k)) \quad (12)$$

4.1.2 Ciel quelconque:

Dans le cas de dispersion d'éclaircissements et pour réduire les écarts entre les valeurs de rayonnement calculées et mesurées, on procède à une intégration des valeurs de rayonnement sur des périodes de temps définies (par exemple des heures), pour obtenir des valeurs moyennes déduites [42].

À cela, pour un intervalle d'une heure correspondant à une hauteur du soleil (en supposant que les valeurs d'éclaircissement calculées restent constantes durant tout cet intervalle) [42], [61], l'irradiation pour un ciel quelconque est égale à l'irradiation multipliée par une heure :

$$R_{direct,h} = K R_{direct} \quad (13)$$

$$K = \frac{\sigma}{1 + c(1 - \sigma)} \quad (14)$$

σ : Fraction d'ensoleillement pour l'intervalle de temps horaire considéré.

c : Paramètre de nuage compris entre 0 et 2 déterminé expérimentalement.

4.2 Rayonnement diffus :

Le rayonnement diffus représente les rayons solaires qui ont subi des processus de diffusion dans l'atmosphère et ils résultent de la diffraction de la lumière par les molécules atmosphériques et de la réfraction par le sol. BEDEL a proposé la formule suivante pour calculer le rayonnement diffus [61] :

$$R_{diff} = I_h \frac{f(\sigma)}{1 - f(\sigma)} \quad (15)$$

4.3 Rayonnement réfléchi :

Le rayonnement réfléchi représente l'ensemble des rayons solaires qui provient du sol par suite à la réflexion (effet Albédo), il dépend de la nature et la couleur du sol [61].

4.4 Rayonnement global :

Le rayonnement global représente la somme du rayonnement diffus et direct. Il est donné par les formules suivantes [62]:

4.4.1 En cas de Ciel clair (sans nuages) :

Dans ce cas, pour le calcul du rayonnement solaire global incident dans un plan horizontal, on utilise la formule proposée par l'organisation météorologique mondiale qui vérifie la condition [62] :

$$R_g = R_{diff} + R_{direct} \quad (16)$$

$$R_g = (1300 - 57 T_l) \exp\left(\frac{0.22(z)}{7.8}\right) \sin(h) L^{\frac{T+36}{33}} \quad (17)$$

4.4.2 En cas du ciel quelconque :

Dans le cas du ciel quelconque, on utilise la formule de SCHUEPP [62] :

$$R_g = R_{direct} \left(\alpha + (1 - \alpha) \left(\frac{\sigma(\sigma + 1)}{4} \right) \right) \quad (18)$$

α : Coefficient climatique compris entre 0 et 1.

Cette relation doit vérifier à toute heure la condition : $R_g = R_{diff} + R_{direct}$

5. Gisement solaire en Algérie et choix du site :

5.1 Situation géographique de l'Algérie :

La situation géographique de l'Algérie présente plusieurs avantages pour l'utilisation extensive de la plupart des sources des énergies renouvelables et en particulier l'énergie solaire. L'Algérie est située au centre de l'Afrique du Nord entre 38-35° de latitude Nord et 8-12° de longitude Est avec une superficie de 2 381 741 km² et une population de 32.5 millions d'habitants [63]. Le désert Algérien (Sahara) couvre plus de 84% de la superficie, soit environ 2 millions de km² [63].

Sur le plan administratif, l'Algérie est divisée en 58 provinces, et se situe au Nord, sur la côte de la mer Méditerranée, la longueur de littoral est de 2400 km. A l'Ouest l'Algérie a des frontières avec le Maroc, La Mauritanie et le Sahara occidental, au Sud-Ouest avec le Mali, à l'Est avec la Tunisie et la Libye et au Sud-Est avec le Niger [63].

L'Algérie est classée comme l'un des meilleurs pays au monde en matière de ressources solaires et dispose d'un bassin méditerranéen de 169 000 TWh/an pour le solaire thermique. Son climat est une transition entre le climat maritime (au nord) et le climat semi-aride à aride (au centre et au sud), les précipitations annuelles moyennes varient de 500 mm (au nord) à 150 mm (au sud), la température moyenne annuelle est d'environ 12°C [64] .

La situation géographique de l'Algérie lui permet de jouer un rôle stratégique important dans la mise en œuvre des technologies solaires thermiques, de fournir suffisamment d'énergie pour ses propres besoins et même d'exporter de tels projets vers d'autres pays. Un rapport du programme de l'agence internationale de l'énergie indique que dans 20 ans et dans un pays comme l'Algérie, l'énergie solaire pourrait fournir la même quantité d'électricité que 72 centrales au charbon. Cela suffirait à alimenter 100 million de personnes [63], [64].

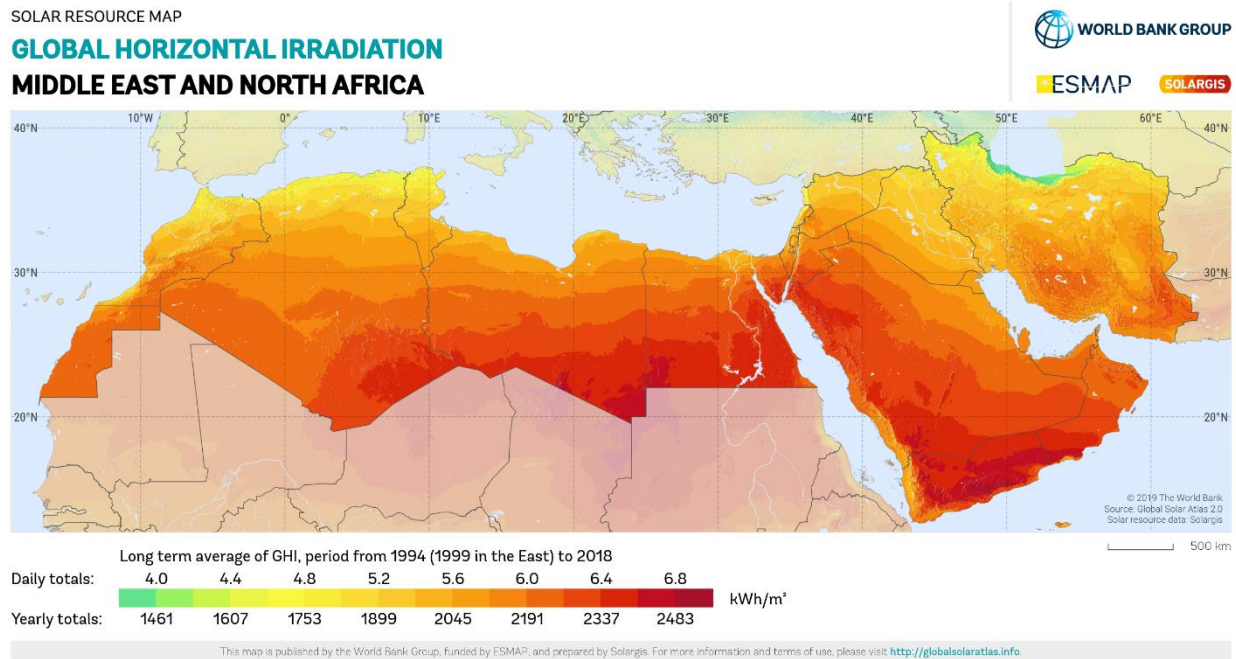


Figure 2. 3. Distribution annuelle du rayonnement global : a) Mondial, b) Moyen – Orient et l’Afrique du Nord [65].

5.2 Gisement solaire moyens en Algérie :

Le gisement solaire correspond à l’ensemble des caractéristiques précises de la ressource locale en énergie solaire et ses fluctuations en fonction du temps, ce qui permet d’analyser et de comprendre le potentiel énergétique solaire d’une région, afin d’effectuer un dimensionnement le plus précis possible en tenant compte les besoins à combler [63].

La précision du potentiel solaire d’une région peut varier selon [63] :

- La densité des stations pour lesquelles des données sont disponibles.
- Le nombre d’années de mesures disponibles.
- Le pas de temps des données (mois, jour, heures).
- La nature des données, durée d’ensoleillement, composante (directe, diffuse et globale) du rayonnement solaire, albédo du sol etc.

Le potentiel solaire thermique en Algérie d’après le centre spatial allemand est de 169.440 TWh/an. Le gisement solaire dépasse les 5 milliards de GW/h par an avec une durée d’insolation sur la quasi-

totalité du territoire national plus que 2000 heures par an et pouvant atteindre 3900 heures dans les hauts plateaux et au Sahara [66]. L'énergie reçue quotidiennement est de 5 kWh/m² sur la majeure partie du territoire national, près de 1700 kWh/m²/ans Au nord et 2263 kWh/m²/an au sud [66].

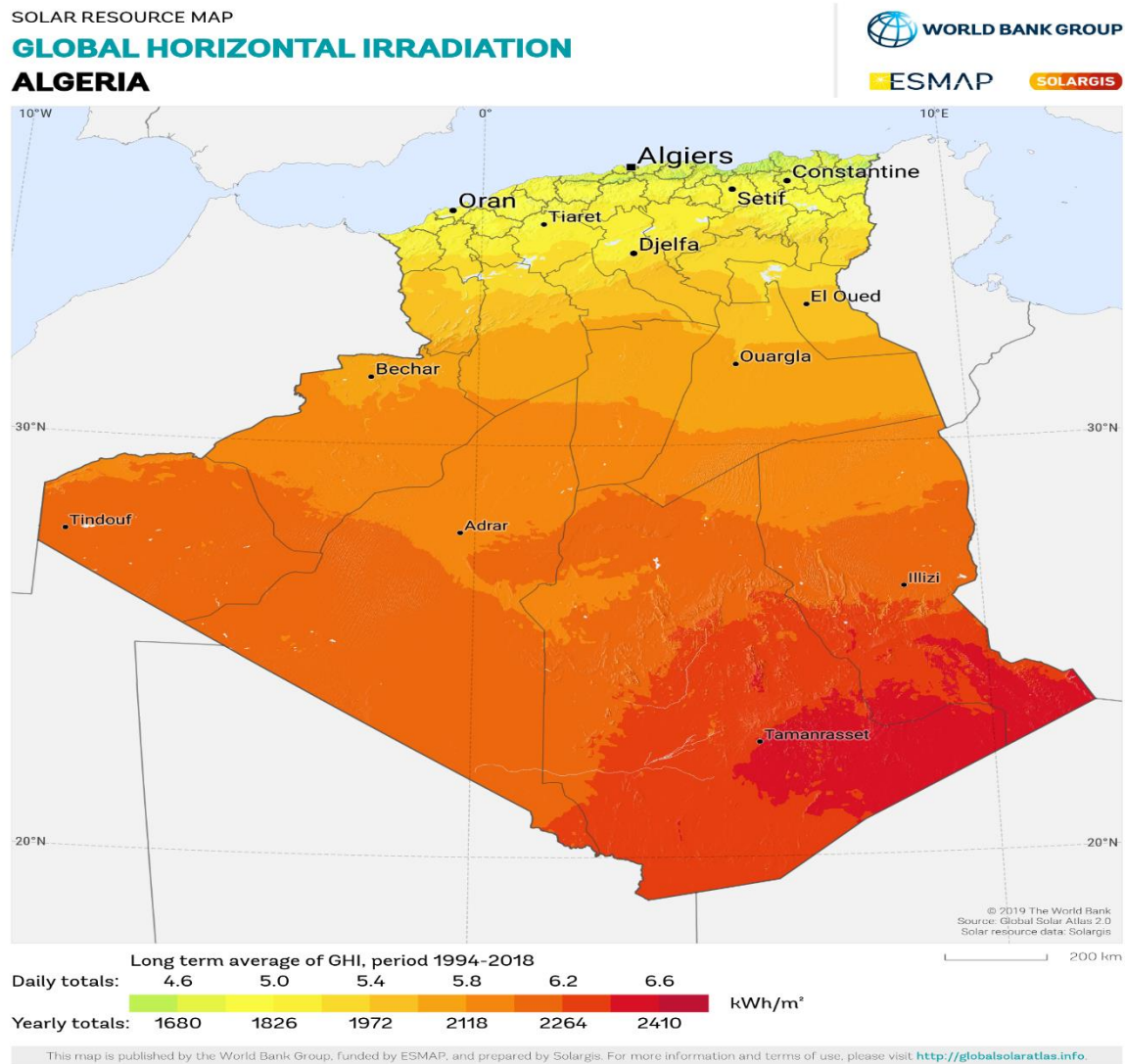


Figure 2. 4. Distribution annuelle du rayonnement global [65].

5.3 Critères de sélection du site d'implantation :

La sélection du site pour l'implantation d'une centrale à tour solaire revêt une importance cruciale pour assurer la viabilité de ce projet et déterminer sa faisabilité et sa conformité aux enjeux du territoire concerné. Pour pouvoir envisager les différentes options de développement de ce projet, il est nécessaire d'analyser en détail un ensemble de critères techniques. Cette analyse permet de maximiser

le rendement énergétique du projet tout en minimisant les risques et les coûts associés à son développement.

Un emplacement recherché pour l'implémentation d'une centrale à tour solaire présente des conditions climatiques locales favorables, une excellente exposition au soleil et l'absence de contraintes environnementales ou sociales majeures.

5.3.1 Critères météorologiques :

Les paramètres météorologiques tels que (la température, l'humidité, la vitesse du vent etc.) peuvent influencer sur les performances des héliostats [67]. Les événements météorologiques à prendre en compte sont les suivants [67]:

- L'irradiation directe normale annuelle doit être supérieure à 1900 kWh/m².
- Faible humidité.
- Les inondations peuvent endommager les équipements électriques installés au niveau du sol ou à proximité. Il existe un risque accru de dégradation de la structure de soutien et des fondations, en fonction des conditions géotechniques.
- La vitesse du vent doit être inférieure à 15.64 m/s pour minimiser les contraintes appliquées sur la structure de support des héliostats.
- La pollution atmosphérique industrielle peut diminuer l'intensité lumineuse du soleil.

5.3.2 Critères topographiques :

Le terrain d'implantation est un critère discriminant pour les opérateurs. L'emplacement devrait être sur un terrain plat ou une légère pente (entre 1% et 3%) orientée vers le sud dans l'hémisphère nord, ou vers le nord dans l'hémisphère sud [68]. En raison de divers paramètres tels que l'auto-ombrage et l'ombrage projeté par le terrain environnant, la quantité du rayonnement interceptée par les capteurs est considérablement réduite [67], [68]. Cette topographie simplifie l'installation et réduit le coût des modifications techniques nécessaires pour adapter l'installation aux ondulations du terrain. La topographie du site impose des contraintes techniques, conduisant à l'exclusion de certaines zones du projet en raison de leur incompatibilité avec la mise en œuvre, notamment les zones escarpées et les

zones exposées au nord, ainsi que les terres agricoles [68]. En outre, les zones exposées à des catastrophes géologiques telles que des tsunamis et des tremblements de terre sont inappropriées pour l'implantation des centrales à tour solaire.

5.3.3 Critères de biodiversité :

L'implantation des centrales à tour solaires entraîne la destruction des habitats existants et perturbe la flore et la faune. Les installations doivent être à l'écart des zones écologiques sensibles telles que les zones protégées, les zones humides, les forêts naturelles et les principaux endroits de circulation de la faune [69]. L'effet sur la faune et la flore consistera à créer des zones ombragées. Les rangées d'héliostats peuvent avoir un effet bénéfique pour certaines espèces et en gêner d'autres. La biodiversité peut parfois être favorisée, en particulier dans les régions arides, en contribuant à la rétention d'eau dans les parties superficielles du sol lorsqu'il est en ombre [69]. Il est préférable de construire les centrales à tour solaires dans les zones ouvertes ou stériles (les déserts ou les zones semi-désertes).

5.3.4 Critères environnementales et sociales :

Le site d'implantation doit être situé sur des terrains inoccupés et inexploités, relativement éloigné des habitants. Les principaux points à prendre en compte dans la définition du projet sont [70] :

- Il est important de préserver autant que possible les bassins d'eau pour limiter et collecter les effets du ruissellement des eaux pluviales sur le site.
- La nécessité d'améliorer les voies d'accès au site, et de tenir en compte la distance entre la centrale, les routes et les sous-stations. Les centrales à tour solaire construites à proximité des postes de transformation contribueront à réduire les coûts de transport des équipements et à faciliter la construction de nouvelles infrastructures.
- Le site doit être éloigné des zones habitées et du patrimoine culturel.

5.3.5 Critères géotechniques :

La géologie et les caractéristiques géotechniques du sol doivent être favorables à l'installation de la structure du champ solaire. La zone de mise en œuvre du projet doit se situer en dehors des zones à risque, notamment les zones en risque de glissement, de chute de blocs, de glissement de terrain et d'effondrement [70].

5.3.6 Critères hydrologiques :

L'eau est un élément crucial pour le nettoyage des héliostats et le fonctionnement du système de conversion dans le cas d'utilisation de l'eau comme fluide de travail [69], [70]. Dans les zones arides situées à proximité des habitants, il est important de prendre en considération la dépendance de la population locale à l'égard de l'eau souterraine existante et de l'impact (le cas échéant) du projet d'extraction de l'eau souterraine sur les sources d'eau locales. Ceci est particulièrement important dans le cas où plusieurs projets solaires à proximité [70]. En effet, la proximité de ces installations peut entraîner des effets cumulatifs sur les ressources en eau, qui pourrait affecter négativement les populations locales.

6. Conclusion:

Les concepts fondamentaux relatifs au gisement solaire et le potentiel solaire en Algérie ont été présentés dans ce chapitre. Les différents critères à prendre en compte pour la sélection du site d'implantation ont été clairement définies. L'Algérie possède une réserve solaire importante et offre des conditions idéales pour l'exploitation de l'énergie solaire thermique, présentant de nombreux avantages pour le développement de la production d'électricité solaire thermique.

Chapitre 3 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

1. Introduction

Le rendement total de la centrale à tour solaire dépend fortement de l'efficacité du champ d'héliostats, qui représente 50 % du coût total et 40 % des pertes énergétiques globales. Plusieurs facteurs peuvent influencer les performances du champ solaire, notamment les pertes par effet cosinus, les pertes par effet de blocage et d'ombrage, les pertes par diversement, ainsi que les pertes dues à l'atténuation atmosphérique. Ces phénomènes réduisent la quantité d'énergie recueillie au niveau du récepteur. Par conséquent, Il est nécessaire de tenir compte de ces facteurs et d'effectuer une disposition optimale des héliostats pour réduire les pertes optiques et améliorer l'efficacité du champ solaire.

Le choix du site d'implantation d'une centrale à tour solaire a également un impact significatif sur le coût et la production d'énergie. En effet, un emplacement favorable conduit à des économies significatives et à une amélioration de la production et des performances de la centrale. Le Sud Algérien bénéficie d'un ensoleillement élevé et abondant. Cependant, le développement économique et démographique rapide a entraîné une augmentation des besoins en électricité. Cette étude examine le Sud Algérien en tant que site susceptible de convenir à la construction de grandes centrales solaires pour répondre aux besoins en énergie.

Le récepteur solaire externe placé au sommet de la tour n'est pas extrêmement coûteux par rapport au coût total. Cependant, il s'agit de l'élément le plus critique en raison des conditions de travail extrêmes. Il reçoit un flux solaire incident élevé sur la paroi externe des tubes, tandis que la paroi interne est soumise à un environnement corrosif. Le matériau de construction du récepteur, le fluide de transfert de chaleur, ainsi que les propriétés thermodynamiques influencent la performance du récepteur et sa fiabilité. Par conséquent, assurer la durée de vie du récepteur est l'un des objectifs de ce travail.

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude météorologique de trois régions au sud algérien conformes aux critères d'installation d'une centrale de tour solaire. Les modèles mathématiques du dimensionnement du champ d'héliostats avec un effet de blocage réduit et du récepteur solaire sont exposés en détail. Ensuite, une analyse des paramètres géométriques de l'héliostat, de la tour et du

récepteur a été établie afin d'évaluer l'impact de chaque paramètre et de déterminer les intervalles de valeurs optimales en vue d'améliorer l'efficacité globale du champ (chapitre 04).

Le dimensionnement du récepteur solaire a été réalisé en utilisant différents matériaux et fluides caloporteurs et en étudiant l'effet de la vitesse du vent, de la vitesse du fluide, du rayon externe du tube sur son efficacité. Cinq systèmes de conversion sont modélisés et comparés pour déterminer le système adapté à la technologie de tour solaire.

2. Choix du site d'implantation

Il est crucial de connaître le potentiel solaire du site d'implantation pour dimensionner les différentes installations solaires d'une centrale à tour solaire. Cette dernière ne peut être mise en œuvre que dans les régions bénéficiant d'un fort potentiel d'ensoleillement direct. Le rayonnement solaire direct estimé requis pour l'implantation d'une centrale à tour solaire et pour assurer une production adéquate est de $1800 \text{ kW/m}^2/\text{an}$ [71]. A cet effet, trois régions dans le territoire algérien respectant les critères d'implantation d'une centrale à tour solaire ont été choisies pour leur rayonnement solaire direct annuel dépassant la valeur estimée. Leurs caractéristiques géographiques sont présentées dans le tableau 3.1.

L'évaluation des paramètres météorologiques principaux a été effectuée en se s'appuyant sur la base de données METEONORM qui comprend plus de 8000 stations météorologiques, cinq satellites géostationnaires et une climatologie des aérosols calibrée à l'échelle mondiale [72]. Sur cette base, des modèles d'interpolation sophistiqués, fondés sur plus de 30 ans d'expérience, fournissent des résultats d'une grande précision dans le monde entier [72].

L'un des objectifs de notre travail consiste à déterminer l'emplacement optimal pour l'implantation de la centrale à tour solaire en effectuant une analyse météorologique des régions respectant les critères d'implantation d'une centrale de tour solaire (Tindouf, Tamanrasset et Bechar), en se basant sur (Rayonnement solaire direct normal, température ambiante journalière, vitesse du vent) recueillis sur la période 2001-2015, à une hauteur de 10 m au-dessus du sol.

Tableau 3. 1. Caractéristique géographiques des zones sélectionnées

Localités	coordonnées	Altitude (m)	Superficie (km ²)
<i>Tindouf</i>	27.7° 40' 00'' N, - 8.1° 09' 00'' E	431	70009
Tamanrasset	22.8° 47' 13'' N, 5.5° 31' 38'' E	1377	37713
Bechar	31.6° 37' 00'' N, - 2.2° 13' 00'' E	772	5050

Les étapes de l'étude comparative des localités pour le choix de la zone la plus appropriée pour l'implantation de la centrale de tour solaire sont synthétisées dans le schéma ci-dessous :

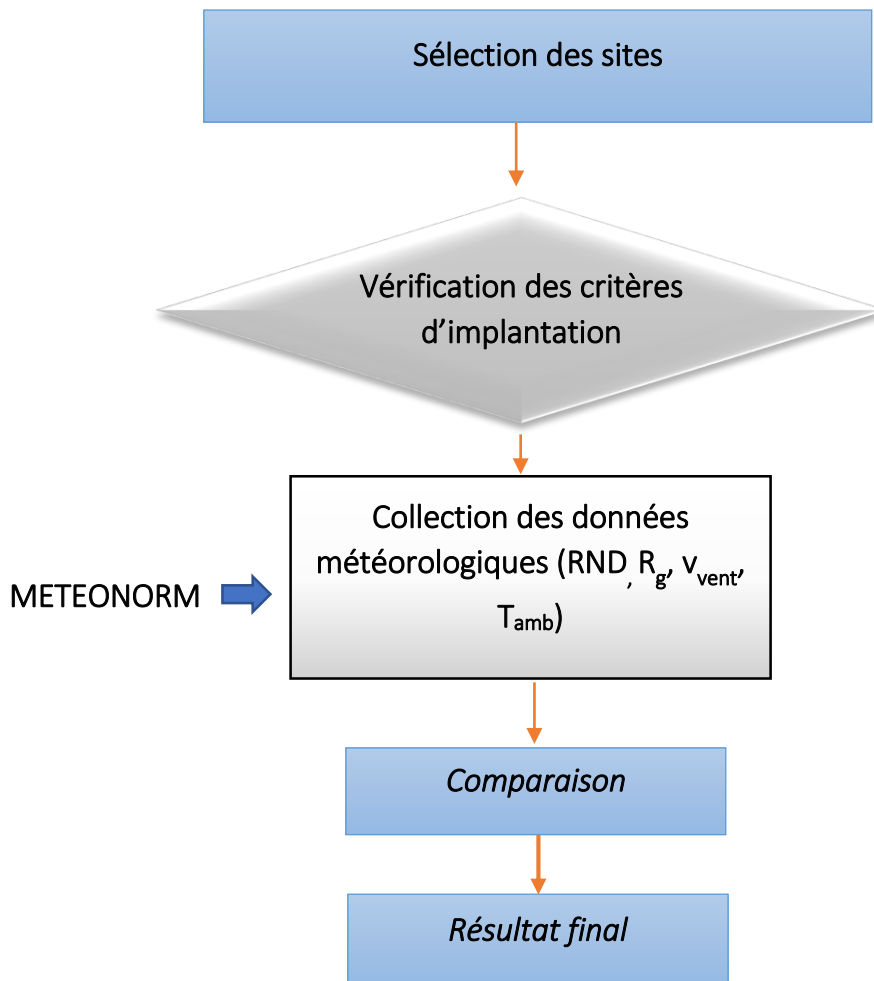


Figure 3. 1. Schéma représentatif des étapes de sélection du site.

3. Dimensionnement du champ d'héliostats

Dans ce travail, notre choix se porte sur un champ radial en quinconce. Cette disposition permet de réduire la surface occupée au sol et les pertes énergétiques et optiques. De plus, elle est facile à mettre en place et demeure parmi les plus répandues. Dans ce travail, la modélisation mathématique et le dimensionnement du champ solaire sans effet de blocage sont basés sur la méthode géographique.

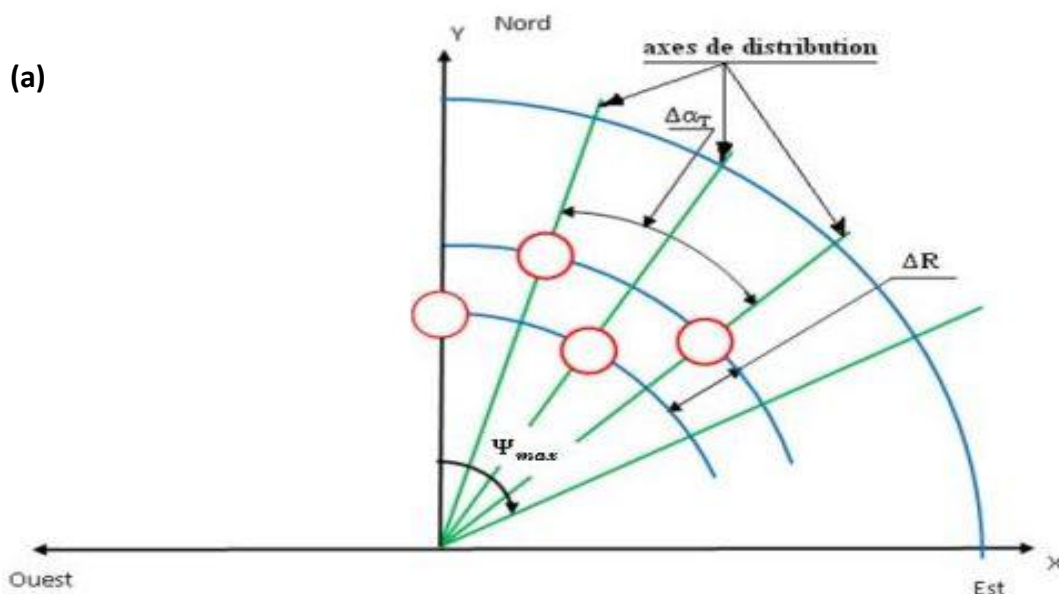
3.1 Disposition des héliostats en anneaux et groupes :

Les héliostats sont disposés en groupes, qui sont à leur tour répartis en anneaux concentriques numérotés à partir de la tour. Les anneaux originaux (pairs) contiennent un héliostat sur l'axe Nord du champ, tandis que les anneaux décalés (impairs) ne possèdent pas un héliostat sur cet axe. Chaque héliostat est représenté par une sphère matérialisant la trajectoire du miroir pendant le suivi, comme le montre la figure 3.2 b.

3.1.1 Le diamètre caractéristique (DM)

DM est la somme de la diagonale (DH) de l'héliostat et de la distance de séparation supplémentaire entre les héliostats voisins sur la même ligne (ds), dans ce travail, ds=0 :

$$DM = \sqrt{l^2 + w^2} + ds \tag{19}$$



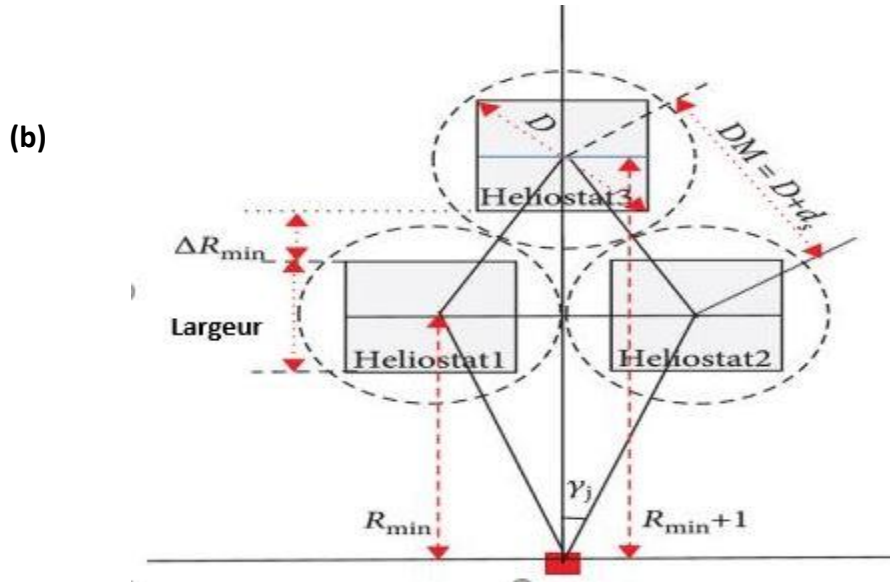


Figure 3. 2. Paramètres géométriques : (a) du champ solaire, (b) d'héliostat

3.1.2 Rayon du premier anneau :

Le rayon du premier anneau correspond à la distance entre la tour solaire et la première ligne du champ solaire, Il est exprimé en fonction de la hauteur du récepteur :

$$R_{min} = [0.75 - 1] H_t \quad (20)$$

3.1.3 Incrément radial minimal ΔR_{min}

ΔR_{min} est la hauteur d'un triangle équilatéral de côté DM, il correspond à la distance radiale minimale entre deux rangées (anneaux) successives. L'incrément minimal est approximativement:

$$\Delta R_{min} = DM \cos(30) \cos(B_L) \quad (21)$$

Avec B_L est la pente du terrain, considérée égale à 0.

3.1.4 Espacement azimutal ($\Delta\alpha$)

($\Delta\alpha$) représente l'espacement angulaire entre les héliostats adjacents. L'espacement azimutal de la première ligne est égal à l'espacement minimum possible, il est approximativement égal à la diagonale de l'héliostat DM. L'espacement azimutal dans les autres lignes dépend de la divergence des axes de

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

distribution et est déterminé par celui de la première ligne. L'incrément azimutal est donné par la formule suivante :

$$\Delta\alpha = 2 \operatorname{tang}^{-1}\left(\frac{DM}{2R}\right) = 2 \gamma \quad (22)$$

γ est l'angle formé par les axes de distribution (l'unité de direction angulaire).

Noter que les héliostats qui ont la même unité de direction angulaire peuvent être classés dans le même groupe. L'incrément azimutal est maintenu constant dans les autres lignes du même groupe. Les héliostats s'éloignent de plus en plus en s'éloignant de la tour solaire, jusqu'à pouvoir ajouter un autre héliostat entre eux.

3.1.5 La direction angulaire Ψ_n

Ψ_n est l'angle entre l'axe principal du Nord et l'axe de distribution, tel que :

$$\Psi_n = \pm n \gamma \quad (23)$$

Avec : $n = [0,2,4,6,\dots,n]$ pour les anneaux décalés (impairs) et $n = [1,3,5,7,\dots,n]$ Pour les anneaux pairs.

Le signe (+) pour la moitié Nord-Est du champ.

Le signe (-) pour la moitié Nord-Ouest du champ.

3.1.6 La hauteur du point de visé H_p

La hauteur du point de visée est la distance verticale du sol au centre du récepteur et est définie comme suit :

$$H_p = H_t - 0.5 H_r \quad (24)$$

3.1.7 Nombre d'héliostat NH

- Pour les anneaux impairs ($i=2, 4,\dots,n$) :

$$NH = \frac{2\Psi_{max}}{\Delta\alpha} \quad (25)$$

- Pour les anneaux pairs ($i=1,3, 5,\dots,n$) :

$$NH = \frac{2\Psi_{max}}{\Delta\alpha} + 1 \quad (26)$$

Avec i est le nombre de L'anneau (ligne).

3.1.8 Le rayon de l'anneau i (R_i)

La méthode de disposition géographique des héliostats permet de calculer le rayon de n'importe quel anneau dans le champ solaire. La figure 3.3 représente les paramètres définissant le principe de modélisation et du dimensionnement d'un champ solaire sans blocage. (C_1) représente la vue frontale d'un héliostat dans l'anneau à un rayon connu, (C_2) représente la vue de face de l'héliostat dans l'anneau suivant, tandis que ab est la limite inférieure des rayons réfléchis provenant de l'arrière de (C_1) et atteignant le récepteur sans être obstrués par C_1 . La résolution des équations de la droite (ab) et des cercles (C_1) et (C_2) permet de déterminer le rayon du nouvel anneau y_m

$$R(i) = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (27)$$

Les formulations de A, B et C sont citées dans l'annexe A.

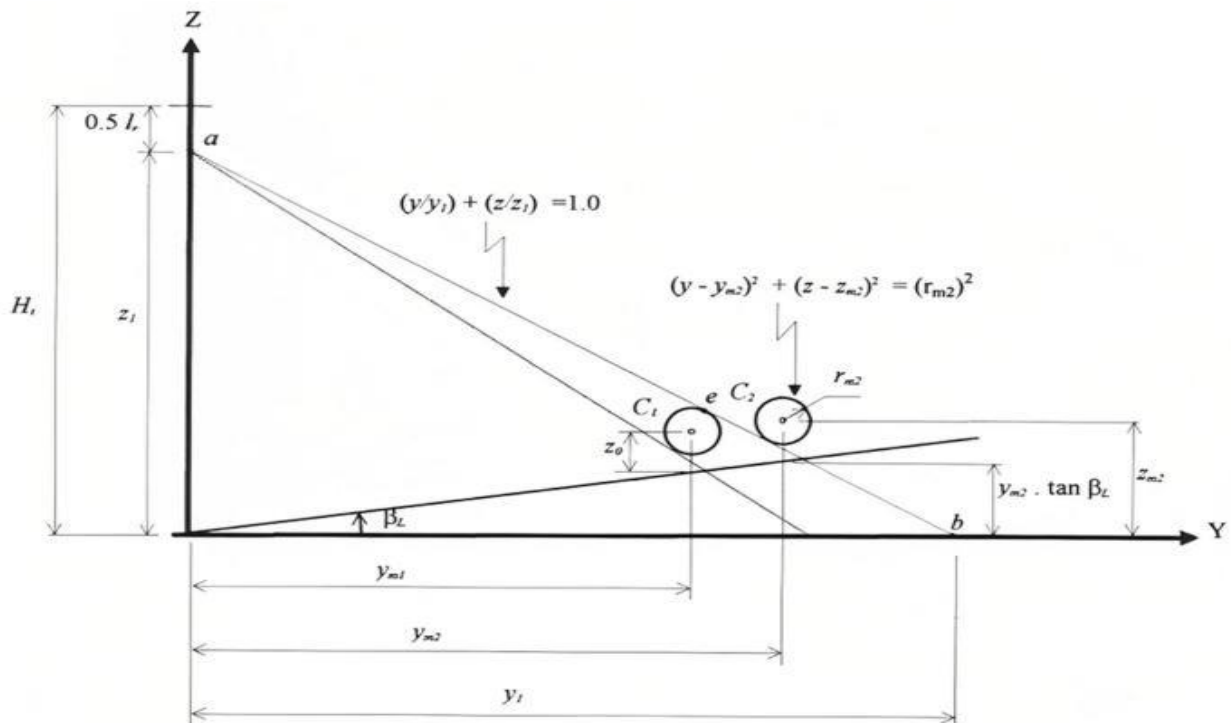


Figure 3. 3.Principe de disposition des héliostats dans le champ solaire (sans effet de blocage).

3.1.9 Localisation de l'héliostat

La position de l'héliostat peut être définie par les coordonnées de son centre et en fonction de la direction angulaire et du rayon de l'anneau auquel il appartient.

$$\begin{cases} x_m = R(i) \sin(\Psi_m) \\ y_m = R(i) \cos(\Psi_m) \\ z_m = z_h + R(i) \tan(B_L) \end{cases} \quad (28)$$

3.1.10 Efficacité total du champ solaire

L'efficacité globale $n_{opt\ tot}$ du champ dépend de plusieurs facteurs, tels que l'effet de cosinus, l'effet de l'atténuation atmosphérique, l'effet de déversement, la réflectivité, l'absorptivité et l'effet d'ombrage et de blocage.

$$n_{opt\ tot} = n_{cos} n_{att} n_{dév} n_{abs} n_{ref} n_{bloc\ \&\ omb} n_{abs} \quad (29)$$

3.1.11 Efficacité de cosinus

L'efficacité de cosinus est déterminée en fonction du rayonnement incident et le vecteur normal à la surface de l'héliostat. Si \vec{S} et \vec{K} sont les vecteurs unitaires orienté vers le soleil et le récepteur, respectivement, le vecteur normal unitaire à la surface de l'héliostat est défini par :

$$\vec{n} = \frac{\vec{S} + \vec{K}}{|\vec{S} + \vec{K}|} \quad (30)$$

$$n_{cos} = \vec{n} \cdot \vec{S} \quad (31)$$

3.1.12 Efficacité d'atténuation atmosphérique

La diffusion de la lumière par les particules atmosphériques entraine une réduction de la quantité d'énergie captée, cela dépend de la distance entre l'héliostat et le récepteur (d) et les conditions météorologiques spécifiques.

$$n_{att} = \begin{cases} \alpha - \kappa \cdot d + \lambda \cdot d^2, & d < 1000\ m \\ \exp(-\varepsilon d) & , d > 1000\ m \end{cases} \quad (32)$$

Les valeurs de α , κ , λ et ε sont citées dans **L'annexe A**.

3.1.13 Efficacité de diversement

Les pertes d'interception sont causées par divers facteurs, notamment la précision du suivi des héliostats, la forme du soleil ainsi que la non-uniformité de la surface des miroirs réfléchissants. En conséquence, une partie du rayonnement réfléchi est perdue lorsqu'il est tombé en dehors du périmètre des héliostats.

$$n_{dév} = \frac{1}{2\pi\sigma_{tot}^2} \int_0^{D_r} \int_0^{H_r} \exp\left(-\frac{D_r^2 + H_r^2}{2\sigma_{tot}^2}\right) dH_r dD_r \quad (33)$$

Où σ_{tot} est la dispersion totale de la distribution du flux et D_r, H_r sont les paramètres d'ouverture du récepteur.

Dans ce travail, la réflectivité et l'absorption sont considérées constante :

$$n_{ref} = 0.95 \text{ et } n_{abs} = 0.94$$

3.1.14 Efficacité d'ombrage et du blocage

L'effet de blocage est généré lorsque le rayonnement réfléchi par un héliostat vers le récepteur est perturbé par la présence d'un autre héliostat [73]. Lorsque l'héliostat est positionné devant un autre, la face arrière de celui situé en avant peut provoquer un effet de blocage en interceptant une partie des rayons réfléchis. L'effet d'ombrage se produit lorsque les rayons incidents à un héliostat sont bloqués par un autre.

$$n_{bloc \& omb} = \frac{A_{tot} - A_{bloc \& omb}}{A_{tot}} \quad (34)$$

Avec, A_{tot} (m^2) est la surface totale de l'héliostat et $A_{bloc \& omb}$ (m^2) est la surface ombragée ou bloquée de l'héliostat

$$A_{tot} = NH_{tot} \cdot A_{helio} \quad (35)$$

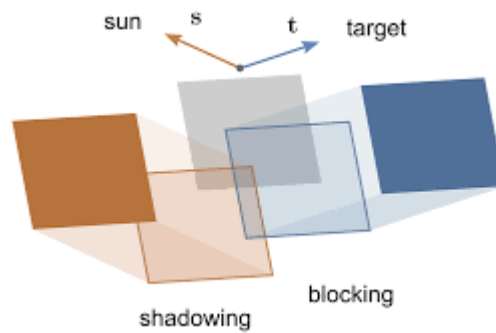


Figure 3. 4. Schéma explicatif e l'effet d'ombrage et du blocage

3.1.15 Energie solaire incidente

L'énergie solaire incidente $Q_{s inc}$ s'agit de l'énergie solaire reçue par la surface de l'héliostat.

$$Q_{s inc} = S_r IND \quad (36)$$

Avec S_r (m^2) est la surface réfléchive totale.

Le modèle mathématique exposé ci-dessus de l'approche de disposition d'héliostats sans effet de blocage a été présenté sous la forme d'un algorithme exécutable sur MATLAB afin de déterminer la position de chaque héliostat dans le champ solaire. Les résultats obtenus ont été emporté avec les données météorologiques typiques (TMY) dans SolarPilot. Le schéma suivant synthétise les étapes de dimensionnement du champ solaire proposé.

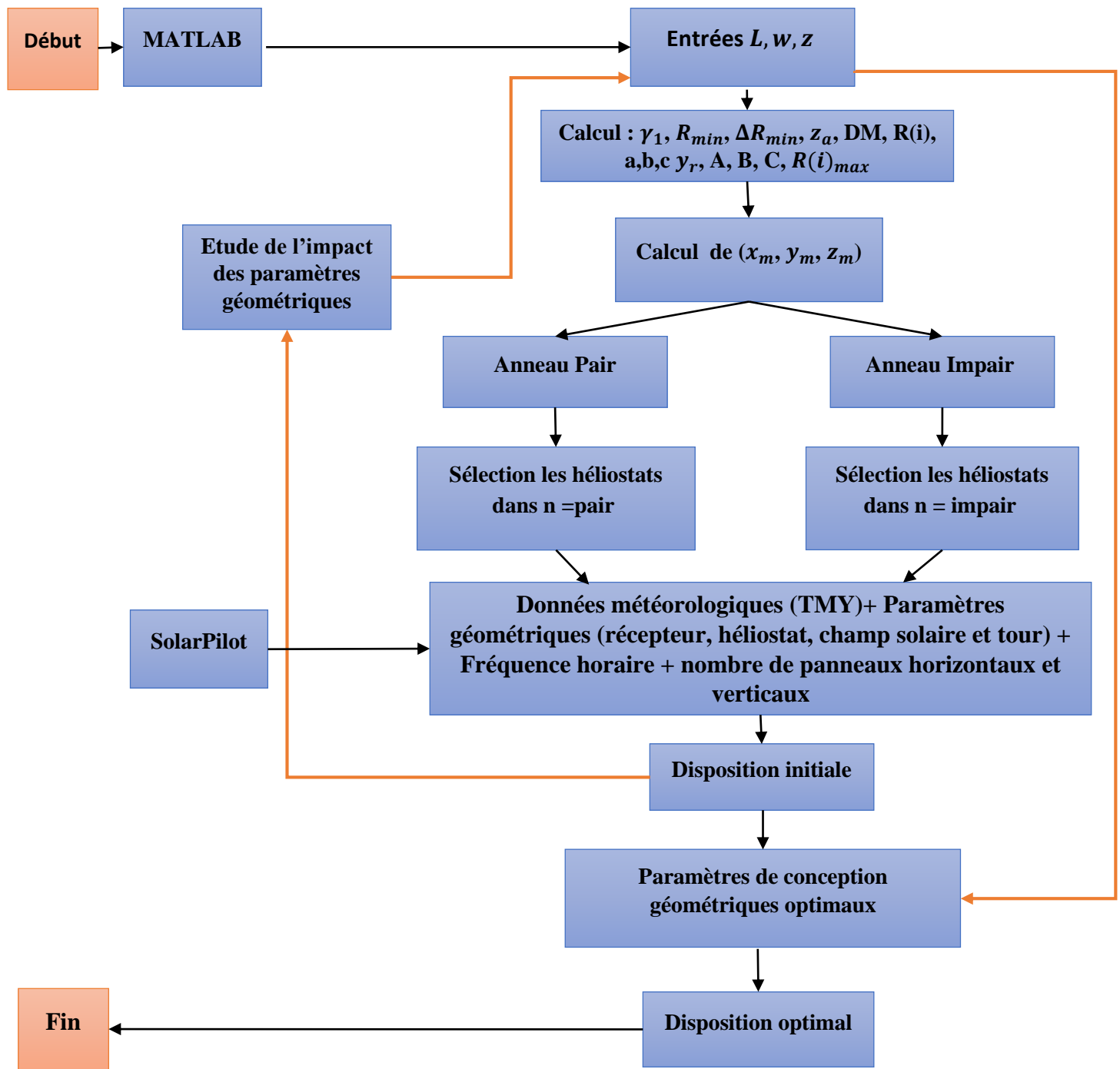


Figure 3. 5. Schéma représentatif du dimensionnement optimal du champ solaire

4. Dimensionnement du récepteur solaire

4.1 L'énergie réfléchie

L'énergie réfléchie Q_r désigne l'ensemble du rayonnement solaire réfléchi vers une cible prédéterminée.

$$Q_r = n_{opt\ tot} Q_{s\ inc} \quad (37)$$

4.2 L'énergie absorbée

La puissance absorbée est le produit de la puissance incidente et l'efficacité optique total du champ y compris l'efficacité du récepteur ($n_{opt,rec} = n_{opt\ tot} \cdot n_{rec}$)

$$Q_{abs} = Q_{s\ inc} n_{opt,rec} \quad (38)$$

4.3 Paramètres géométrique du récepteur

La configuration géométrique du récepteur joue un rôle crucial dans la détermination de son efficacité, car elle peut avoir un impact important sur les pertes thermiques globales du récepteur. La géométrie externe de ce dernier est définie par plusieurs paramètres notamment, la surface totale du récepteur A_r , son diamètre D_r et sa hauteur H_r .

4.3.1 Flux thermique admissible

Les calculs associés aux paramètres géométriques du récepteur sont liés au flux de chaleur admissible. Le flux thermique est la quantité d'énergie thermique transférée à travers une surface d'un mètre carré du récepteur [74]. Le flux de chaleur maximal dépend de la résistance thermique du matériau constituant les tubes et la capacité thermique du fluide caloporteur. La contrainte thermique admissible, la dilatation thermique et le coefficient de Poisson sont pris en compte afin de déterminer le flux maximale admissible d'un récepteur [74].

Dans une approche de conception prudente, il est préférable d'utiliser le flux de chaleur admissible au lieu du flux de chaleur maximal, car cela augmente la durée de vie du récepteur. En d'autres termes, ça permet de réduire le taux de transfert d'énergie thermique à travers la surface du récepteur et, par

conséquent, sa température. Dans ce cas, le ratio du flux thermique (maximal/moyen) est utilisé pour le calcul du flux thermique admissible.

Pour un récepteur externe, le ratio du flux thermique (maximal/moyen) utilisé dans l'industrie pour des centrales à tour thermique est entre 1.45 et 2,2 [75]. Dans cette étude, la valeur du ratio du flux thermique (maximal/moyen) est égale à 2, le flux de chaleur admissible est donné par l'équation suivante :

$$Q_{adm} = \frac{Q_{max}}{r_{max/moy}} \quad (39)$$

4.3.2 Diamètre et hauteur du récepteur

Pour définir le diamètre et la hauteur du récepteur, il faut d'abord calculer sa surface donnée comme suit :

$$S_r = \frac{Q_r}{Q_{adm}} \quad (40)$$

Et

$$S_r = \pi D_r H_r \quad (41)$$

Avec D_r et H_r sont le diamètre et la hauteur du récepteur.

Pour un récepteur cylindrique externe, le rapport d'aspect (Hauteur/Diamètre) est compris entre 1.2 et 1.5 [73], Dans ce travail on suppose que $R_{asp} = 1.33$.

La surface du récepteur peut être créée en fonction du rapport d'aspect :

$$S_r = \pi D_r^2 R_{asp} \quad (42)$$

Par conséquent, le diamètre et la hauteur du récepteur sont donnés par les équations suivantes :

$$D_r = \sqrt{\frac{S_r}{\pi R_{asp}}} \quad (43)$$

$$H_r = D_r R_{asp} \quad (44)$$

4.3.3 Configuration intérieure du récepteur

Un récepteur externe est constitué d'un ensemble de tubes métalliques verticaux dans des collecteurs disposés au sommet de la tour et formant une structure cylindrique. Les tubes verticaux sont exposés aux conditions ambiantes sans vitrage ni protection. La configuration d'écoulement du fluide de transfert de chaleur peut être à deux voies parallèles ou à une voie unique. Les auteurs de [75] ont montré qu'un récepteur à deux voies parallèles d'écoulement est plus efficace qu'un récepteur à une seule voie d'écoulement, surtout dans le cas d'utilisation du sel fondu.

Dans le cas des sites situés dans l'hémisphère nord, la configuration du flux du sud vers le nord conduit à une efficacité élevée du récepteur [75], car le flux solaire dans l'hémisphère Nord est davantage concentré sur le côté Nord du récepteur. Par conséquent, si le fluide froid provient du nord – sud du récepteur, la température du fluide et la température du film de la surface du récepteur augmenteront rapidement, où les pertes de chaleur seront plus importantes que dans la configuration d'écoulement du sud vers le nord [75]. Ainsi, dans le cas d'un fluide de transfert de chaleur caractérisé par sa haute capacité thermique volumique, ce qui entraîne un faible débit volumétrique. Il est donc recommandé d'utiliser un écoulement à double passages dans le récepteur.

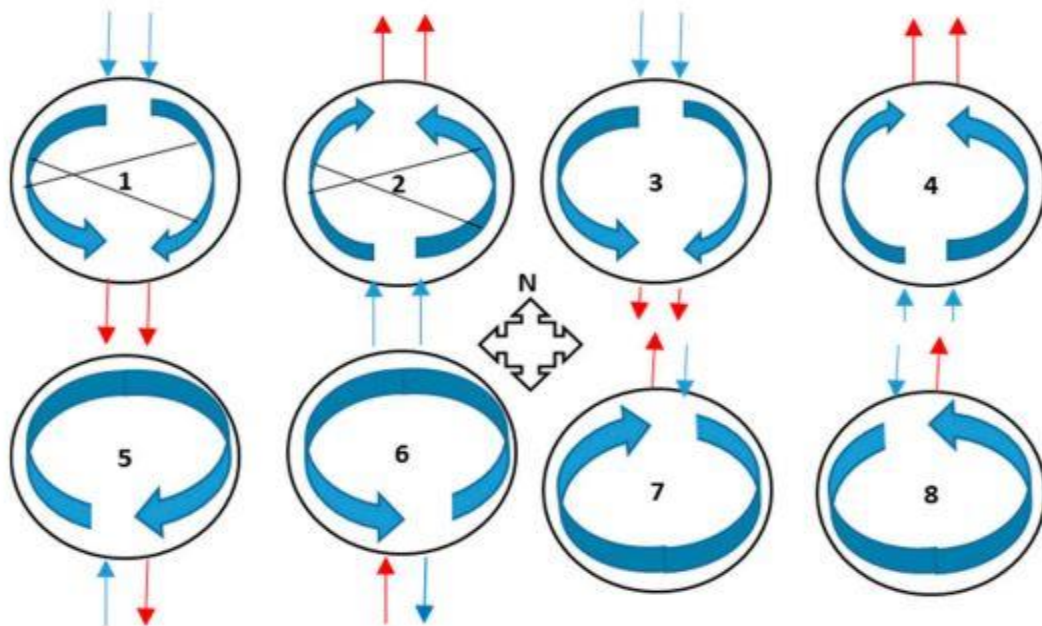


Figure 3. 6.Vue de dessus des huit schémas d'écoulement alternatifs du fluide caloporteur.

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

La configuration 4 est choisie dans ce travail, car elle comporte deux voies parallèles du sud vers au nord.

Le fluide de transfert de chaleur est pompé depuis un réservoir froid jusqu'au sommet de la tour où se trouve le récepteur externe. Au sommet du récepteur, le fluide est réparti sur deux cotés principaux côté est et côté ouest. Chaque côté contient un certain nombre de collecteurs connectés les uns aux autres en série. Le fluide de transfert de chaleur descend par le premier collecteur jusqu'à ses tubes. Puis au bas des tubes, le fluide est à nouveau collecté et transféré au collecteur suivant, qui pompe le fluide verticalement à l'intérieure de ses tubes. Cette séquence se poursuit jusqu'au dernier collecteur ou le fluide se collecté au bas du récepteur. Lorsque le fluide se déplace à travers les tubes, il absorbe la chaleur des parois du tube.

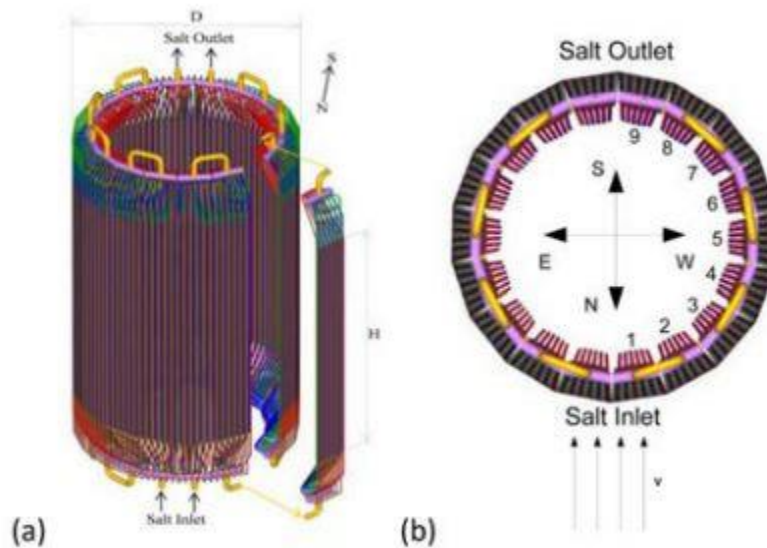


Figure 3. 7. (a) : Schéma d'un récepteur externe, (b) : Position relative des panneaux

4.3.4 Débit massique totale

Le débit massique du fluide de transfert de chaleur dans la conduite principale allant de et vers le récepteur est considéré constant et est donnée par l'équation suivante :

$$\dot{m}_{total} = \frac{Q_{abs}}{C_p(T_{s,f} - T_{e,f})} \quad (45)$$

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

dans ce cas, pour pouvoir calculer Q_{abs} , il est nécessaire de supposer une valeur de n_{re} (en tant que première hypothèse tel que $n_{re} = 94\%$).

Avec \dot{m}_{total} est le débit massique total (kg/s), $T_{s,f}$ et $T_{e,f}$ sont les températures de sortie et d'entrée du fluide de transfert de chaleur (K), respectivement. C_p est la capacité thermique massique du fluide (J/kg K).

4.3.5 Nombre de tubes et de collecteurs

4.3.5.1 Nombre de tubes

Le nombre de tubes dans chaque collecteur est calculé par l'équation

$$N_{\frac{tube}{collecteur}} = \frac{S_{sec}}{\frac{\pi}{4} d_{in}^2 N_V} \quad (46)$$

Avec N_{tube} est le nombre de tube dans un seul collecteur, S_{sec} est la surface de la section transversale en (m²), d_{in} est le diamètre intérieur de tube (m) et N_V est le nombre de voies de circulation qui égal à 2, tels que :

$$S_{sec} = \frac{\dot{m}_{total}}{\rho_f V_f} \quad (47)$$

Et

$$d_{in} = d_{ex} - 2e \quad (48)$$

ρ_f est la masse volumique du fluide en (kg/m³), V_f est la vitesse moyenne du fluide à l'intérieur du tube (m/s), d_{ex} est le diamètre extérieure de tube (m) et e est l'épaisseur de tube (m).

Dans ce travail le diamètre extérieur du tube et son épaisseur sont supposés égaux à 22 mm et 2 mm, respectivement.

La vitesse du fluide doit satisfaire le débit massique requis à l'intérieure du tube. Il est donc important de choisir une valeur réaliste pour définir la géométrie interne du récepteur. Dans ce travail, on base sur des valeurs utilisées dans des centrales à tour solaire réelles comme première hypothèse et $V_f = 3$ m/s.

4.3.5.2 Nombre de collecteurs

Pour définir le nombre de collecteurs, il faut d'abord calculer la longueur de chaque collecteur $L_{collecteur}$ qui est donné par l'équation

$$L_{collecteur} = d_{ex} N_{\frac{tube}{collecteur}} + (1.2 * 10^{-3} (N_{\frac{tube}{collecteur}} - 1)) \quad (49)$$

Avec $1.2 * 10^{-3}$ est l'épaisseur de soudure approximative (m) et $(N_{tube/collecteur} - 1)$ est l'espace approximatif entre les tubes dans un collecteur

Le nombre de collecteur dans le récepteur est exprimé par l'équation, et doit être un nombre pair car il est conçu avec deux voies de flux parallèles, pour que le nombre de collecteur peut être réparti de manière équitable dans le récepteur.

$$N_{collecteur} = \frac{\pi D_r^2}{L_{collecteur}} \quad (50)$$

Le nombre total des tubes est donné par l'équation (51)

$$N_{tubes\ tot} = N_{collecteur} \cdot N_{\frac{tube}{collecteur}} \quad (51)$$

Le nombre maximal de tubes dans un récepteur est défini par l'équation suivante :

$$N_{tubes\ max} = \frac{\pi D_r}{d_{ext}} \quad (52)$$

4.3.6 L'efficacité du récepteur

L'utilisation d'un modèle mathématique en régime transitoire pour calculer l'efficacité du récepteur peut fournir un résultat plus précis pour définir la géométrie optimale du récepteur [75], mais cela complexifie plus le processus de conception. Pour cette raison, on base sur un modèle mathématique en régime permanent pour calculer les performances du récepteur.

Selon le premier principe de la thermodynamique, l'énergie totale d'un système isolé est constante. L'énergie peut être transformée d'une forme à une autre, mais ne peut ni n'être créée ni détruite. L'équation du bilan énergétique du récepteur est donnée comme suit

$$Q_r = Q_{abs} + Q_{pertes} \quad (53)$$

Tel que

$$Q_{pertes} = Q_{conv,air} + Q_{em} + Q_{ref} + Q_{cond} \quad (54)$$

Avec Q_{pertes} sont les pertes thermique par convection $Q_{conv,air}$, par émission $+ Q_{em}$, par réflexion Q_{ref} et par conduction Q_{cond} en (W).

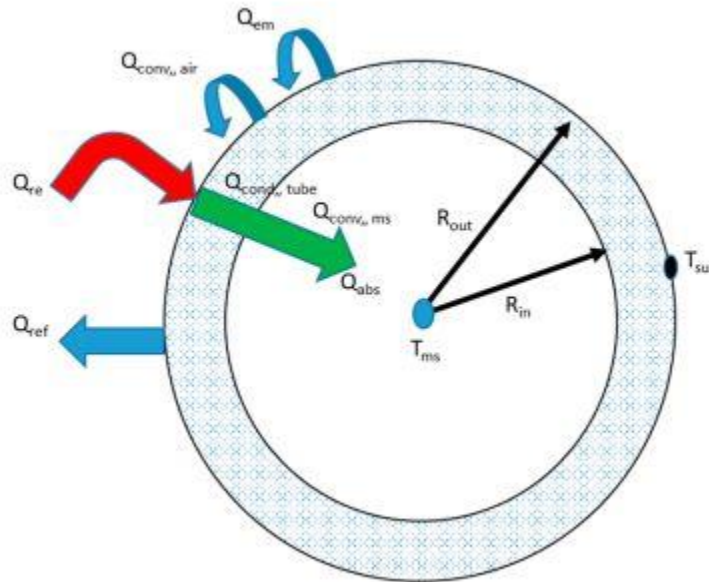


Figure 3. 8. Schéma représentatif du bilan énergétique d'un tube.

L'efficacité thermique du récepteur est exprimée par l'équation.

$$n_{re} = \frac{Q_{abs}}{Q_{re}} = 1 - \frac{Q_{pertes}}{Q_{re}} \quad (55)$$

Il faut d'abord calculer les pertes thermiques totale, qui varient en fonction de la température moyenne de la surface du récepteur T_s . Donc Il est nécessaire de calculer T_s pour déterminer l'efficacité du récepteur.

4.3.6.1 Température de la surface du récepteur

La température de la surface du récepteur dépend de la quantité d'énergie thermique incidente sur la surface du récepteur et de la température du fluide circulant à travers le tube. On suppose que le récepteur a une température de surface uniforme. L'analyse thermique tient compte les performances thermiques d'un seul tube.

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

Basant sur le circuit de résistance thermique, on définit l'énergie absorbée dans un tube de récepteur $Q_{abs/tube}$ par l'équation :

$$Q_{\frac{abs}{tube}} = \frac{T_s - T_f}{R_{total}} \quad (56)$$

Avec R_{total} en (K/W) est la résistance thermique totale d'un tube donnée par l'équation, qui est la somme des résistances de conduction $R_{cond,tube}$ entre la paroi externe et interne du tube et la résistance convective $R_{conv,air}$ entre la paroi interne du tube et le fluide de transfert de chaleur. T_f en (K) est la température moyenne du fluide donnée comme suit

$$T_f = \frac{T_{s,f} + T_{e,f}}{2} \quad (57)$$

Tel que : $T_{s,f}$ et $T_{e,f}$ sont les température de sortie et d'entrée du fluide supposées égales à : 600°C et 295°C, respectivement.

$$R_{total} = R_{cond,tube} + R_{conv,air} \quad (58)$$

Avec

$$\begin{cases} R_{cond,tube} = \frac{\ln \frac{r_{ex}}{r_{in}}}{2 \pi H_{re} k_{tube}} \\ R_{conv,air} = \frac{1}{h_f \pi r_{in} H_{re}} \end{cases} \quad (59)$$

tel que : r_{in} et r_{ex} sont les rayons externe et interne du tube en (m) supposés égaux à 9 mm et 11 mm, respectivement, k_{tube} est la conductivité thermique du matériau du récepteur en (W/m K) et h_f est le coefficient de transfert de chaleur par convection en (W/m² K).

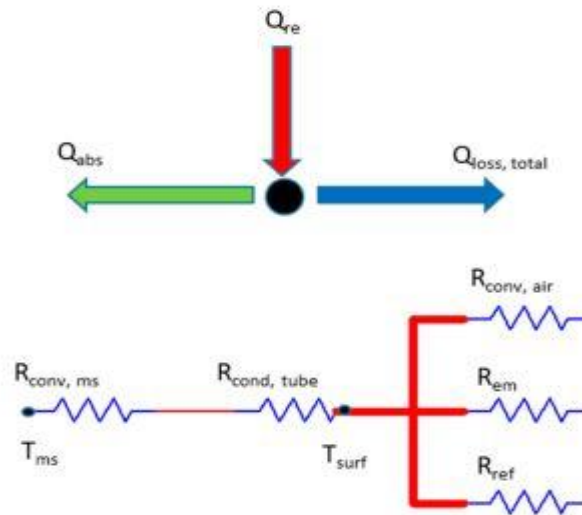


Figure 3. 9. Schéma représentatif du circuit de la résistance thermique d'un tube récepteur

Le coefficient de transfert de chaleur par convection h_f peut être déterminé par l'équation suivante :

$$Nu_f = \frac{h_f k_f}{d_{in}} \quad (60)$$

Tel que : k_f est la conductivité thermique du fluide en (W/m K) ($k_{sel\ fondue} = 0.527$ (W/m K)),

Pour éviter le risque de gel du fluide de transfert de chaleur à l'intérieur du tube qui peut endommager le récepteur, l'écoulement du fluide est maintenu complètement turbulent ($Re > 10000$). L'équation de Gnielinski est utilisée pour le calcul de Nu_f .

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000) Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \quad (61)$$

$$\begin{cases} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ et \\ 3.10^3 \leq Re \leq 5.10^6 \end{cases} \quad (62)$$

Avec, f est le facteur de friction en régime turbulent dans un tube lisse, calculé par la corrélation de Petukhov par l'équation (63) :

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}, 10^4 \leq Re \leq 10^6 \quad (63)$$

le nombre de Reynold (Re) et de Prandtl (Pr) sont calculés à la température moyenne T_f du fluide de transfert de chaleur et ils sont déterminés par les équations (64) et (65) :

$$Re = \frac{\rho_f V_{f,tube} d_{in}}{\mu_f} \quad (64)$$

$$Pr = \frac{\mu_f C_p}{k_f} \quad (65)$$

Où μ_f est la viscosité dynamique du fluide en (kg/m s) et $V_{f,tube}$ est la vitesse moyenne du fluide à travers un tube en (m/s).

Pour déterminer la vitesse du fluide à travers un tube, il est nécessaire de calculer d'abord le débit massique dans un tube \dot{m}_{tube} .

$$\dot{m}_{tube} = \frac{\dot{m}_{tot}}{N_{\substack{tube \\ collecteur}} NV} \quad (66)$$

Ensuite, la vitesse du fluide à l'intérieure de tube est définie comme suit

$$V_{f,tube} = \frac{\dot{m}_{tube}}{\rho_f S_{sec,tube}} \quad (67)$$

Avec, $S_{sec,tube}$ est la section transversale du tube en (m²), est définie comme suit

$$S_{sec,tube} = \frac{\pi}{4} d_{in}^2 \quad (68)$$

L'énergie absorbée dans un tube exprimée par l'équation ... peut être définie et calculer en fonction de \dot{m}_{tube}

$$Q_{\substack{abs \\ tube}} = \dot{m}_{tube} C_p (T_{s,f} - T_{e,f}) \quad (69)$$

Après avoir déterminer T_s , à partir de l'équation (56) [$T_f = \frac{Q_{abs}}{R_{total}} + T_f$] on détermine les pertes thermiques.

4.3.6.2 Les pertes thermiques

Le récepteur solaire est soumis à trois types principaux de pertes thermiques : par convection, par émission et par réflexion. Les pertes par conduction représentent la partie la plus faible des pertes de chaleur et généralement elles sont considérées négligeables dans les calculs des pertes thermiques.

4.3.6.2.1 Pertes par convection

La perte thermique par convection se produit entre la surface externe du récepteur et l'air ambiant. Pour un récepteur cylindrique la perte par convection totale est exprimée par l'équation

$$Q_{conv} = h_{total} S_{re} (T_s - T_{amb}) \quad (70)$$

Avec, h_{total} est le coefficient de transfert de chaleur par convection total en (W/m² K) et T_{amb} est la température de l'air ambiant qui est considérée égale à 25 °C.

Et

$$h_{total} = h_{conv,f} + h_{conv,n} \quad (71)$$

Tel que : $h_{conv,f}$ et $h_{conv,n}$ sont les coefficients de transfert de chaleur par convection forcée et naturelle, respectivement.

4.3.6.2.1.1 Coefficient de la convection forcée

La perte par convection forcée est liée à la vitesse du vent et à la rugosité de la paroi du récepteur définie par l'équation (71), pour un récepteur cylindrique :

$$r = \frac{r_{in}}{D_{re}} \quad (72)$$

De nombreuses corrélations empiriques ont été établies pour estimer le nombre de Nusselt moyen. En basent sur la vitesse du vent supposée 3 m/s et la rugosité de la surface ($1.95 \cdot 10^{-3}$) :

$$Nu = 0.0135 Re^{0.86}, 1.8 \cdot 10^5 \leq Re \leq 4 \cdot 10^6 \quad (73)$$

Tel que :

$$Re = \frac{\rho_{air} V_{vent} d_{in}}{\mu_{air}} \quad (74)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection forcée est déterminé par l'équation

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

$$h_{conv,f} = \frac{Nu D_{re}}{k_{air}} \quad (75)$$

Avec k_{air} est la conductivité thermique de l'air en (W/m K), ρ_{air} est la masse volumique de l'air en (kg/m³) et μ_{air} est la viscosité dynamique de l'air en (Pa.s). Les propriétés thermo-physiques de l'air sont calculées en utilisant les corrélations présentées dans le tableau 3.2.

Tableau 3. 2. Corrélations des propriétés thermo-physiques de l'air sec [76].

Propriétés	Corrélations
Masse volumique (ρ_{air}), [Kg/m ³]	$351.99 T_{fm}^{-1} + 344.84 T_{fm}^{-2}$
Capacité thermique spécifique $C_{p\ air}$ [J/Kg.K]	$1030.5 - 0.19975 T_{fm} + 3.9734 * 10^{-4} T_{fm}^2$
Viscosité dynamique μ_{air} [10 ⁻⁶ Pa.s]	$1.4592 T_m^{(\frac{3}{2})} (109.10 + T_{fm})^{-1}$
Conductivité thermique k_{air} [W/m.K]	$2.3340 * 10^{-3} T_{fm}^{(\frac{3}{2})} (164.54 + T_{fm})^{-1}$

4.3.6.2.1.2 Coefficient de la convection naturelle

La force de flottabilité qui est générée par le remplacement de l'air chauffé à proximité du récepteur par l'air plus frais environnant cause la perte par convection naturelle. Le récepteur est considéré comme une plaque verticale en raison de son diamètre qui est significativement large ce qui permet d'ignorer les effets de courbure. Le diamètre du récepteur satisfait cette condition doit décrite comme suit

$$D_{re} \geq \frac{35 H_{re}}{Gr_h} \quad (76)$$

Gr_h est le nombre adimensionnel de Grashof, g est l'accélération gravitationnelle (m/s²) , β est le coefficient de dilatation volumique (1/T_f) en (K⁻¹) et ν est la viscosité cinématique de l'air (m²/s).

Le nombre de Nusselt Pour la convection naturelle sur une plaque verticale est défini par la corrélation de Churchill ...

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 \times Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left[\frac{0.492}{Pr} \right]^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (77)$$

Avec Ra est le nombre adimensionnel de Rayleigh qui est le produit du nombre de Grashof (Gr) et le nombre de Prandtl de l'air (Pr). Ce dernier est calculé à la température du film par l'équation suivante :

$$Pr_{air} = \frac{\mu_{air} C_{p\ air}}{k_{air}} \quad (78)$$

Après d'avoir calculer le nombre de Nusselt, le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle peut être déterminé :

$$h_{conv,n} = \frac{Nu H_{re}}{k_{air}} \quad (79)$$

4.3.6.2.2 Pertes de chaleur par conduction

La perte de chaleur par conduction représente la partie la plus faible de la totalité des pertes thermique et se produit en raison de la conduction de la couche d'isolation. La plupart des rapports de conceptions des récepteurs solaires négligent cette perte qui est définie par l'équation

$$Q_{cond} = \frac{T_s - T_{s,insol}}{\frac{k_{insol}}{e_{insol}}} S_{re} \quad (80)$$

Avec $T_{s,insol}$ est la température de la surface d'insolation en (K), k_{insol} est la conductivité thermique de la couche d'isolation en (W/m K) et e_{insol} est l'épaisseur de la couche d'isolation.

Lors d'une analyse mathématique, il est nécessaire de supposer une valeur de $T_{s,insol}$, ce qui peut entraîner des résultats incorrects. Cependant, dans le cas d'une approche d'analyse expérimentale, cette valeur peut être mesurée puis utilisée dans le reste du calcul. L'analyse actuelle ne prend pas en compte la perte de chaleur par conduction dans la couche d'isolation.

4.3.6.2.3 Pertes de chaleur par émissivité

La perte de chaleur par émissivité se produit par le rayonnement infrarouge émis par la paroi externe du récepteur qui est revêtue par un revêtement noir. La perte totale est déterminée par l'équation suivante :

$$Q_{em} = \varepsilon \sigma S_{re} (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (81)$$

Où ε et σ sont l'émissivité du revêtement de la paroi et le nombre de Stephan Boltzmann ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$)

4.3.6.2.4 Pertes de chaleur par réflexion

La perte de chaleur par réflexion existe en raison de la réflectivité du matériau du récepteur, conçu pour une surface opaque.

$$Reflectivité = 1 - \varpi \quad (82)$$

Avec ϖ est l'absorptivité de la surface. Pour un récepteur externe, la perte de chaleur par réflexion est définie par l'équation suivante :

$$Q_{ref} = (1 - \varpi)Q_{re} \quad (83)$$

Le modèle mathématique présenté pour le calcul de la température de surface et des pertes de chaleur est élaboré dans Simulink pour déterminer l'efficacité du récepteur solaire. L'impact de la vitesse du vent, le diamètre intérieur du tube, le matériau du récepteur et le type de fluide de transfert de chaleur et sa vitesse à travers les tubes du récepteur est étudié en détail.

Les pertes de chaleur axiales entre les tubes sont négligeables dans notre travail.

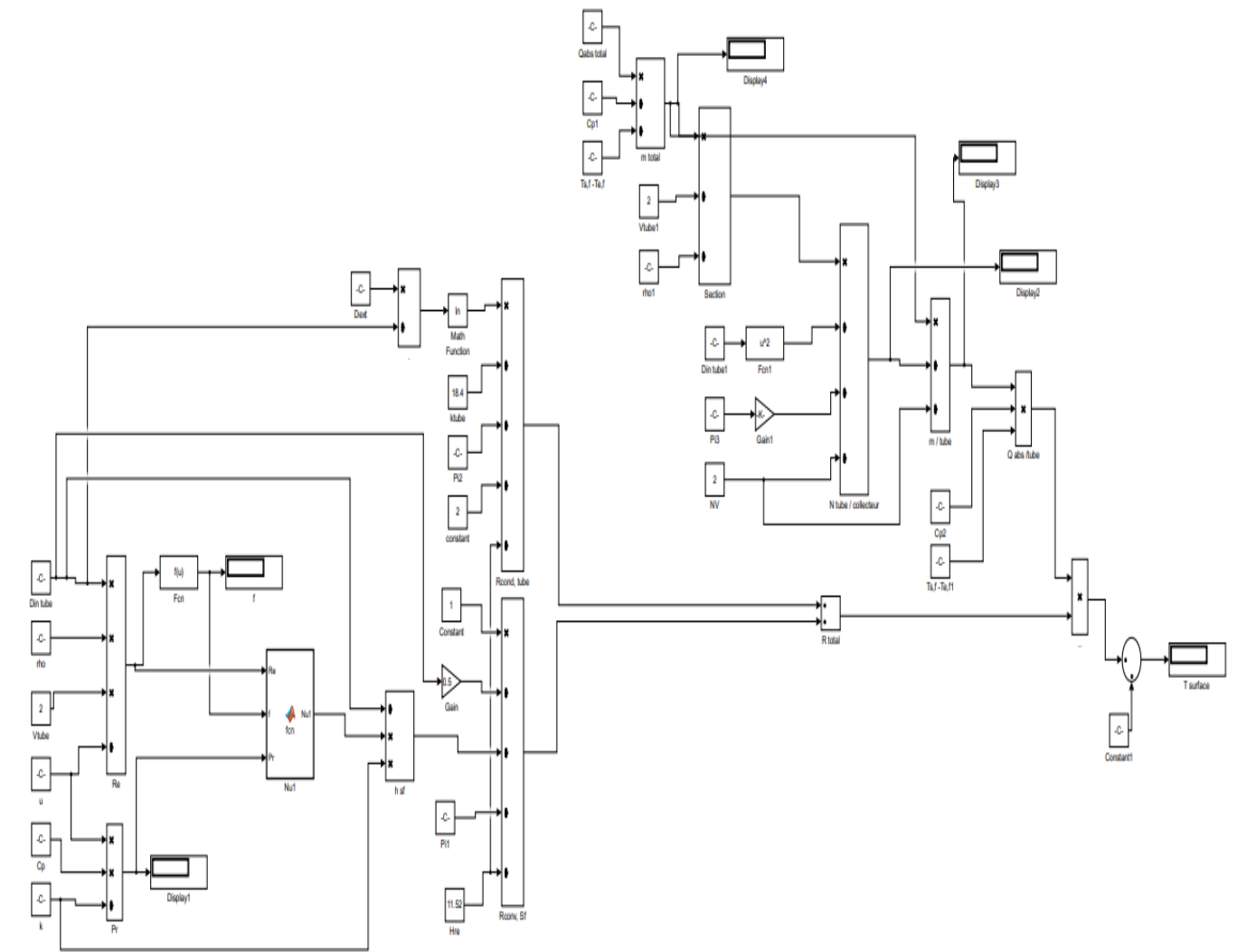


Figure 3. 10. Model de calcul de la température de la paroi (SIMULINK).

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

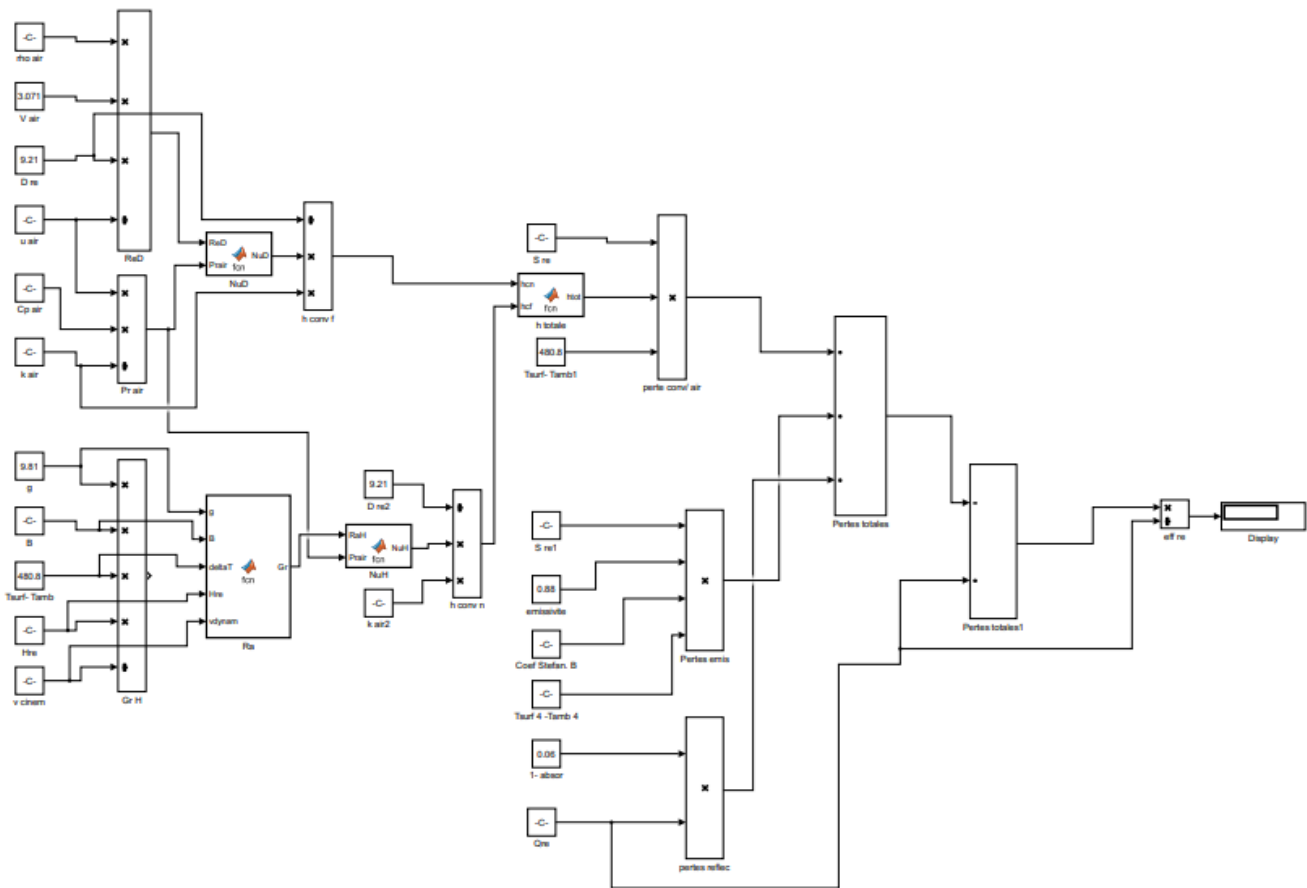


Figure 3. 11. Model de calcul des pertes thermiques et de l'efficacité du récepteur (SIMULINK).

Dans ce travail, on a choisi deux types de sel solaire (60 % NaNO₃+ 40 % KNO₃ et et 7% NaNO₃ + 53% KNO₃ + 40% NaNO₂), ainsi que le sodium liquide et cinq matériaux pour déterminer le matériau et le fluide de transfert de chaleur le plus performant. Les propriétés thermo physiques des fluides caloporteurs et des matériaux sont présentées dans les tableaux 3.3 et 3.4, respectivement :

Tableau 3. 3. Caractéristiques thermo-physiques des fluides caloporteurs.

Propriétés	Sel solaire (60% NaNO ₃ + 40% KNO ₃)[76]	Hitec (7% NaNO ₃ + 53% KNO ₃ + 40% NaNO ₂)[76]	Sodium liquid [77]
Masse volumique (ρ_f), [Kg/m ³]	$2090 - 0.636 T_f$	$2084 - 0.732 T_f$	$219 + 275.32 \left(1 - \frac{T_f}{2503.7}\right) + 511.58 \left(1 - \frac{T_f}{2503.7}\right)^{0.5}$

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

Capacité thermique spécifique $C_{p f}$ [J/Kg.K]	$1443 - 0.172 T_f$	1561.7	$1658.2 - 0.8479 T_f + 4.45 * 10^{-4} T_f^2 - 2.9926 * 10^6$
Viscosité dynamique μ_f [Pa.s]	$[22.714 - 0.12 T_f + 2.281 * 10^{-4} T_f^2 - 1.474 * 10^{-7} T_f^3] 10^{-3}$	$\exp[-4.343 - 2.0143 * \ln(T_f - 5.011)]$	$\exp[-6.4406 - 0.3958 \ln(T_f) + \frac{556.835}{T_f}]$
Conductivité thermique k_f [W/m.K]	$0.443 + 1.9 * 10^{-4} T_f$	$0.421 - 6.53 * 10^{-4} (T_f - 260)$	$124.67 - 0.11381 T_f + 5.5226 * 10^{-5} T_f^2 - 1.1842 * 10^{-8} T_f^3$
Point de fusion (°C)	221	142	97.8
Point de stabilité (°C)	600	450 - 538	890

Tableau 3. 4.Caractéristiques thermo-physiques des matériaux [78]

Propriétés	Acier inoxydable	Inconel 740	Inconel 800	Inconel 625	Haynes 230
ρ_m [Kg/m ³]	7900	8050	7940	8422	8968
$C_{p m}$ [J/kg K]	500	573	460	600	465
k_m [W/m K]	18.4	22.1	11.5	15.7	16.4

5. Puissance de pompage

La puissance de pompage requise pour pomper le fluide de transfert de chaleur à travers le récepteur peut être définie par l'équation suivante :

$$\dot{W}_{pompe,ts} = \frac{\Delta P_{tot} \dot{v}}{\eta_{pompe}} \tag{84}$$

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

Avec $\dot{W}_{pompe,ts}$ est la puissance de pompage nécessaire pour pomper le fluide de transfert de chaleur (W), ΔP_{tot} est la perte de charge totale (Pas), \dot{v} est le débit volumique du fluide (m^3/s) et η_{pompe} est le rendement de la pompe supposé égal à 85 %

La chute de pression se produit dans un récepteur en raison de deux facteurs principaux :

- La perte de charge due au pompage du fluide jusqu'au sommet de la tour solaire où se trouve le récepteur tel que:

$$\Delta P_{tour} = \rho_f g H_t \quad (85)$$

- La perte de charge due au pompage du fluide dans les tubes du récepteur :

$$\Delta P_{tubes} = \rho_f \cdot f \cdot \frac{H_r}{d_{in}} \cdot \frac{V_{tube}^2}{2} \quad (86)$$

Où f est le facteur de friction dans un tube lisse pour un écoulement turbulent (équation (63)).

La perte de pression totale est définie par l'équation (87) :

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{tubes} N_{\frac{tubes}{recepteur}} + \Delta P_{tour} \quad (87)$$

6. Système de stockage

Les réservoirs de stockage froid et chaud sont fabriqués en acier et isolés de tous côtés avec du silicate de calcium. Les dimensions des réservoirs sont sélectionnées sur la base de la procédure suivante :

- Calcul du débit du fluide de transfert de chaleur selon l'équation (45) : $\dot{m}_{total} = \frac{Q_{abs}}{c_p(T_{s,f} - T_{e,f})}$
- Calcul de la section transversale d'un tube donnée par l'équation suivante :

$$S_{sec,tube} = \frac{\dot{m}_{tube}}{\rho_f V_{tube}} \quad (88)$$

- Calcul du volume du réservoir défini par l'équation (89) :

$$Vol_{réservoir} = S_{sec,tube} V_{tube} t \quad (89)$$

Avec t : est la durée de fonctionnement en seconde pendant la journée.

7. Système de conversion d'énergie

Les systèmes thermodynamiques considérés dans cette étude sont couplés au champ d'héliostat par l'intermédiaire du récepteur solaire externe. L'énergie transmise au fluide de transfert de chaleur est répartie uniformément entre le système de stockage et le bloc de puissance. Le cycle de Rankine, le cycle de Brayton et ses variantes (cycle régénératif et cycle en cascade) et le cycle combiné (Brayton-Rankine) sont étudiés et comparés afin de déterminer le cycle le plus performant adapté à une centrale de tour solaire. Comme la fraction du débit affecte les performances du système thermodynamique, elle a été évaluée pour identifier son effet et sa valeur optimale.

7.1 Système de Rankine

Les étapes du cycle de Rankine telles qu'elles sont présentées dans la figure 3.12 sont les suivantes :

- Pompage : pompage de l'eau saturée du point 1 au point 2 à haute pression
- Évaporation : l'eau comprimée est chauffée à une température élevée, par conséquent un changement de phase se produit du liquide à la vapeur (de 2 à 3).
- Détente : l'expansion de la vapeur surchauffée se fait à haute pression à travers la turbine haute pression (T-HP) et à basse pression à travers la turbine basse pression (T-LP) (3→4→5).
- Condensation : la vapeur se condense dans un condenseur pour revenir à son état initial (liquide saturé) (5→1)

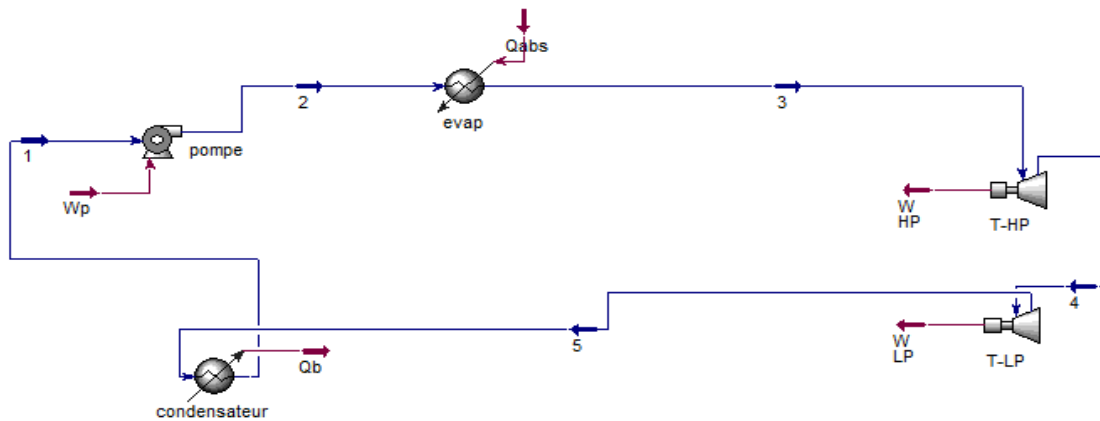


Figure 3. 12. Système de Rankine (Aspen Hysys).

7.2 Système de Brayton classique

Le cycle de Brayton utilise l'air ambiant pour produire de l'électricité en traversant par les étapes suivantes :

- L'air ambiant subit une compression importante en passant du point 1 au point 2.
- Ensuite, l'air comprimé est surchauffé afin d'atteindre une température élevée (2→3).
- L'air surchauffé se détend à travers une turbine à gaz à haute pression (T-HP) puis à basse pression (T-LP) (3→4→5).
- L'air détendu se refroidit dans un refroidisseur à air pour retrouver son état initial (5→1).

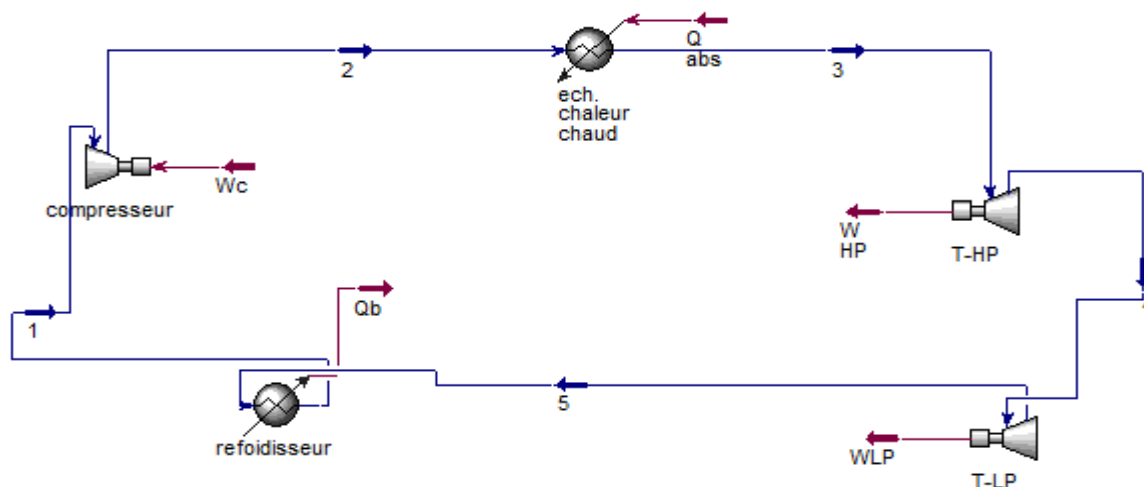


Figure 3. 13. Système de Brayton fermé (Aspen Hysys).

Chapitre 03 : Dimensionnement et étude du champ solaire, du récepteur central et du système de conversion d'énergie

La puissance nette produite W_{net} pour chaque cycle est défini comme suit :

$$W_{net,m,Brayton} = W_{T,G} - W_c \quad (90)$$

$$W_{net,m,Rankine} = W_{T,V} - W_p \quad (91)$$

$$W_{net,m,Combined} = (W_{T,G} - W_c) + (W_{T,V} - W_p) \quad (92)$$

Le rendement solaire-mécanique est le rapport entre le travail mécanique net et l'énergie solaire incidente, tel que :

$$n_{s-m} = \frac{W_{net,m}}{Q_{s,inc}} \quad (93)$$

Le rendement total de la centrale à tour solaire est le rapport entre l'énergie électrique produite et l'énergie solaire incidente:

$$n_{tot} = \frac{W_{net,elec}}{Q_{s,inc}} \quad (94)$$

Avec $W_{net,elec} = W_{net,m} \eta_g$, η_g est le rendement du générateur électrique suppose égal à 89 %

Le rendement thermique du système de conversion :

$$n_{th} = \frac{W_{net,m}}{Q_{abs}} \quad (95)$$

Les équations de calcul des différents paramètres sont synthétisées dans le tableau 3.17. Les processus de chauffage et de refroidissement sont considérés isobares.

Tableau 3. 5. Équations d'énergie.

Composants	Équations d'énergie
Compresseur	$W_c = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1)_c$ $W_{c,isen} = \dot{m}_{air}(h_{2,isen} - h_1)_c$ $W_{c,isen/poly} = M_f M_w \left(\frac{n}{n-1}\right) C_f \left(\frac{P_1}{\rho_1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$ <p>Avec, P_1 : la pression à l'entrée, P_2: Pression à la sortie, M_w : la masse moléculaire, M_f :le débit molaire à l'entrée, n : l'exposant du volume, C_f : facteur de correction. (Voir Annexe B). [79]</p> $n_{c,isen} = \frac{W_{c,isen}}{W_c}$ $n_{c,poly} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{k-1}{k}\right)}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} n_{c,isen}$ <p>Avec, n : l'exposant polytropique, k : exposant isentropique. [79]</p>
Pompe	$W_p = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1)_p$ $W_{p,isen} = \dot{m}_{air}(h_{2,isen} - h_1)_p$ $n_p = \frac{W_{p,isen}}{W_p}$
Echangeur de chaleur chaud	$Q_{hs} = \dot{m}_{air} (h_{s,ch} - h_{e,ch})_{ech.ch}$ <p>avec $h_{s,ch}$ et $h_{e,ch}$ sont les enthalpies (J/kg) à la sortie et à l'entrée de l'échangeur de chaleur chaud, respectivement.</p>
Turbine	$W_T = \dot{m}_{air}(h_s - h_e)_T$ $W_{T,isen/poly} = \dot{m}_{air}(h_e - h_{s,isen}) = M_f M_w \left(\frac{n}{n-1}\right) C_f \left(\frac{P_1}{\rho_1}\right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$ [79] $n_{T,isen} = \frac{W_T}{W_{T,isen}}$

<p>Refroidisseur</p> <p>Récupérateur</p>	$n_{T,poly} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1 \right] \left(\frac{n}{n-1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)}} n_{T,isen} \quad [79]$ $Q_{refr} = \dot{m}_{air} (h_s - h_e)_{refr}$ $Q_{rec} = U A_{ex} \Delta T_M$ <p>Avec U est le coefficient de transfert thermique (W/m² K), ΔT_M est logarithme de la différence moyenne de la température (voir Annexe B)</p>
--	--

8. Conclusion

Une étude météorologique de trois emplacements en Algérie a été effectuée pour déterminer l'emplacement optimal pour l'implantation de la centrale de tour solaire. Le dimensionnement du champ d'héliostat et du récepteur solaire a été présentée de manière détaillée, en mettant en lumière les différentes études réalisées et en décrivant chaque étape du processus. Les objectifs de notre travail ont été bien définis en fonction des hypothèses sur lesquelles nous nous sommes appuyés. Les résultats obtenus sont exposés dans le chapitre 04.

Chapitre 04 : Résultats et Discussion

1 Introduction

L'implantation de la technologie de tour solaire connaît une croissance plus rapide que celle de toute autre technologie d'énergie renouvelable. Elle offre une solution intégrée aux grands enjeux mondiaux de la prochaine décennie, notamment le changement climatique et la raréfaction des ressources énergétiques. Une centrale solaire à tour comprend un grand nombre d'héliostats et un récepteur central, situé au sommet de la tour, destiné à capter les rayons solaires concentrés provenant des héliostats. Cette technologie permet d'atteindre des températures supérieures à 1200 °C. L'énergie solaire convertie est utilisée pour alimenter un système thermodynamique, tandis que l'énergie excédentaire peut être emmagasinée dans un système de stockage d'énergie thermique. Cette énergie stockée permet de produire de l'électricité même après le coucher du soleil, ou en période de faible ensoleillement, garantissant ainsi une production stable.

Plusieurs facteurs doivent être pris en compte pour déterminer les paramètres optimaux de la centrale électrique. L'emplacement de la centrale de tour solaire doit bénéficier d'un potentiel solaire important. L'efficacité du champ solaire influence directement les performances de la centrale. De même, le récepteur solaire joue un rôle clé dans la conversion énergétique de l'énergie lumineuse en énergie thermique, et ses performances peuvent avoir une incidence directe sur l'efficacité et la capacité de production de l'ensemble du système. Le choix du type du système de conversion thermodynamique est une étape cruciale pour atteindre les meilleures performances.

Dans ce chapitre, nous présentons les différentes étapes suivies pour dimensionner une centrale de tour solaire en Algérie. L'étude se concentre sur l'analyse de l'impact des paramètres de chaque sous-système pour déterminer les choix décisionnels et les paramètres optimaux permettant d'atteindre des performances élevées.

2 Site d'implantation

Afin d'obtenir une vue d'ensemble des données météorologiques nécessaires pour déterminer l'emplacement optimal, nous exposons les données mensuelles et annuelles accumulées extraites de la base de données NREL au format (TMY3).

Le tableau 4.1 ainsi que les figures 4.1 et 4.2 présentent les moyennes mensuelles et annuelles des principales variables météorologiques pour chaque région. Il apparaît que le rayonnement normal direct (RND) annuel dépasse dans toutes les régions le seuil requis pour l'implantation d'une centrale à concentration solaire, fixé à 1800 kWh/m²/an [80]. De plus, toutes les régions bénéficient d'un niveau d'irradiation élevé, supérieur à 120 kWh/m²/mois tout au long de l'année. En Janvier, le RND atteint son maximum dans les trois régions, avec des valeurs de 261 kWh/m²/mois, 229 kWh/m²/mois, 198 kWh/m²/mois pour Tamanrasset, Bechar et Tindouf, respectivement. En revanche, la valeur minimale de RND a été enregistrée en Août pour Bechar et Tindouf et en Juin pour Tamanrasset. Les températures moyennes ambiantes minimales et maximales sont observées respectivement en Janvier et en Juillet. Tamanrasset affiche la température ambiante annuelle la plus élevée, suivie de Bechar, puis de Tindouf.

La variation de la vitesse moyenne du vent au cours de l'année est représentée sur la figure 4.1 et dans le tableau 4.1. La vitesse maximale est observée en Mai dans les trois régions. La vitesse moyenne mensuelle varie de 2.8 m/s à 7.2 m/s au cours de l'année. Tandis que les vitesses annuelles moyennes maximales et minimales sont enregistrées respectivement à Tindouf (5.6 m/s) et Tamanrasset (3.6 m/s).

En comparant les régions sélectionnées, Tamanrasset se distingue par le plus grand potentiel en termes d'irradiation normale directe (RND) au cours de l'année, avec une moyenne annuelle de 2499 kWh/m²/an, ainsi que par la plus basse vitesse moyenne annuelle du vent de 3.6 m/s.

De plus, le rayonnement normal direct annuel à Tamanrasset est supérieur à la moyenne annuelle du RND dans certaines régions où des centrales à concentration solaire sont actuellement en service, telles que la Californie et Almeria en Espagne, où le RND est de 2366 kWh/m²/an et 2043.1 kWh/m²/an, respectivement. Les résultats obtenus confirment que Tamanrasset est l'emplacement le plus approprié pour l'implantation d'une centrale à tour solaire. En conséquence, cette région sera adoptée comme site de référence pour la suite de ce travail.

Tableau 4. 1. RDN et T_{amb} (°C) et V_{vent} (m/s) mensuels et annuels.

mois	Tamanrasset			Bechar			Tindouf		
	RND (kWh/m ²)	T _{amb} (°C)	V _{vent} (m/s)	RND (kWh/m ²)	T _{amb} (°C)	V _{vent} (m/s)	RND (kWh/m ²)	T _{amb} (°C)	V _{vent} (m/s)
Janvier	261	13.9	3.1	229	10.9	2.8	198	16.4	4.5
Février	211	15.9	3.4	186	13.7	3.3	145	17.3	5.1

Mars	239	19.4	3.9	224	16.9	4.3	176	18.8	5.6
Avril	207	23.4	4.2	219	20.7	5.2	177	20.1	7.1
Mai	189	27.4	4.4	211	25.7	5.3	181	22	7.2
Juin	173	29.9	4.1	177	30.7	4.6	145	24	6.7
Juillet	202	30.1	4.4	174	34.5	4.4	138	26.3	5.7
Août	185	29.4	3.8	156	34	4.2	120	26.7	5.8
Septembre	193	27.6	3.6	184	29.2	4.1	146	25.8	6.5
Octobre	202	23.6	3.4	175	22.3	3.5	144	23.3	4.7
Novembre	217	18.6	2.6	205	15.9	3.2	172	20	4.5
Décembre	220	15.1	2.5	208	11.5	2.8	171	17.1	4.2
Annuelle	2499	22.9	3.6	2350	22.2	4	1915	21.5	5.6

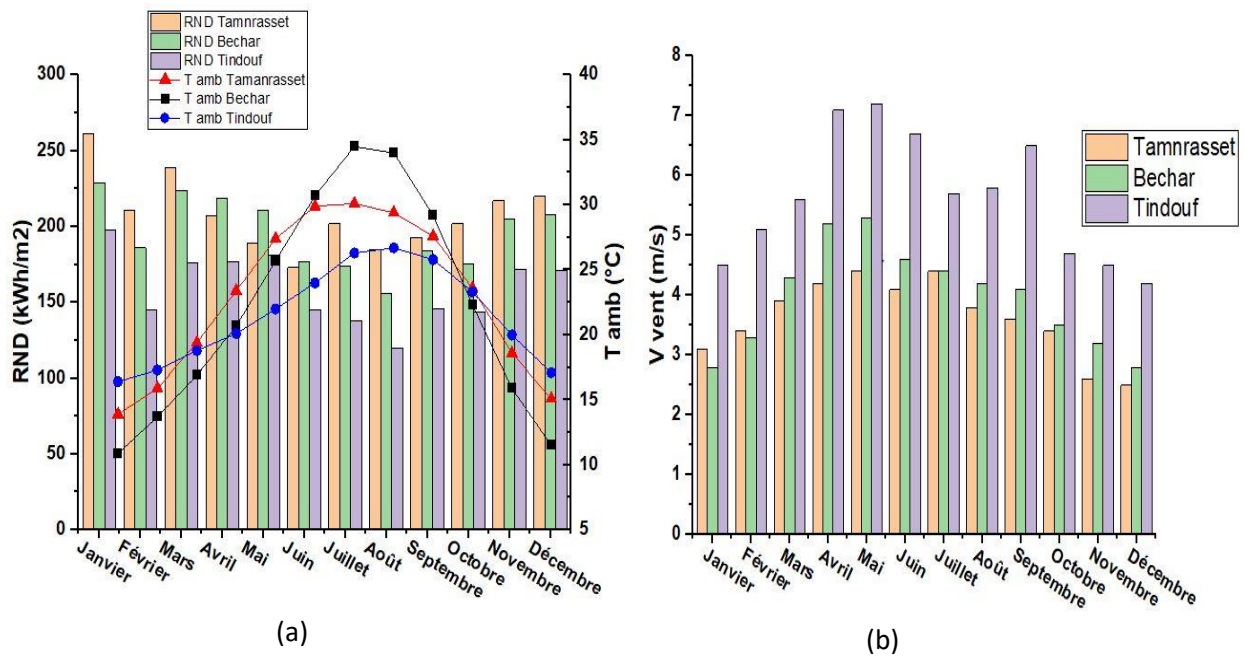


Figure 4. 1. Données mensuelles de Tamanrasset, Bechar et Tindouf : (a) : RND et T_{amb} , (b) : vitesse du vent

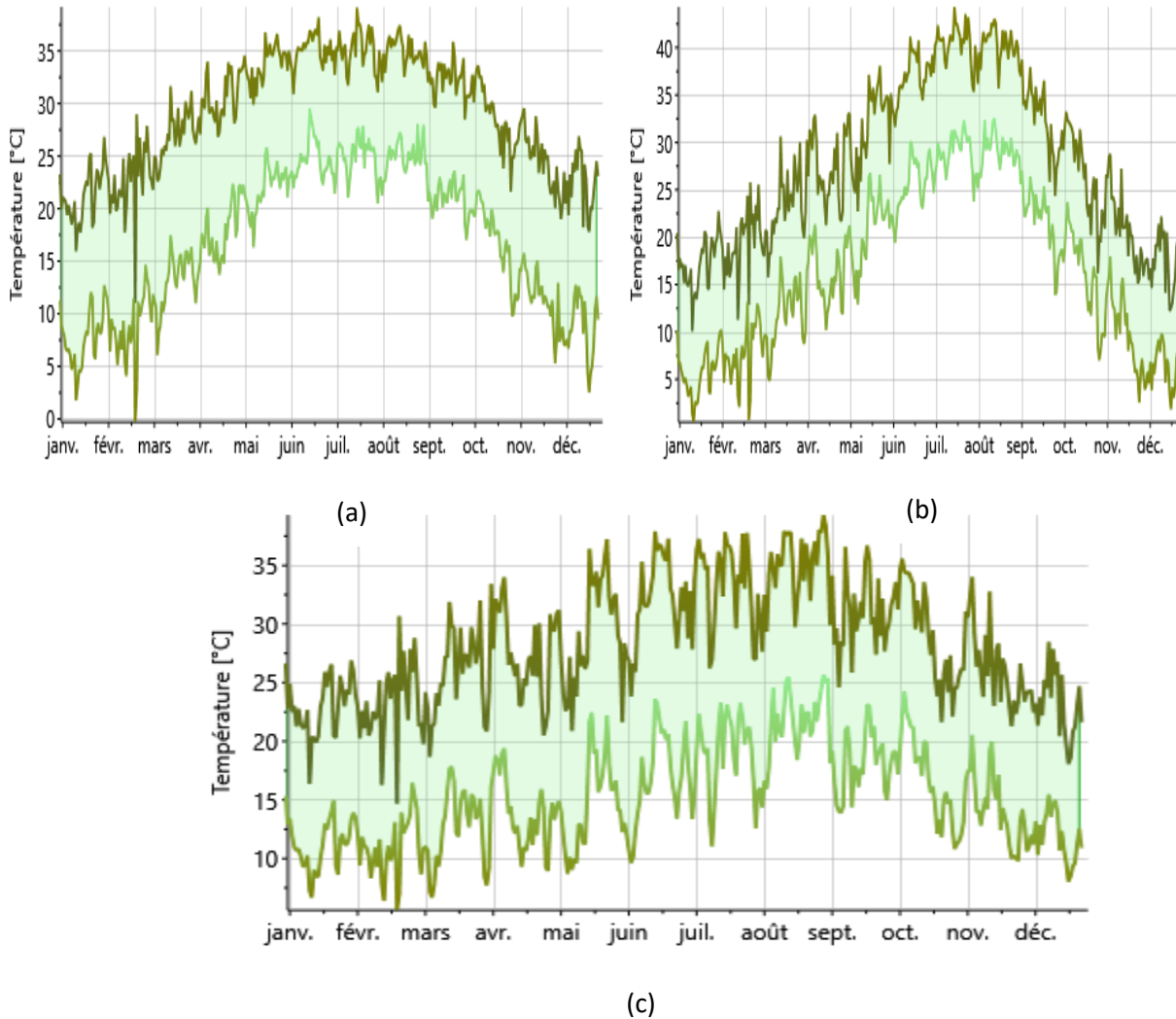


Figure 4. 2.Température ambiante journalière de : (a) : Tamanrasset, (b) : Bechar,(c) : Tindouf

3 Dimensionnement et étude du champ solaire

L’effet des paramètres géométriques a été étudié sur un mini champ solaire initial composé de 202 héliostats, disposés en quinconce autour de la tour solaire et répartis en anneaux et en groupes, avec un nombre bien déterminé d’héliostats par anneau. Les héliostats sont positionnés de manière à ce que celui situé immédiatement derrière un autre soit légèrement décalé sur la circonférence d’une petite distance, évitant ainsi l’alignement direct entre eux. La simulation du champ solaire a été réalisée dans la région de Tamanrasset, à la date du 20 Juillet 2019. Les caractéristiques géométriques et les performances du champ solaire initial sont synthétisées dans le tableau 4.2.

La figure 4.3 représente la distribution graphique de l'efficacité optique des héliostats, colorés en fonction de leur efficacité individuelle. On observe que les héliostats affichant une efficacité maximale, localisés dans la zone rouge, sont principalement situés dans les rangés inférieures du champ, à proximité de la tour solaire. De plus, les héliostats les plus proches du récepteur représentent les meilleures performances optiques. Il est également important de noter que l'effet de blocage et d'ombrage, qui constitue habituellement un défi significatif dans la conception des centrales à tour solaire a été complètement éliminé dans ce cas. L'efficacité liée au blocage et à l'ombrage atteint ainsi 100 %, ce qui signifie qu'aucun héliostat n'est affecté par l'ombre ou le blocage d'un autre.

Tableau 4. 2. Paramètres géométriques du champ solaire (partiel- préliminaire)

Paramètres du champ solaire	Valeur	Paramètre de performance	Valeur
Hauteur de la tour H_t (m)	80	Surface d'héliostats simulée S_r (m^2)	22786
Largeur d'héliostat (m)	12	Nombre d'héliostats simulés	202
Longueur d'héliostat (m)	9.4	$Q_{s\ inc}$ (MW)	21.646
Hauteur d'héliostat par rapport au sol (m)	2	Q_r (MW)	14.483
Type de récepteur	Externe	$Q_{abs,rec}$ (MW)	13.61
Diamètre du récepteur (m)	10	η_{omb} (%)	100
Hauteur du récepteur (m)	8.34	η_{bloc} (%)	100
Nombre de panneaux verticaux à miroir de l'héliostat	8	η_{cos} (%)	83.19
Nombre de panneaux horizontaux à miroir de l'héliostat	2	η_{att} (%)	96.86
Point de conception du rayonnement normal direct (RND) (W/m^2)	950	η_{sp} (%)	97.71
Réflectivité (η_{ref}) (%)	95	$n_{opt\ tot}$ (%)	71.06
Absorption (η_{abs}) (%)	94	η_r (%)	94
Rayon minimal (R_{min}) (m)	72	$\eta_{opt.incl,r}$ (%)	66.8

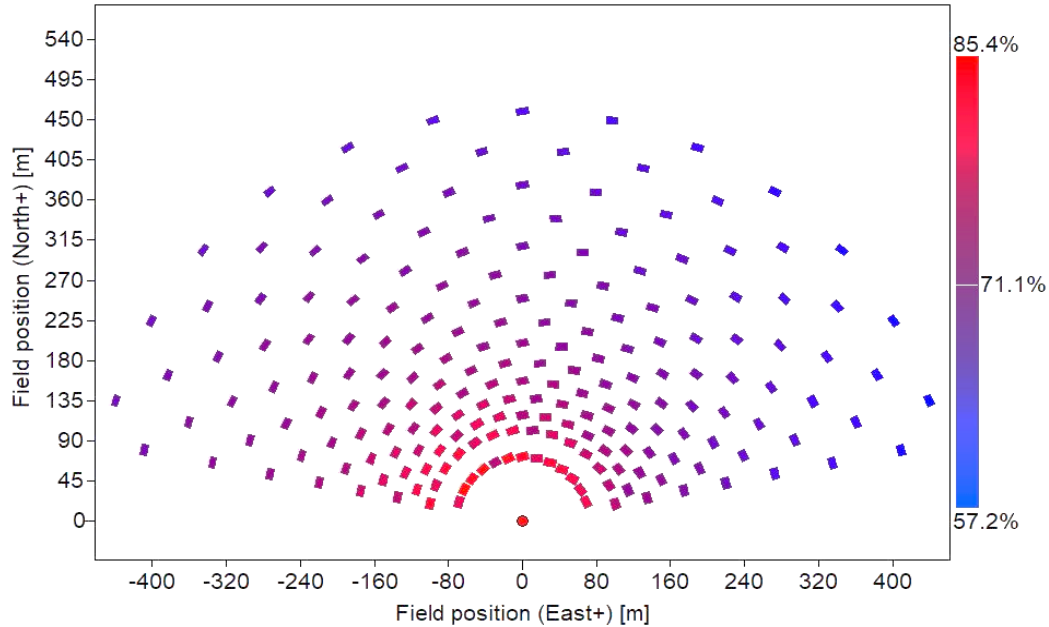


Figure 4. 3. Distribution graphique de l'efficacité optique totale des héliostats (champ partiel- préliminaire).

3.1 Analyse paramétrique et optimisation du champ solaire

L'analyse paramétrique a permis d'examiner l'impact des paramètres géométriques sur les performances du champ solaire et de déterminer les intervalles optimaux pour chacun de ces paramètres.

3.1.1 La hauteur de la tour

La figure 4.4 représente l'effet de la hauteur de la tour sur trois paramètres de performance du champ solaire. On observe que lorsque la hauteur de la tour augmente de 70 m à 150 m, les valeurs de Q_{re} , η_{opt} et $\eta_{opt,re}$ augmentent progressivement, atteignant respectivement un maximum autour de 14.9 MW, 76 % et 71%. Une zone de hauteur optimale peut être identifiée entre 150 m et 180 m, où les variations des performances deviennent négligeables ($\leq 1\%$) et les rendements sont maximisés. Au-delà de 180 m, une diminution progressive des performances est constatée. Il apparaît que les hauteurs de tour trop faibles ou trop élevées ne sont pas favorables.

En effet, une augmentation excessive de la hauteur entre l'héliostat et le récepteur entraîne des pertes d'atténuation significatives : les rayons solaires se dispersent lors de leur passage à travers l'atmosphère, en raison des collisions avec les molécules d'air et la vapeur d'eau, ce qui dévie une partie des photons réfléchis hors de leur trajectoire initiale, dans ce cas ces photons ne peuvent pas atteindre le récepteur. À l'inverse, Les faibles hauteurs de tour entraînent des pertes significatives en cosinus, car les héliostats présentent un angle d'incidence

défavorable, qui diminue le facteur cosinus, et réduit le flux réfléchi vers le récepteur. Les résultats obtenus sont cohérents avec les conclusions rapportées dans [81] et [82] .

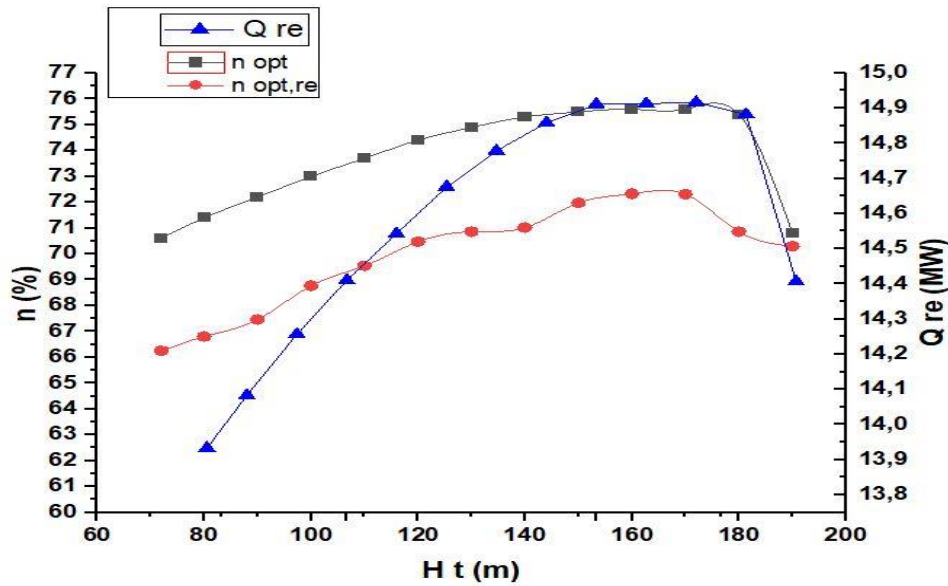


Figure 4. 4.Variation des performances du champ solaire en fonction de H_t

3.1.2 Ouverture du récepteur (diamètre et hauteur)

La figure 4.5 représente l'impact du diamètre (D_r) et de la hauteur du récepteur (H_r) sur les performances du champ solaire. Ces dernières augmentent proportionnellement avec l'accroissement du diamètre et de la hauteur du récepteur, atteignant leurs valeurs maximales à partir de $D_r = 9\text{ m}$ et $H_r = 10\text{ m}$ (correspondant à un rapport d'aspect est de 1.1), au-delà desquels leur variation devient négligeable. Les auteurs dans [83] ont découvert que le rapport d'aspect optimal (hauteur/diamètre) pour un récepteur externe est compris entre 1 et 1.9, ce qui corrobore les résultats obtenus.

En outre, lorsque le diamètre et la hauteur du récepteur prennent des valeurs minimales, une fraction des rayons réfléchis perd son chemin et ne parvient pas à atteindre la cible prévue (le récepteur), entraînant ainsi des pertes d'interception importantes, notamment dans la zone éloignée. Toutefois, l'utilisation des récepteurs de grande surface n'est pas recommandée, en raison de l'importante préoccupation économique.

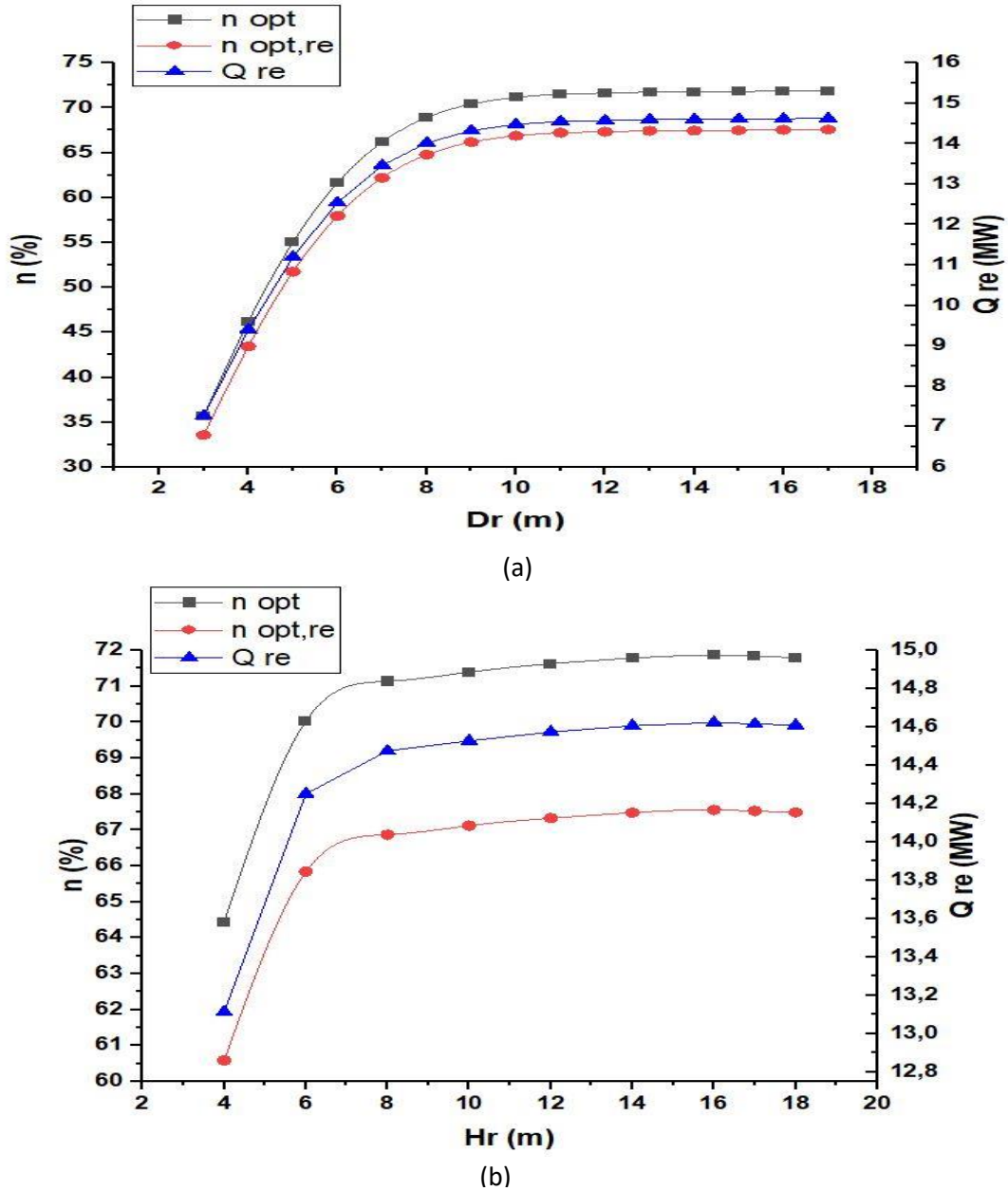


Figure 4. 5. Variation des performances du champ solaire en fonction de : (a) : D_r , (b) : H_r

3.1.3 Hauteur de l'héliostat par rapport au sol

Les résultats obtenus présentés dans la figure 4.6, montrent que la hauteur de l'héliostat par rapport au sol (z_h) n'a pas d'impact significatif sur les performances du champ solaire. Toutefois, des hauteurs plus faibles se révèlent plus efficaces. Néanmoins, des hauteurs élevées augmentent les charges de pression du vent, ainsi que des pertes dues aux vortex et aux fréquences, entraînant des pertes d'atténuation importantes [84] et [85]. De plus, l'augmentation de z_h engendre également des pertes en cosinus.

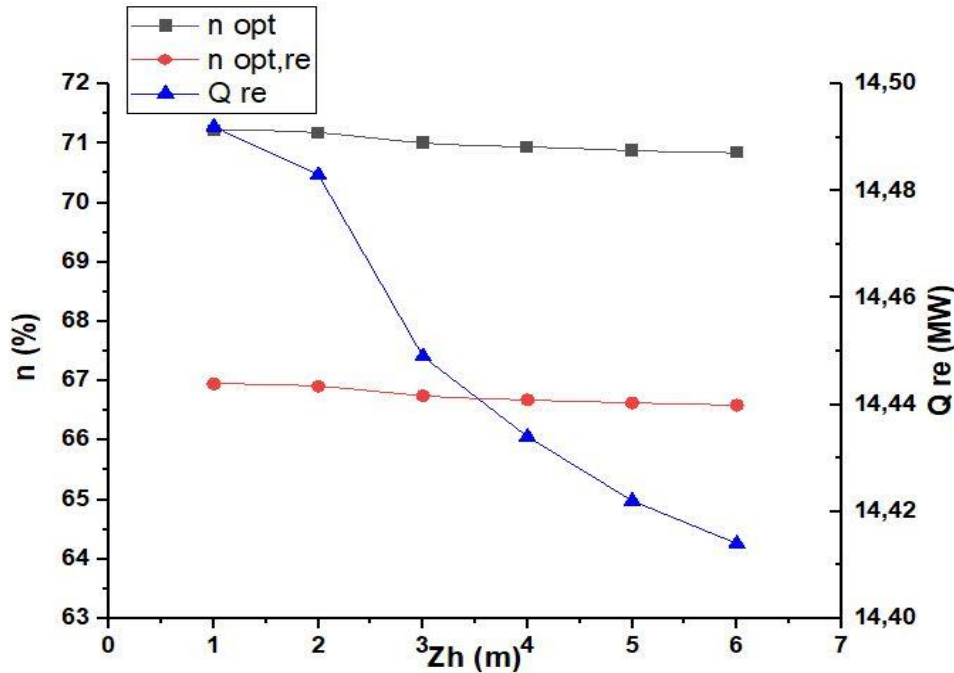


Figure 4. 6. Variation des performances du champ solaire en fonction de Z_h

3.1.4 Dimensions de l'héliostat (largeur et longueur)

Les figures 4.7 et 4.8 montrent les résultats de simulation portant sur diverses largeurs et longueurs d'héliostat. Il apparaît clairement que les héliostats de très petite ou de grande taille provoquent une réduction des performances optiques du champ solaire. Les performances maximales sont obtenues pour les dimensions : $w = 7 \text{ m}$ et $l = 7 \text{ m}$. En effet, la réduction de la taille des héliostats augmente leur nombre ainsi que la superficie du champ solaire, ce qui engendre une augmentation du coût des composants, des mécanismes de contrôle et de l'investissement global. En outre, un nombre élevé d'héliostats nécessite une tour solaire plus haute afin de limiter les pertes liées au blocage, à l'ombrage et les pertes en cosinus. Cependant, une hauteur de tour plus importante augmente non seulement les coûts de construction, mais aussi les pertes d'atténuation. A titre d'exemple, pour $w = 7 \text{ m}$ et $l = 7 \text{ m}$ où les performances sont maximales, le champ solaire possède plus du double du nombre d'héliostats par rapport au cas où $w = 12 \text{ m}$ et $l = 9.4 \text{ m}$. Toutefois, la différence observée sur la puissance thermique (Q_r) et sur l'efficacité optique totale ($n_{opt tot}$), reste limitée à respectivement 1.98 % et 1.32 %.

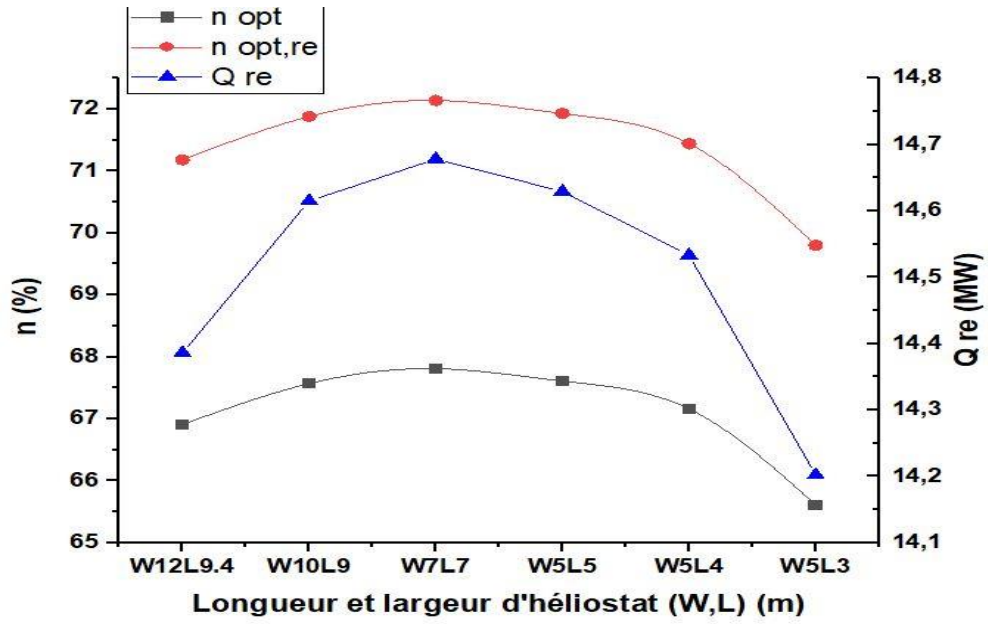
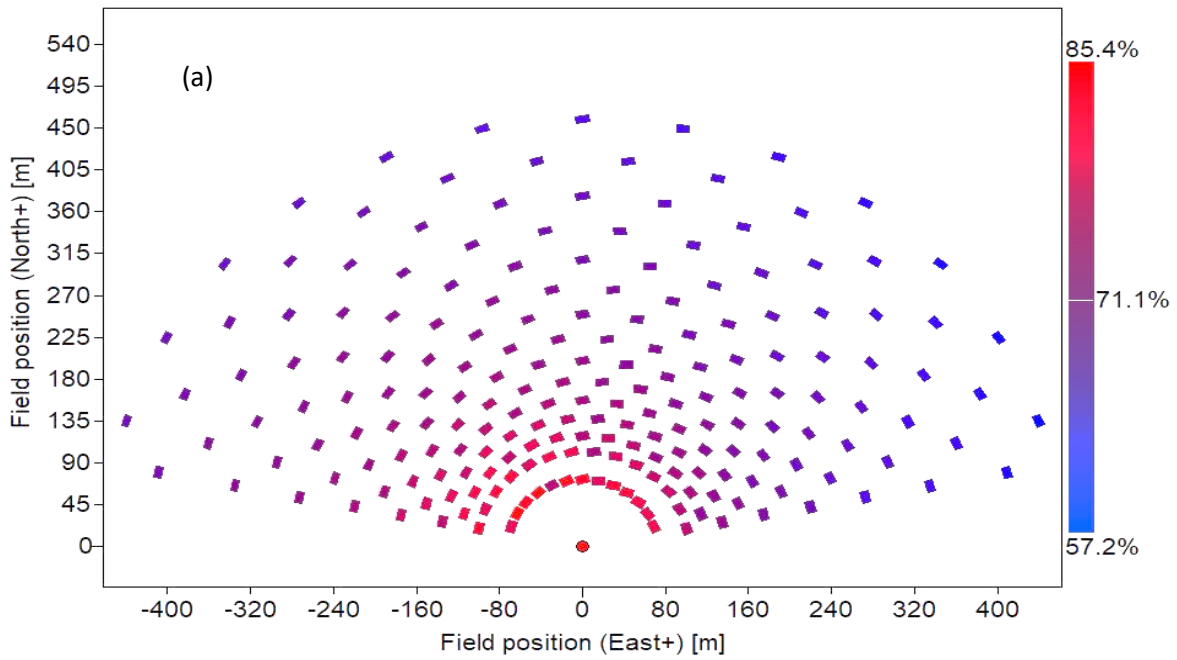


Figure 4. 7. Variation des performances du champ solaire en fonction des dimensions de l'héliostat w_h et L_h



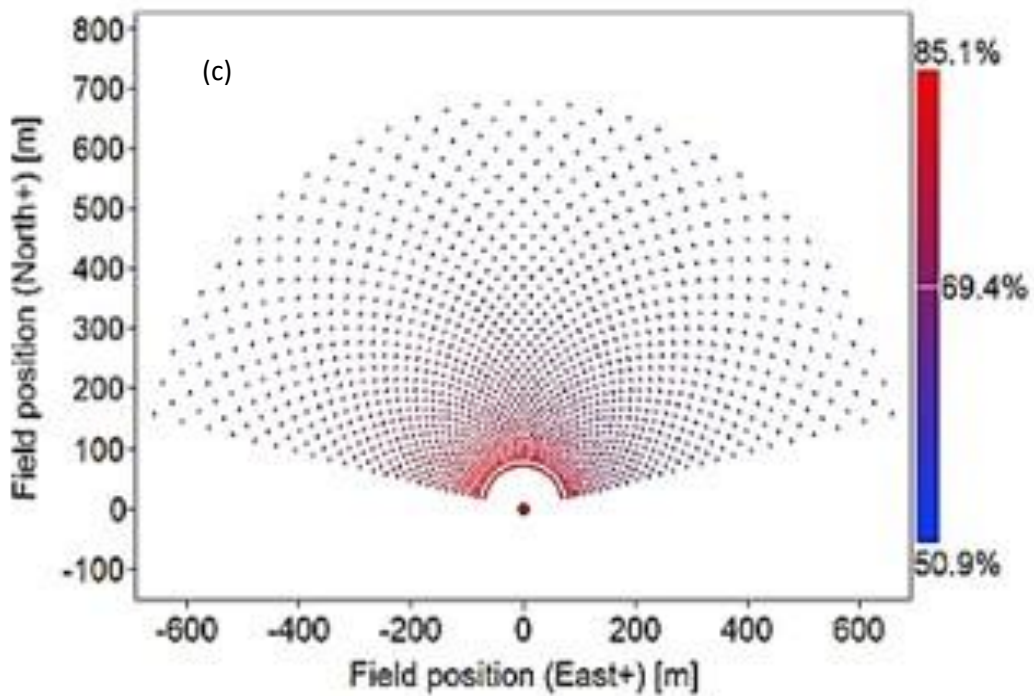
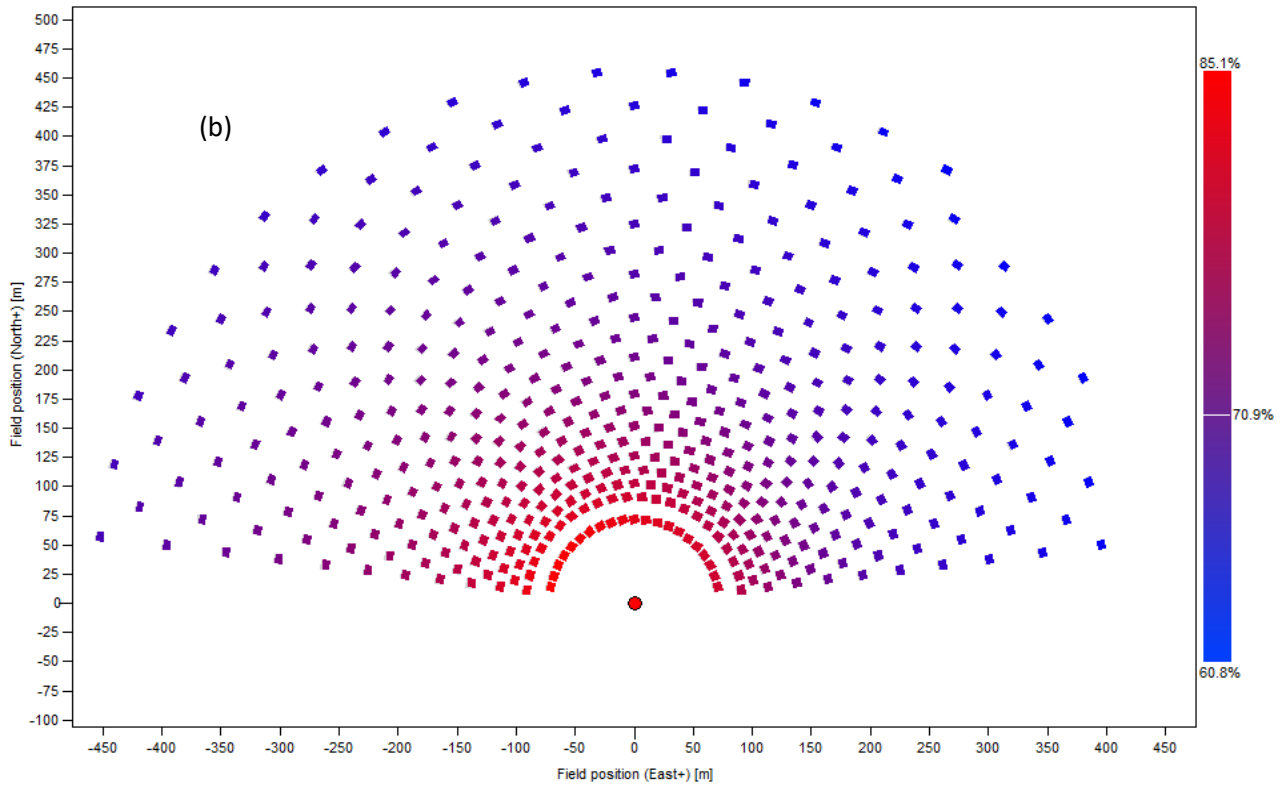


Figure 4. 8. Distribution graphique de l'efficacité optique a : (W12L9.2) , b : (W7L7), c : (W5L3)

3.1.5 Rayon minimal (rapport rayon minimal / hauteur)

La figure 4.9 représente la variation des paramètres de performance en fonction du rapport R_{min}/H_t . On peut observer que les performances optimales sont obtenues lorsque ce ratio est dans l'intervalle [0.75 – 0.94]. Une augmentation de R_{min} entraîne une augmentation du ratio et une diminution de l'efficacité du champ. En effet, une distance conséquente entre la tour solaire et le premier anneau d'héliostats entraîne des pertes d'interception et de cosinus, car le faisceau réfléchi doit parcourir une distance plus longue dans l'air. De plus, le faisceau réfléchi se diverge légèrement avant d'atteindre le récepteur, ce qui peut provoquer des pertes d'interception. Inversement, lorsque R_{min} est trop réduit, l'espacement azimuthal entre les héliostats augmente, entraînant ainsi des pertes d'interception significatives, notamment dans les anneaux éloignés. Ces conclusions concordent avec les résultats des auteurs de [86], qui ont trouvé que le rapport optimal $\frac{R_{min}}{H_t}$ est compris entre 0.75 et 1.5.

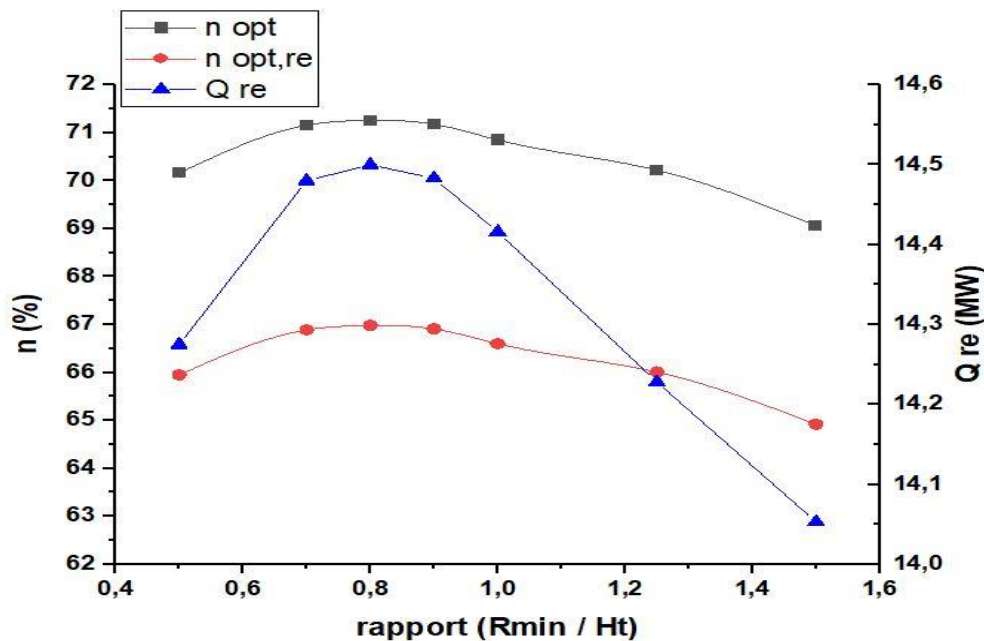


Figure 4. 9. Variation des performances du champ solaire en fonction de R_{min}

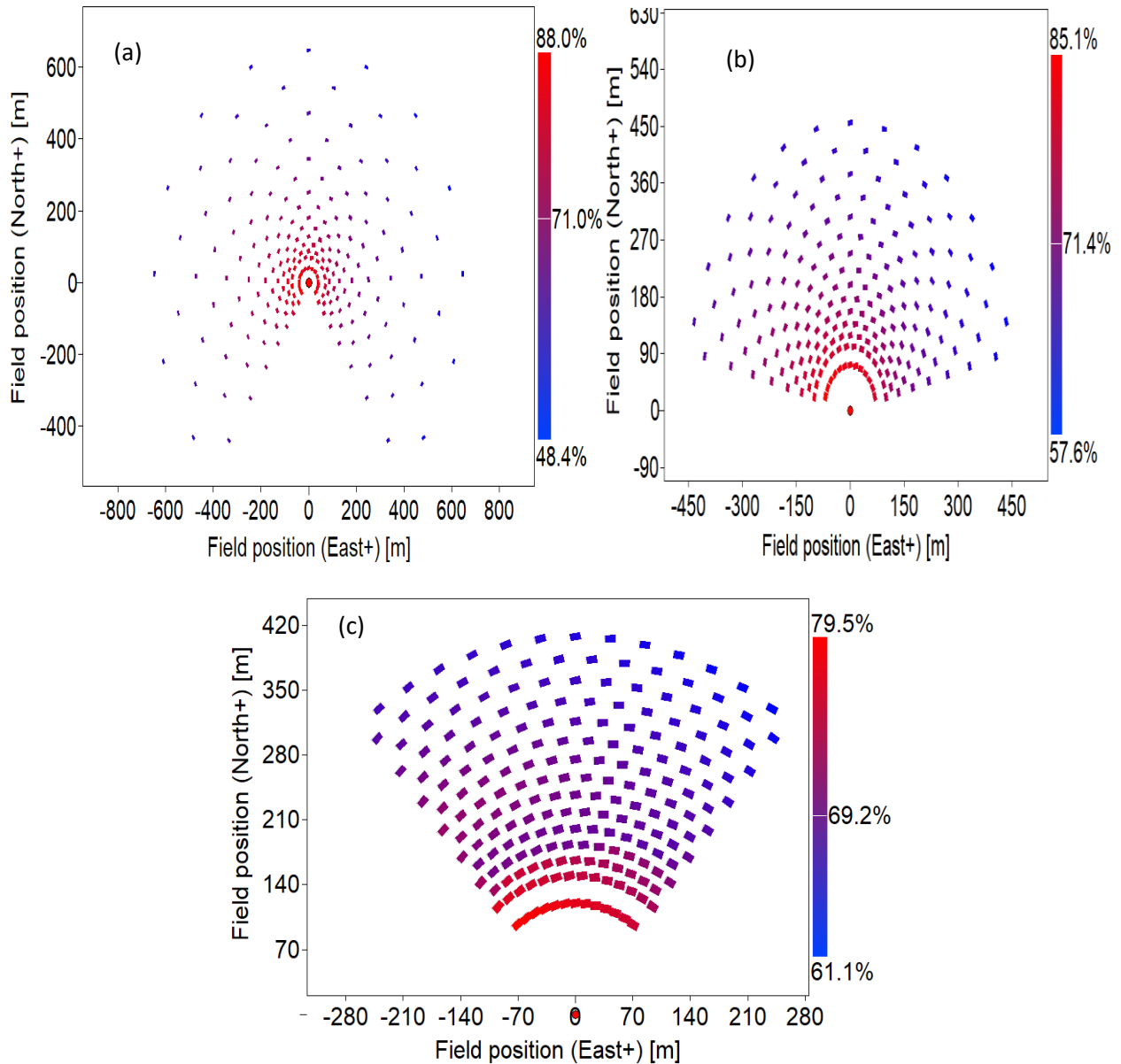


Figure 4. 10. Distribution graphique de l’efficacité optique (a) : R40, (b) : R72, (c) : R120

3.2 Génération du champ solaire optimal (partiel / préliminaire)

L’analyse des paramètres géométriques leur impact sur les performances du champ solaire a permis de déterminer les paramètres géométriques optimaux assurant une efficacité accrue et une production énergétique maximale. Les tableaux 4.3 et 4.4 présentent respectivement les paramètres géométriques optimaux ainsi que les performances comparées du champ solaire dans sa configuration préliminaire et optimale. L’amélioration constatée a été réalisée en maintenant constant le nombre d’héliostat et la surface réfléchive totale, comme montré sur la figure 4.11. Dans le champ solaire optimisé, L’efficacité

des héliostats situés dans la première zone est supérieure à celle des héliostats de la même zone dans le champ préliminaire. En outre, une diminution progressive des performances est observée à mesure que les héliostats s'éloignent de la tour solaire. En revanche, dans le champ initial, certains héliostats proches de la tour affichent une faible efficacité, en dépit de leur emplacement favorable. Les résultats obtenus montrent que le champ solaire optimal atteint une efficacité optique de 77% et une puissance réfléchie de 15.66 MW. Le taux d'amélioration du rendement global du champ et de la puissance réfléchie est ainsi estimé à 8.3 % par rapport à la configuration initiale. L'optimisation a donc permis de corriger les défauts d'agencement géométrique non optimal et d'améliorer la performance globale du champ.

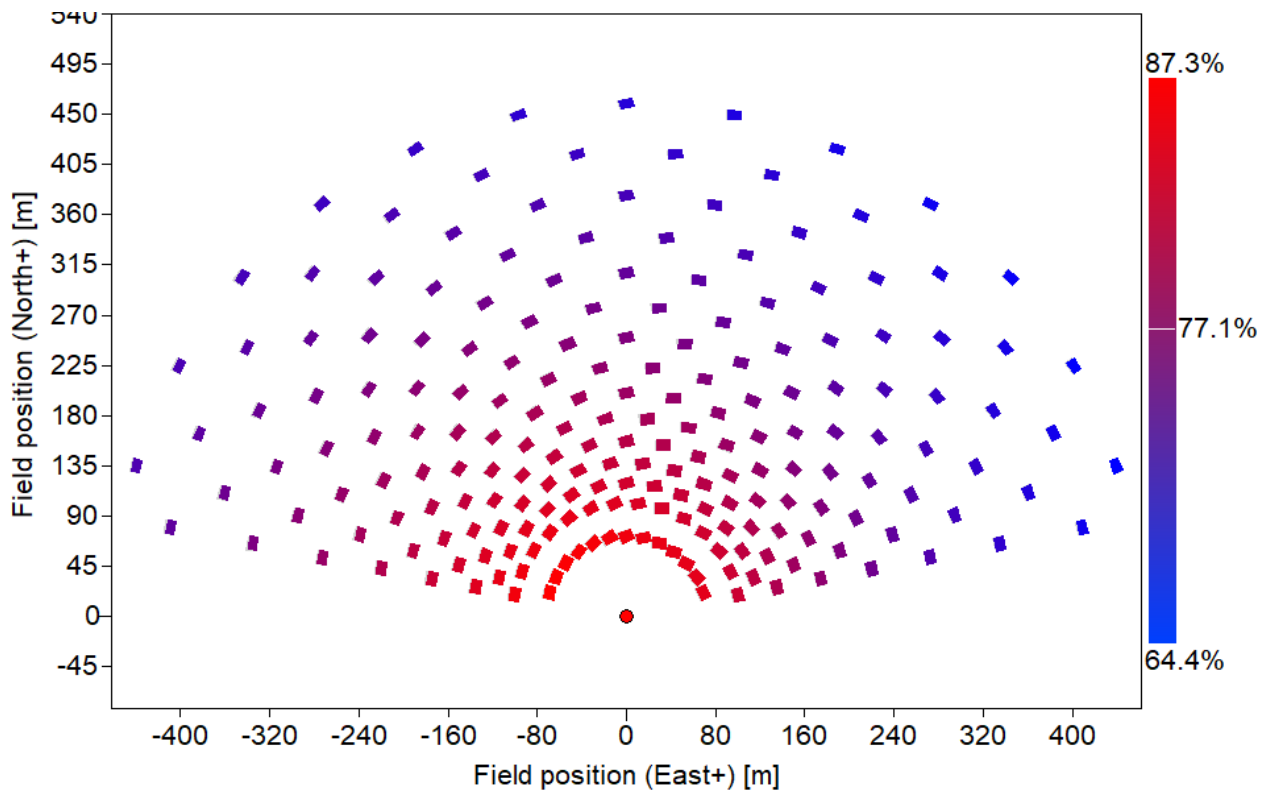


Figure 4. 11. Distribution graphique de l'efficacité optique du champ d'héliostat optimal (champ partiel / préliminaire)

Tableau 4. 3. Paramètres de conception du champ solaire optimal (partiel / préliminaire)

Paramètres du champ solaire	Valeur
Hauteur de la tour H_t (m)	160
Largeur d'héliostat (m)	12

Longueur d'héliostat (m)	9.4
Hauteur d'héliostat par rapport au sol (m)	2
Type de récepteur	Externe
Diamètre du récepteur (m)	10
Hauteur du récepteur (m)	8.34
Nombre de panneaux verticaux à miroir de l'héliostat	8
Nombre de panneaux horizontaux à miroir de l'héliostat	2
Point de conception du rayonnement normal direct (RND) (W/m^2)	950
Réflectivité (η_{ref}) (%)	95
Absorption (η_{abs}) (%)	94
Rayon minimal (R_{min}) (m)	72

Tableau 4. 4. Paramètres de performance du champ solaire optimal (partiel / préliminaire)

Paramètre de performance	Champ solaire préliminaire	Champ solaire optimal
Surface d'héliostats simulée S_r (m^2)	22786	22786
Nombre d'héliostats simulés	202	202
$Q_{s\ inc}$ (MW)	21.646	21.646
Q_r (MW)	14.483	15.657
$Q_{abs,rec}$ (MW)	13.61	14.45
η_{omb} (%)	100	100
η_{bloc} (%)	100	100
η_{cos} (%)	83.25	89.54
η_{att} (%)	96.87	96.47
η_{sp} (%)	97.82	98.71
$n_{opt\ tot}$ (%)	71.18	76.95
η_r (%)	0.94	94
$\eta_{opt.incl,r}$ (%)	66.91	72.33

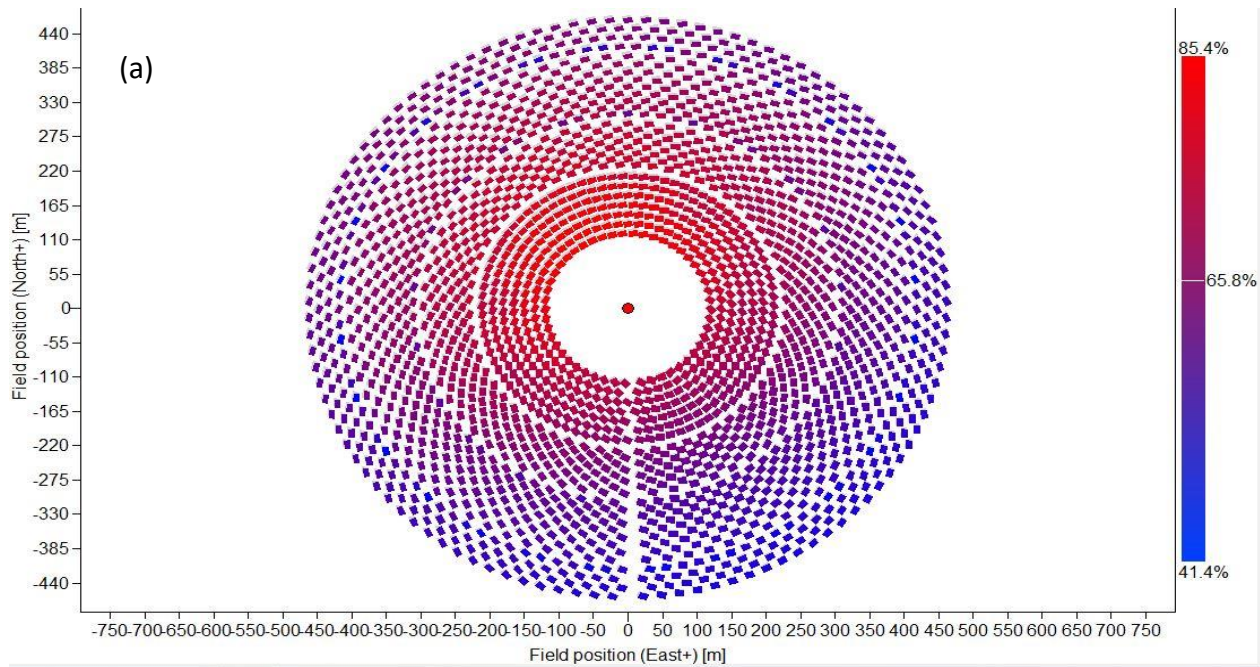
En se basant sur aux résultats précédemment présentés, un champ solaire contenant 2120 héliostats est considéré pour la région de Tamanrasset, couvrant une superficie de 23.9136 hectares. L'énergie solaire incidente est estimée à 227.179 MW avec une efficacité optique de 65.85 %. Le flux thermique maximal admissible pour un récepteur externe t en acier inoxydable 316 est compris entre 830 et 850 kW/m^2 {Citation}, tandis que le flux de chaleur admissible calculé à partir de l'équation (39) est de 420 kW/m^2 . La surface du récepteur est de 356.18 m^2 . Le ratio d'aspect du récepteur, défini par (H_r / D_r) est de 1.33, Ainsi, pour une hauteur H_r de 11.52 m, le diamètre D_r est de 9.21 m. Les caractéristiques géométriques du champ solaire sont présentées dans les tableaux 4.5 et 4.6. La figure 4.12 illustre la répartition des héliostats dans le champ solaire selon leur efficacité totale et leur efficacité de blocage. 28 héliostats présentent un effet de blocage avec une efficacité de blocage de 67.1 %. Cela signifie que 32.9 % de la surface de ces héliostats est partiellement bloquée par des héliostats voisins.

Tableau 4. 5. Paramètre de conception du champ solaire (2120 héliostats)

Paramètres du champ solaire	Valeur
Hauteur de la tour H_t (m)	160
Largeur d'héliostat (m)	12
Longueur d'héliostat (m)	9.4
Hauteur d'héliostat par rapport au sol (m)	2
Type de récepteur	Externe
Diamètre du récepteur (m)	9.21
Hauteur du récepteur (m)	11.52
Nombre de panneaux verticaux à miroir de l'héliostat	8
Nombre de panneaux horizontaux à miroir de l'héliostat	2
Point de conception du rayonnement normal direct (RND) (W/m^2)	950
Réflectivité (η_{ref}) (%)	95
Absorption (η_{abs}) (%)	94
Rayon minimal (R_{min}) (m)	72

Tableau 4. 6. Paramètres de performance du champ d'héliostat (2120 héliostats)

Paramètre de performance	Valeur
Surface d'héliostats simulée S_r (m^2)	239136
Nombre d'héliostats simulés	2120
$Q_{s\ inc}$ (MW)	227.179
Q_r (MW)	149.59737
η_{omb} (%)	100
η_{bloc} (%)	99.03
η_{cos} (%)	84.53
η_{att} (%)	95.91
η_{sp} (%)	90.87
$n_{opt\ tot}$ (%)	65.85



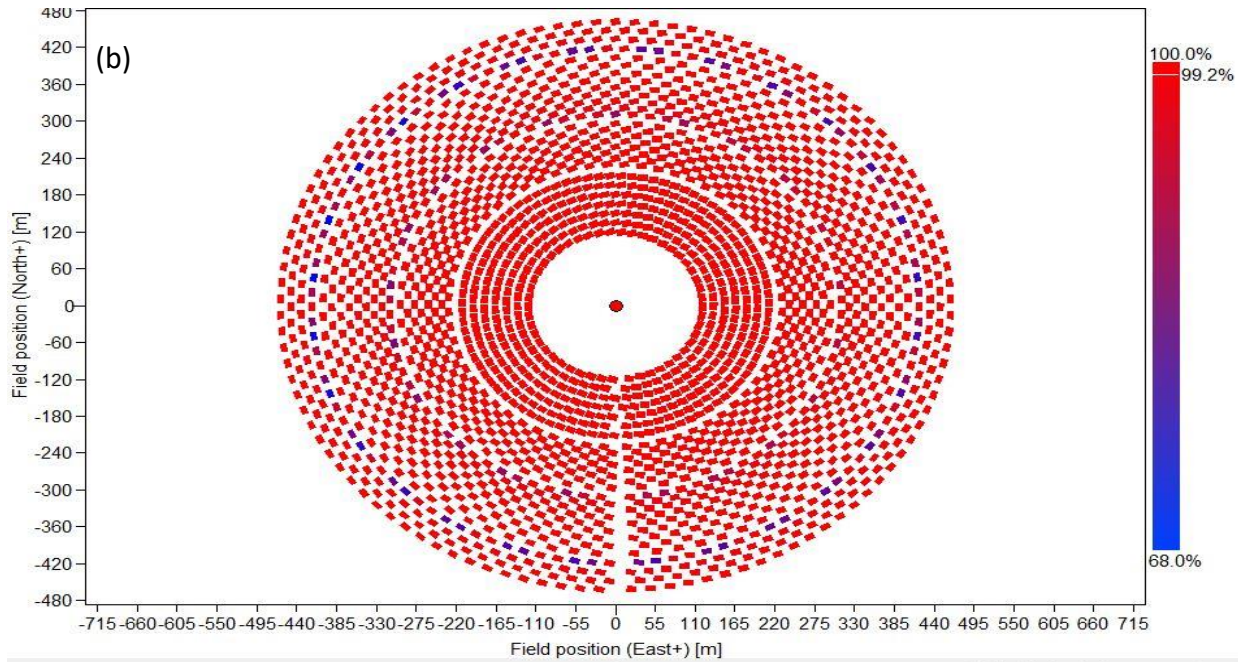


Figure 4. 12. Distribution graphique de : a : efficacité optique, b : efficacité de blocage du champ solaire (2120 héliostats).

4 Dimensionnement et optimisation du récepteur solaire

Le dimensionnement du récepteur solaire a été effectué à l'aide de SIMULINK, pour analyser l'influence de divers paramètres sur les performances du récepteur. Le sel fondu pénètre dans le récepteur à une température de 295 °C et en sortant à 600 °C, avec une vitesse d'écoulement de 2 m/s, la vitesse de l'air ambiant est maintenue à 3.071 m/s au cours de la simulation, l'acier inoxydable est retenu comme matériau de construction du récepteur, dans le cadre du dimensionnement préliminaire et de l'étude de sensibilité des différents facteurs affectant ses performances.

4.1 Effet de la vitesse de l'air

La figure 4.13 montre une diminution linéaire de l'efficacité du récepteur lorsque la vitesse du vent dépasse 3.5 m/s. lorsque la vitesse du vent augmente de 2 m/s à 11 m/s, l'efficacité du récepteur diminue de 91.32 % à 88.1 %. Cette diminution est principalement due à l'accroissement des pertes de chaleur par convection naturelle. Ce phénomène provoque une baisse de la température de la paroi des tubes ainsi que celle du fluide caloporteur, ce qui se traduit par une réduction continue de l'efficacité du récepteur. De plus, le récepteur solaire se situe au sommet de la tour, à une altitude élevée où la vitesse du vent est généralement plus importante, accentuant ainsi les pertes thermiques.

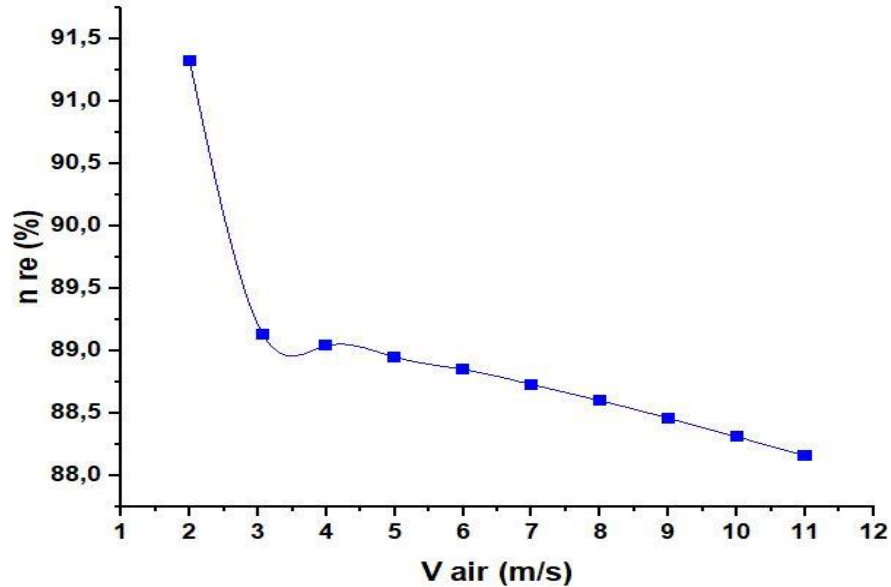


Figure 4. 13. Variation de η_{re} en fonction de la vitesse du vent

4.2 Effet de la vitesse du fluide

L'effet de la vitesse du fluide caloporteur (sel fondu), en régime turbulent, sur la performance du récepteur solaire est illustré dans la figure 47. Les résultats montrent que l'efficacité du récepteur diminue progressivement, passant de 91,93 % à 86,21 %, tandis que la température de la paroi du tube augmente de 718,4 °C à 965,9 °C avec l'augmentation de la vitesse moyenne. Cette tendance s'explique par le fait qu'une vitesse plus élevée réduit le temps de séjour du fluide dans le tube, limitant ainsi l'échange thermique entre la paroi du récepteur et le fluide caloporteur. En conséquence, la différence de température entre la paroi interne du tube et le fluide augmente, ce qui entraîne une élévation de la température de la paroi et une baisse de l'efficacité thermique globale du récepteur.

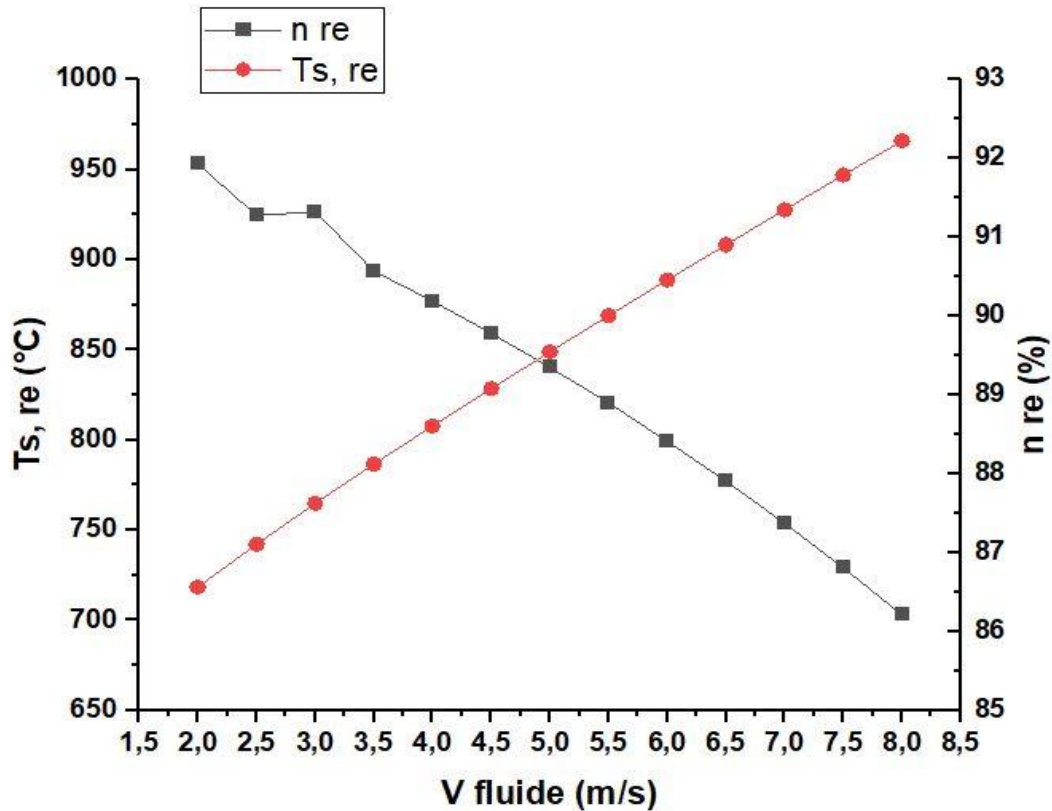


Figure 4. 14. Variation des performances du récepteur en fonction de la vitesse du fluide caloporteur

4.3 Effet du diamètre extérieur du tube

L'effet du diamètre externe du tube du récepteur externe sur les performances thermiques est illustré sur la figure 48. On observe que l'efficacité du récepteur diminue avec l'augmentation du diamètre externe. Cette diminution s'explique par l'accroissement de la surface d'échange convectif entre la paroi externe chaude et l'air ambiant, ce qui favorise les pertes de chaleur convectives et radiatives. Lorsque le diamètre externe (d_{ext}) est de 20 mm, l'efficacité du récepteur atteint un maximum de 91.53 %. En revanche, pour d_{ext} de 42 mm, l'efficacité chute à son niveau minimal de 76.41 %, soit une diminution relative de 43.33 %. Ces résultats indiquent qu'un diamètre plus réduit permet une meilleure dissipation thermique, ce qui améliore l'efficacité globale du récepteur. Ainsi, un diamètre de tube plus petit est préférable lors de la conception du récepteur externe.

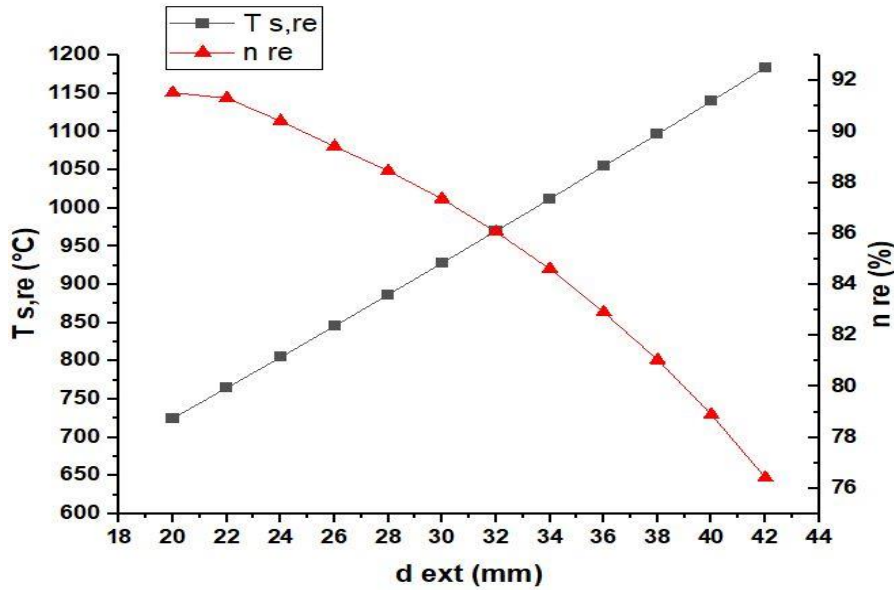


Figure 4. 15. Variation des performances du récepteur en fonction du diamètre extérieur du tube

4.4 Effet des fluides caloporteurs :

Le choix du fluide de transfert de chaleur constitue un paramètre critique pour garantir une performance efficace de la centrale solaire. D'après les résultats présentés dans la figure 4.16 et le tableau 4.7, l'air et le sodium liquide affichent les meilleurs rendements, atteignant des efficacités supérieures à 93 %. Le sel fondu, quant à lui, montre une efficacité élevée de 91.32 %, tandis que le Hitec montre la plus faible efficacité avec 69.37 %. Cependant, malgré ses bonnes performances, l'air pourrait poser un défi en raison de plusieurs limitations techniques : sa faible conductivité thermique et sa capacité calorifique réduite compliquent son utilisation, notamment dans les centrales dotées d'un système de stockage. De plus, l'air nécessite une puissance de pompage significative et un grand nombre de tubes pour compenser sa faible capacité thermique, ce qui alourdit les contraintes de conception et augmente les coûts. L'utilisation du sodium liquide, caractérisé par sa haute conductivité thermique permet de réduire les pertes de chaleur du récepteur en diminuant le gradient de température entre la paroi du tube et le fluide. Cette priorité contribue à minimiser la surface d'échange de chaleur, à réduire le nombre de tubes requis ainsi que la puissance de pompage nécessaire, ce qui entraîne une réduction notable des coûts d'investissement. Par conséquent, en tenant compte de son efficacité thermique élevée et ses avantages techno-économiques, le sodium liquide est sélectionné comme fluide caloporteur pour le système étudié.

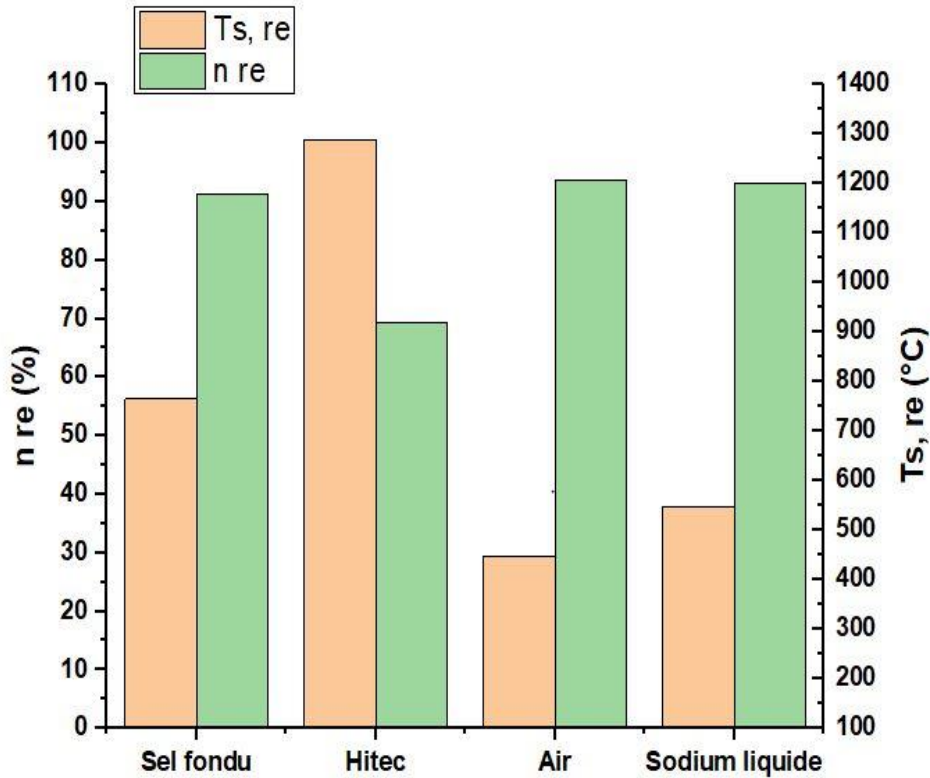


Figure 4. 16. Comparaison des performances du récepteur pour différents fluides caloporteurs

Tableau 4. 7. Nombre de tubes et la puissance de pompage nécessaire pour chaque fluide caloporteur

Fluides	Sel fondu	Sodium liquide	Hitec	Air
Nombre de tubes	1356	908	1098	690800
Puissance de pompage (MW)	20.2259	11.559	69.767	34997

4.5 Effet des matériaux de construction

Le choix du matériau nécessite une attention particulière pour résister les conditions de fonctionnement extrêmes, tout en assurant la durabilité, la fiabilité et l'intégrité structurelle du récepteur sur toute sa durée de vie. Cinq matériaux différents ont été évalués, comme le montre la figure 4.17. Parmi ceux-ci l'acier inoxydable présente la meilleure efficacité de 91.32 % et une température de paroi minimale de 764.8 °C, suivie par Inconel 700. Tandis que, l'alliage 800 a montré la performance la plus faible, avec une efficacité de 89.86 % et une température de paroi maximale de 824.6°C. Une

température élevée de la paroi augmente les pertes par rayonnement thermique. La perte d'émission thermique et par conduction ont lieu sur l'ensemble de la surface des tubes solaires, ce qui nuit à l'efficacité globale du récepteur. La conductivité thermique élevée de l'acier inoxydable et Inconel 700 permet de réduire la température de surface du récepteur, favorisant ainsi un meilleur transfert thermique par conduction entre les tubes et le fluide caloporteur, tout en limitant les pertes par émission. Ces propriétés thermodynamiques contribuent directement à l'amélioration de l'efficacité thermique du récepteur. Ainsi, on peut conclure que l'acier inoxydable 316 constitue un choix pertinent pour la conception du récepteur solaire, en raison de sa bonne conductivité thermique, de sa résistance aux températures élevées et de son rendement énergétique satisfaisant.

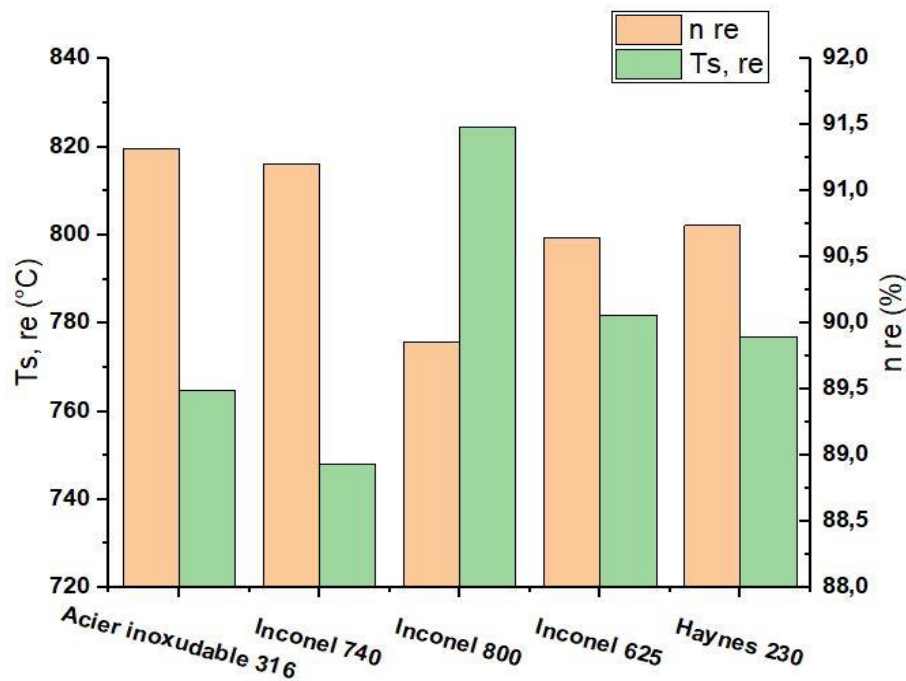


Figure 4. 17. Comparaison des performances du récepteur pour différents matériaux de conception

Un récepteur externe positionné au sommet de la tour solaire, possède un diamètre de 9.21 et une hauteur de 11.52 m. Le nombre maximal de tubes pouvant être intégrés dans le récepteur dépend de son diamètre, ainsi que du diamètre extérieur des tubes (défini par l'équation (52)). Ce nombre ne doit pas dépasser 1447. Selon le modèle mathématique exécuté dans Simulink, un récepteur constituant des tubes ayant un diamètre extérieur de 20 mm et un diamètre intérieur de 16 mm comporte 908 tubes, répartis sur 2 collecteurs. Ce nombre est bien inférieur à la limite maximale autorisée. La vitesse du vent

moyenne annuelle à Tamanrasset est de 3.071 m/s. Le sodium liquide est utilisé comme fluide caloporteur et moyen de stockage thermique. Il circule à une vitesse de 2 m/s, entrant dans le récepteur à une température de 295 °C et en ressortant à 600 °C. L'acier inoxydable 316 est le matériau de construction du récepteur. Dans ces conditions, l'efficacité du récepteur solaire est de 91.61 %, et l'énergie transmise au système de conversion thermodynamique est de 137.046152 MW.

La puissance requise pour le pompage du sodium liquide est estimée à 11559.259 KW. Le fluide caloporteur chauffé en 600 °C en sortie du récepteur, est dirigé vers un réservoir chaud. Il circule ensuite à travers un échangeur de chaleur à co-courant, où il transfère son énergie thermique au fluide du cycle thermodynamique. Le sodium liquide s'écoule de l'échangeur de chaleur pour pénétrer dans le réservoir froid à une température de 295 °C. Ensuite, le sodium liquide refroidi (à 295°C) est stocké dans un réservoir froid.

Les réservoirs cylindriques (chaud et froid) sont de forme cylindrique, chacun présentant un volume de 10.85 m³, une hauteur de 2 m et un diamètre de 2.62 m. ces réservoirs sont conçus pour assurer une capacité de stockage de 15 heures par jour.

5 Modélisation du système de conversion

5.1 Validation du système de conversion

En utilisant le programme REFPROP, les propriétés thermodynamiques aux différents points de fonctionnement du cycle de Brayton sont déterminées à l'aide du REFPROP. Pour déterminer les paramètres de performance en se référant aux équations théoriques mentionnées dans le chapitre 03 (tableau 3.5). L'objectif est de valider les résultats obtenus via le logiciel Aspen Hysys. Les résultats comparatifs sont présentés dans le tableau 4.8. Il en ressort que l'écart entre les valeurs calculées par REFPROP et celles fournies par ASPEN HYSYS est inférieur à 1.03 %, ce qui atteste de la cohérence et de la fiabilité des résultats obtenus avec Aspen Hysys.

Tableau 4. 8. Validation des paramètres de performance du système de Brayton classique

Paramètres de performance	REFPROP	Aspen Hysys
W_c (MW)	54.3	54.15
$W_{c,isen}$ (MW)	48.73	48.85

$\eta_{c,isen}$ (%)	90	90
Q_{abs} (MW)	136.75	137.03
W_{TG} (MW)	112.5	113.2
$W_{TG,isen}$ (MW)	125.16	125.7
$\eta_{TG,isen}$ (%)	89.88	90
Q_b (MW)	78.71	77.9

5.2 Etude et comparaison des systèmes de conversion modélisés

Les systèmes de conversion thermodynamique examinés dans cette étude sont couplés au champ d'héliostat via un échangeur de chaleur. L'énergie transmise au fluide de travail est répartie uniformément entre le système de stockage et le bloc de puissance. Plusieurs configurations sont étudiées et comparées, notamment le cycle de Brayton simple et ses variantes (cycle régénératif et cycle en cascade), le cycle de Rankine, ainsi que le cycle combiné. Ces systèmes sont évalués et comparés en termes d'efficacité totale de la centrale, de la puissance de sortie et du rendement thermique, afin d'identifier le cycle thermodynamique optimal pour une centrale à tour solaire, permettant d'atteindre les plus hautes performances. Par ailleurs, une analyse paramétrique de la fraction du débit dans le système de Brayton en cascade, a été effectuée pour quantifier son impact sur les performances du système et pour déterminer sa valeur optimale.

En se basant sur les paramètres de performance du champ solaire et du récepteur, une puissance thermique constante de 137.044 MW est transmise au bloc de puissance par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Les paramètres thermodynamiques détaillés de chaque système sont présentés dans les tableaux de 1.E à 5.E (Voir Annexe E).

Les paramètres de performance de chaque système sont présentés dans le tableau 4.9 et illustrés dans la figure 4.18. Parmi les configurations étudiées, le cycle combiné (Brayton-Rankine) présente les meilleures performances, affichant un rendement global de 34.30, suivi par le cycle de Brayton régénératif, dont l'efficacité totale atteint 29.88 %, puis par le cycle de Brayton simple et de Rankine. Le système de Brayton en cascade, bien qu'il possède plus de composants avec une architecture plus complexe, affiche des performances réduites, ce qu'il le rend moins favorable.

Tableau 4. 9. Performances des systèmes de conversion d'énergie

Système de conversion	$n_{tot,centrale}$ (%)	n_{th} (%)	W_{net} (MW)	$W_{elec,net}$ (MW)
Rankine	21.41	39.89	54.67	48.65
Brayton	23.16	43.15	59.14	52.63
Brayton régénératif	29.88	55.66	76.29	67.90
Brayton en cascade	19.76	36.82	50.46	44.90
Combiné (Brayton-Rankine)	34.31	63.9	87.6	77.964

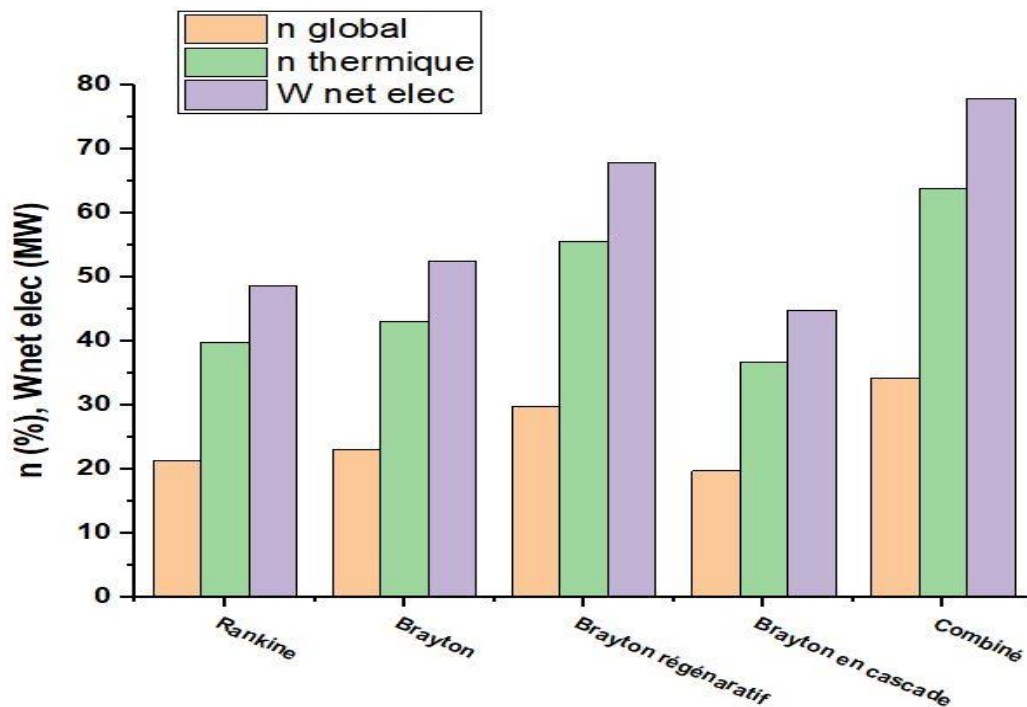


Figure 4. 18. Comparaison des performances des systèmes de conversion d'énergie

Pour le cycle de Brayton régénératif, l'analyse du diagramme T-S présenté dans la figure 4.19, montre que la température de l'air à l'entrée du récupérateur (point 4, sortie de la Turbine-HP) est proche de celle à sa sortie (point 2*), qui correspond à l'entrée de l'échangeur de chaleur chaud. Cette proximité de températures démontre une récupération efficace de la chaleur des gaz d'échappement de la turbine HP. Cette valorisation de l'énergie thermique permet de réduire les pertes thermiques et d'améliorer

l'efficacité du système. Ainsi, une amélioration de l'efficacité totale de la centrale de 29.01 % par rapport au cycle de Brayton classique a été marquée.

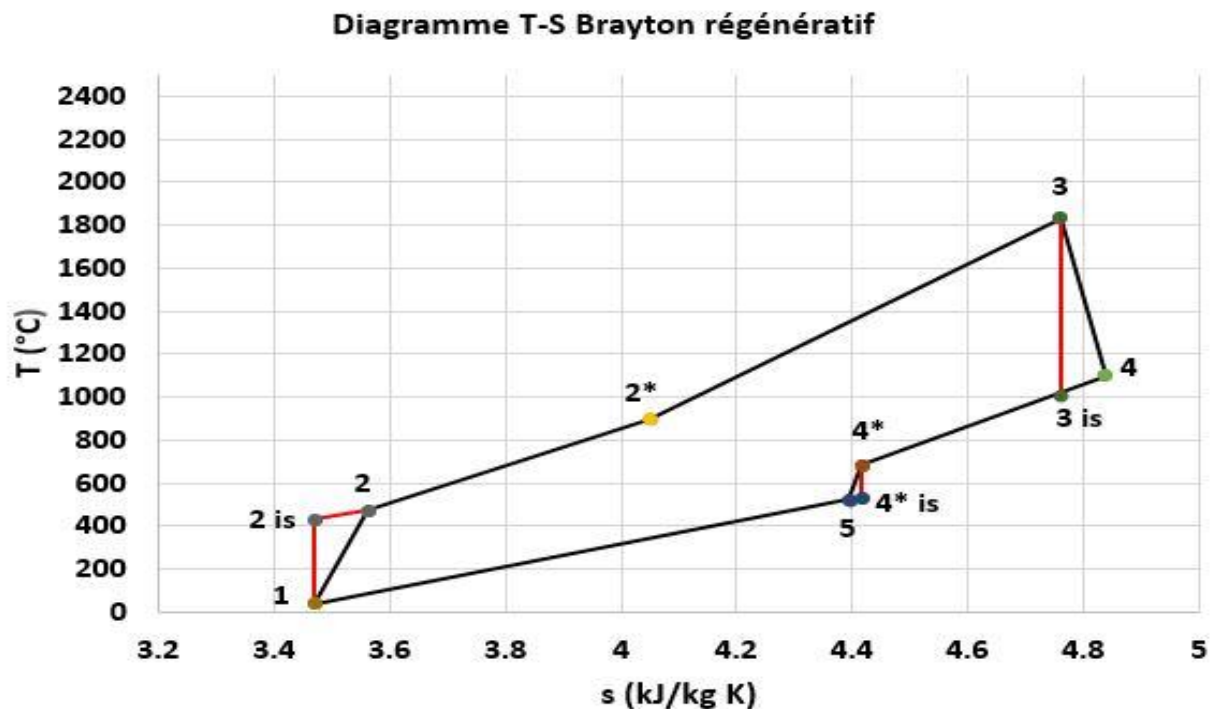


Figure 4. 19. Diagramme T-S du cycle de Brayton régénératif.

La figure 4.20 présente le diagramme T-S du cycle de Brayton en cascade. Le débit massique est fractionné en deux fractions au point 2, notées 2* et 3*. La première fraction (3*) est chauffée uniquement par la source de chaleur externe, tandis que la seconde (2*) est chauffée par la chaleur récupérée des gaz d'échappement provenant de la première turbine, à travers deux récupérateurs basse température et haute température (LT et HT). Il est clair que les températures d'entrée des récupérateurs (HT et LT) (4) et (5*), respectivement, sont proches des températures de sortie (2***) et (2**), respectivement. Ainsi, le fluide caloporteur a pu récupérer de manière efficace la chaleur des gaz d'échappement. Tandis que, bien que ce cycle permette une valorisation thermique intéressante, il présente des performances réduites avec plus de composants supplémentaires par rapport aux autres systèmes, ce qui entraîne une augmentation du coût d'investissement. Par conséquent, il est nécessaire d'améliorer à la fois l'efficacité du système et sa productivité énergétique. Une évaluation de l'impact

de la fraction du débit (Y) sur les performances du système de Brayton en cascade a été effectuée afin de déterminer sa valeur optimale pour maximiser les performances du cycle en cascade.

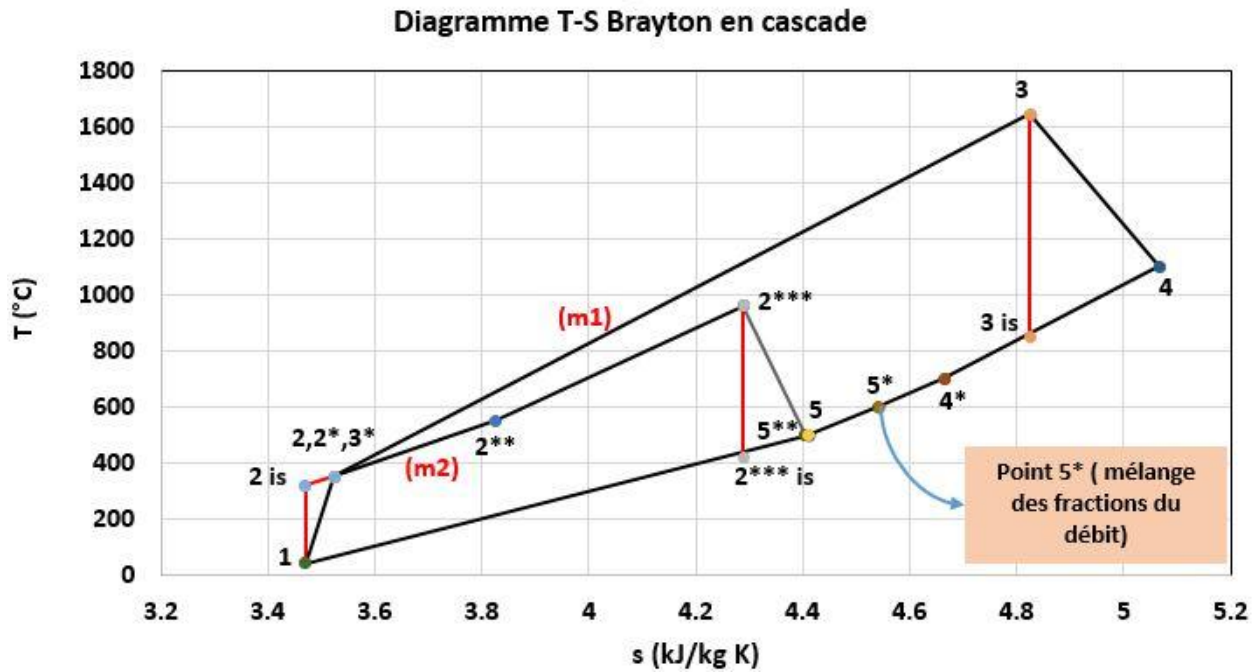


Figure 4. 20. Diagramme T-S du cycle de Brayton en cascade.

5.3 L'effet de la fraction du débit

L'objectif de cette évaluation est de mettre en évidence l'impact de la fraction de débit (Y) sur les performances du cycle de Brayton en cascade, dans le but d'améliorer l'efficacité thermique. La variation de l'efficacité globale de la centrale, de l'efficacité thermique du cycle et du travail mécanique net sur une plage de fraction du débit est présentée sur la figure 4.21. Il apparait clairement que les performances du système diminuent avec l'augmentation de la fraction Y , et les performances maximales sont atteintes pour une valeur minimale de Y égale à 0.4. En effet, lorsque la fraction du débit Y augmente, la température d'entrée de la turbine haute pression $T(3)$ diminue, ce qui entraîne également une baisse de la température à l'entrée de la turbine basse pression $T(2^{***})$. En outre, l'écart de température entre l'entrée et la sortie du récupérateur basse température (LT) devient négligeable, ce qui indique une quasi-absence d'échange thermique à ce niveau. Par conséquent, une augmentation excessive de la fraction de débit (Y) compromet l'efficacité du système et rend possible l'élimination du récupérateur LT, sans impact significatif sur la performance.

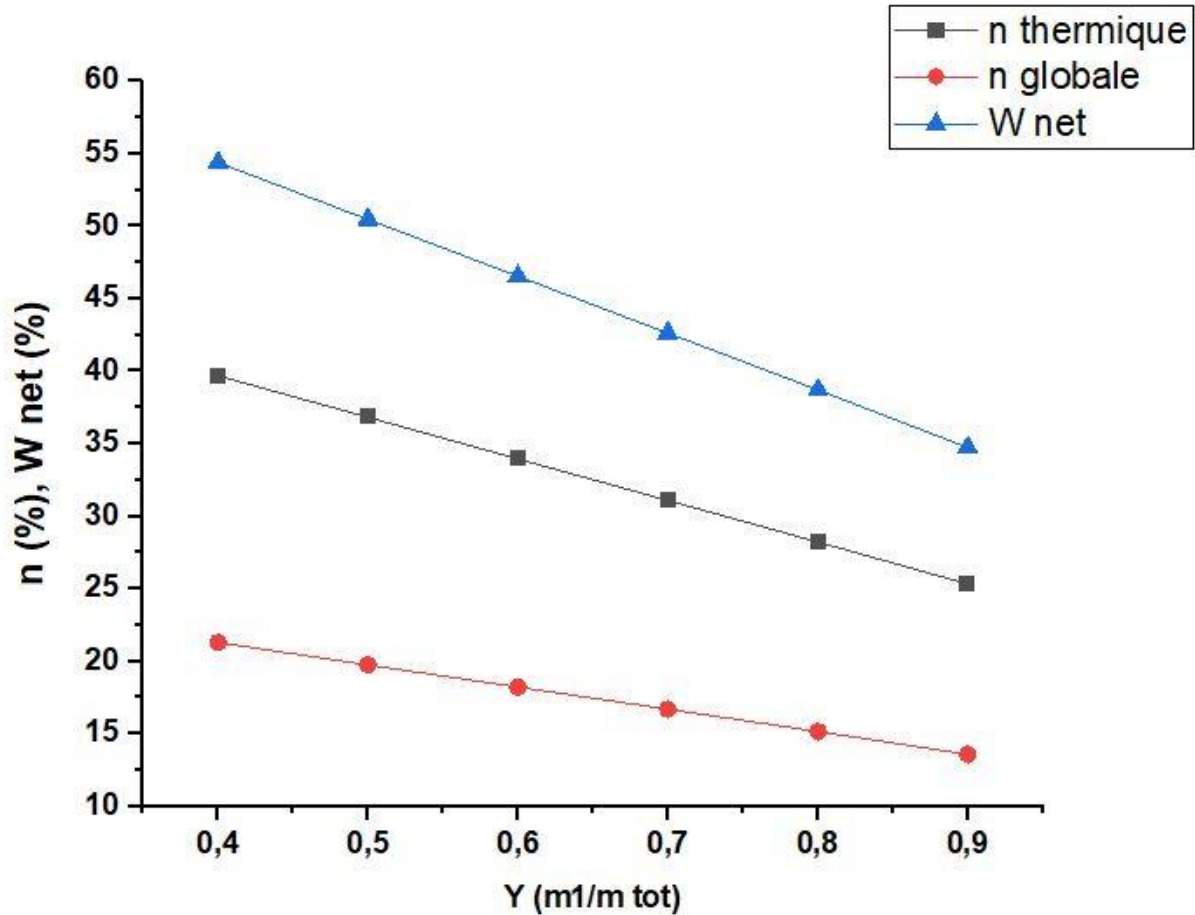


Figure 4. 21. Effet de la fraction du débit sur les performances du système fonctionnant avec le cycle de Brayton en cascade.

En se référant aux résultats obtenus des analyses des sous-systèmes d'une centrale de tour solaire, Un dimensionnement global a été effectué d'une centrale de tour solaire située dans la région de Tamanrasset. Cette centrale est composée de 2120 héliostats et dotée d'un système de stockage d'une capacité de 15 heures, et utilise un système de conversion d'énergie combiné, intégrant un cycle de Brayton et un cycle de Rankine. Elle peut générer une puissance électrique de 77.96 MW avec un rendement global de 34.30 %. En comparant la centrale proposée (désignée C1) avec deux centrales de tour solaire nommées (C2 : cycle de Brayton) et (C3 : cycle combiné Brayton et Rankine) situées à Almeria et référencées dans [87] , toutes deux ayant une capacité de production de 50 MW. Les données de conception de ces trois centrales sont récapitulées dans le tableau 4.10.

La centrale solaire à tour proposée (C1) utilise 63.363 km² et 34.648 km² de moins de surface d'héliostats que les centrales (C2) et (C3), respectivement, soit une réduction d'environ 21 % par rapport à (C2) et 12.65 % par rapport à (C3). De plus, (C1) peut produire 27.96 MW de plus que (C2) et (C3), ce qui correspond à une augmentation de 55.92 % de la puissance électrique nette. En outre, (C1) montre une amélioration de plus de 16.14 % de l'efficacité optique et de 58.17 % du rendement thermique par rapport à (C2). D'autre part, des gains sont également notables par rapport à (C3), avec une augmentation de 14.92 % de l'efficacité optique et de 42.32 % du rendement thermique.

Ainsi, on peut conclure que la centrale de tour solaire proposée dans ce travail (C1) se distingue par une meilleure efficacité énergétique, une superficie et un débit massique réduits, une température du système de conversion élevée et une capacité de production électrique nettement supérieure, ce qui en fait une solution optimisée et performante par rapport aux centrales (C1) et (C2).

Tableau 4. 10. Comparaison de la centrale proposée avec deux autres centrales proposées par [87]

Paramètres	Centrale proposée (cycle combiné) (C1)	(C2) [87]	(C3) [87]	Commentaries
Puissance électrique nette P_{ele} (MW)	77.96	50	50	(C1) produit 55.92 % de plus d'électricité.
Surface totale d'héliostats A_{tot} (km ²)	239.136	302.499	273.784	Moins de surface (moins de 63.36 km ² et 34.64 km ² par rapport à (C2) et (C3), respectivement).
Hauteur de la tour H_t (m)	160	102.5	105	Hauteur plus importante.
Réflectivité (%)	95	94	94	Légèrement meilleure pour (C1).
Absorptivité (%)	94	97	97	Légèrement inférieure pour (C1).
Efficacité optique du champ solaire η_{opt} (%)	65.85	56.7	57.3	(C1) montre une amélioration de plus de 16.14 % et de 14.92 % par rapport à (C2) et (C3), respectivement.

Efficacité du récepteur η_r (%)	91.61	85	83.5	Meilleur transfert thermique pour (C1)
Rendement thermique η_{th} (%)	63.9	40.4	44.9	(C1) montre une amélioration de plus de 58.17 % et de 42.32 % par rapport à (C2) et (C3), respectivement
Température à l'entrée de la turbine $T_{t,in}$ (°C) (T_{max})	1441	1000	1000	Haute temperature pour (C1)
Débit massique \dot{m}_{total} (kg/s)	145	213	156	Moins de masse volumique pour (C1)

6 Conclusion

Dans ce chapitre, un dimensionnement optimal de la centrale de tour solaire à Tamanrasset a été présenté en étudiant ses divers sous-systèmes et l'impact de différents paramètres sur les performances. Une étude météorologique de trois régions dans le désert algérien conformes aux critères d'implantation des centrales de tour solaire a été effectuée. Ensuite, nous avons dimensionné un mini champ solaire et étudié l'impact des paramètres de conception sur les performances optiques. Cette étude visait à déterminer le dimensionnement optimal du champ solaire et à générer un grand champ solaire offrant une efficacité accrue.

Le dimensionnement du récepteur solaire et l'analyse de l'impact des propriétés thermodynamiques, des dimensions des tubes, des fluides caloporteurs et des matériaux de construction, nous ont permis de déterminer les paramètres optimaux et de choisir le fluide caloporteur le plus adapté et le matériau le plus performant, garantissant ainsi des performances optimales.

Une modélisation du système de conversion a été effectuée en comparant quatre types de cycles thermodynamiques (Rankine, Brayton, Brayton régénératif et en cascade et le cycle combiné) afin de déterminer le système le plus adapté à la technologie de tour solaire. Cette modélisation a été réalisée

à l'aide d'Aspen Hysys. Les résultats obtenus ont été validés en utilisant le REFPROFP. Le dimensionnement optimal de la centrale de tour solaire proposée a été comparée à deux centrales proposées à Almeria par [87].

Conclusion générale

Un emplacement présentant un fort potentiel solaire permet de produire de l'énergie électrique de manière durable tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre et en préservant l'environnement. L'Algérie est l'un des pays répondant favorablement aux critères d'implantation des technologies à concentration solaire, notamment la technologie de tour solaire. Ce travail s'intéresse à la mise en place d'une centrale de tour solaire au sud algérien. Une évaluation météorologique a été menée sur trois régions situées dans le sud algérien pour identifier l'emplacement le plus approprié. Un modèle mathématique a été présenté pour définir une disposition optimale des héliostats dans le champ solaire, en minimisant au maximum l'effet de blocage. Les positions des héliostats sont déterminées à l'aide de MATLAB, en exécutant l'algorithme basé sur ce modèle. L'impact des paramètres géométriques sur les performances du champ solaire a été analysé à l'aide du logiciel SOLARPILOT, pour déterminer les valeurs optimales de chaque paramètre. Par ailleurs, Un modèle mathématique a été présenté pour un dimensionnement optimal du récepteur solaire externe. L'étude de l'impact de différents matériaux de construction, de divers fluides caloporteurs et de sensibilité des paramètres déterminants a permis d'identifier les options optimales qui offrent les meilleures performances thermiques. Sur la base des résultats obtenus, cinq systèmes de conversion d'énergie (Brayton, Rankine, Brayton régénératif, Brayton en cascade et système combiné (Brayton-Rankine) ont été modélisés et évalués pour un champ solaire comprend 2120 héliostats. Ces systèmes ont été comparés afin d'identifier celui offrant les meilleures performances globales.

Les principales conclusions issues de ce travail sont présentées ci-après :

- Tamanrasset est identifié comme l'emplacement le plus approprié pour l'implantation d'une centrale à tour solaire en Algérie.
- Les meilleures performances du champ solaire sont atteintes lorsque, H_t est entre 150 m et 180 m, $D_r \geq 9$ m et $H_r \geq 10$ m, $Z_h = 1$, $w_h = 12$ et $L_h = 9.4$ et $R_{R_{min}/H_t} \in [0.75 - 0.94]$.

- Une augmentation de la hauteur de la tour entraîne des pertes d'atténuation considérables, tandis que des tours de faible hauteur engendrent des pertes significatives en cosinus.
- Des dimensions minimales du récepteur entraînent une diminution des performances globales, car les rayons réfléchis n'atteignent pas correctement la cible prévue.
- La hauteur des héliostats par rapport au sol n'a pas d'influence notable sur les performances, bien qu'il soit préférable d'opter pour des valeurs minimales afin de limiter les coûts de structure.
- L'utilisation des héliostats de petite ou de grande taille réduit les performances optiques du champ solaire.
- Une augmentation du ratio R_{min}/H_t conduit à une baisse de l'efficacité du champ. Une distance conséquente entre la tour solaire et le premier anneau provoque des pertes d'interception, tandis qu'une réduction trop forte de R_{min} accroît l'espacement azimutal, entraînant également des pertes d'interception significatives.
- Le taux d'amélioration de l'efficacité du champ et de la puissance réfléchie atteint 8.3% pour un mini champ optimisé sans aucun effet de blocage.
- L'efficacité optique d'un champ composé de 2120 héliostats est de 65.85 %, avec une efficacité de blocage de 99.03 %.
- L'augmentation de la vitesse de l'air, de la vitesse du fluide caloporteur, ainsi que du diamètre extérieur des tubes du récepteur, engendre une diminution de son efficacité. De plus, le sodium liquide et l'acier inoxydable montrent les meilleures performances avec un nombre réduit de tubes.
- L'analyse comparative des systèmes de conversion examinés montre qu'un cycle combiné (Rankine-Brayton), associé à un champ solaire de 2120 héliostats, permet d'atteindre une efficacité thermique de 63.9% et une efficacité globale de 63.9 % et 34.31%, avec une puissance électrique nette de 77.96 MW. Le cycle du Brayton régénératif permet d'améliorer l'efficacité totale de la centrale de 29.01 % par rapport au cycle de Brayton conventionnel.
- Le système Brayton en cascade montre des performances réduites, en raison de la complexité et du nombre accru de composants. Toutefois, La réduction de la fraction du débit $Y \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}} \right)$ conduit à une amélioration de la productivité du système.

- La comparaison de la centrale proposée dans ce travail (C1) avec deux centrales précédemment étudiés par [87] (C2) et (C3), montre que (C1) occupe une surface plus réduite tout en offrant une amélioration de plus de 14.92 % de l'efficacité optique et de 42.31 % du rendement thermique par rapport à (C2) et (C3).

Références:

- [1] A. Bah and A. Azam, « Energy poverty: Estimating the impact of solid cooking fuels on GDP per capita in developing countries - Case of sub-Saharan Africa », *Energy*, vol. 221, p. 119770, avr. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.119770.
- [2] N. Calise, M. Dentice d'Accadia, A. Palombo, and L. Vanoli, « Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, p. 82-100, nov. 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.03.139.
- [3] P. L. Silverman and A. R. Gee, « A cellwise method for the optimization of large central receiver systems », *Solar Energy*, vol. 20, n° 6, p. 505-516, janv. 1978, doi: 10.1016/0038-092X(78)90067-1.
- [4] T. M. C. Mahlia, W. T. Chong, and M. H. Sulaiman, « Heliostat layout optimization for load-following solar tower plants », *Renewable Energy*, vol. 168, p. 393-405, mai 2021, doi: 10.1016/j.renene.2020.12.066.
- [5] O. Farges, J. J. Bézian, et M. El Hafi, « Global optimization of solar power tower systems using a Monte Carlo algorithm: Application to a redesign of the PS10 solar thermal power plant », *Renewable Energy*, vol. 119, n° C, p. 345-353, 2018, Consulté le: 29 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://ideas.repec.org//a/eee/renene/v119y2018icp345-353.html>
- [6] W.-Q. Wang, Y. Qiu, M.-J. Li, F. Cao, et Z.-B. Liu, « Optical efficiency improvement of solar power tower by employing and optimizing novel fin-like receivers », *Energy Conversion and Management*, vol. 184, p. 219-234, mars 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.029.
- [7] Z. A. Hussaini, P. King, et C. Sansom, « Numerical Simulation and Design of Multi-Tower Concentrated Solar Power Fields », *Sustainability*, vol. 12, n° 6, Art. n° 6, janv. 2020, doi: 10.3390/su12062402.
- [8] J. Ballestrín et A. Marzo, « Solar radiation attenuation in solar tower plants », *Solar Energy*, vol. 1, n° 86, p. 388-392, 2012, doi: 10.1016/j.solener.2011.10.010.
- [9] T. E. Boukelia, M. S. Mecibah, B. N. Kumar, et K. S. Reddy, « Optimization, selection and feasibility study of solar parabolic trough power plants for Algerian conditions », *Energy Conversion and Management*, vol. 101, p. 450-459, sept. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.05.067.
- [10] N. Yamani, A. Khellaf, K. Mohammedi, et O. Behar, « Assessment of solar thermal tower technology under Algerian climate », *Energy*, vol. 126, p. 444-460, mai 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.03.022.
- [11] C. K. Ho, « Advances in central receivers for concentrating solar applications », *Solar Energy*, vol. 152, p. 38-56, août 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.03.048.
- [12] H. Benoit, L. Spreafico, D. Gauthier, et G. Flamant, « Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, n° C, p. 298-315, 2016, Consulté le: 16 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://ideas.repec.org//a/eee/rensus/v55y2016icp298-315.html>
- [13] K. Vignarooban, X. Xu, A. Arvay, K. Hsu, et A. M. Kannan, « Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review », *Applied Energy*, vol. 146, n° C, p. 383-396, 2015, Consulté le: 16 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://ideas.repec.org//a/eee/appene/v146y2015icp383-396.html>
- [14] V. Ferraro, V. Marinelli, J. Settino, and F. Nicoletti, « Techno-Economic Analysis of a Solar Tower Power Plant with an Open Air Brayton Cycle and a Combined Cycle - A Simplified Calculation Method | IIETA ». Consulté le: 8 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.iieta.org/journals/ijht/paper/10.18280/ijht.380303>
- [15] « European research on concentrated solar thermal energy. », Directorate-general for research sustainable energy systems, European Union (EU), 2004.
- [16] J. A. Duffie et W. A. Beckman, « Solar Engineering of Thermal Processes », 1991.
- [17] C.-J. Winter, R. L. Sizmann, et L. L. Vant-Hull, Éd., *Solar Power Plants: Fundamentals, Technology, Systems, Economics*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1991. doi: 10.1007/978-3-642-61245-9.

- [18] M. A. Al-Nimr, « A 50MW concentrating solar power plant for Jordan | Request PDF ». Consulté le: 6 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: https://www.researchgate.net/publication/222577770_A_50MW_concentrating_solar_power_plant_for_Jordan
- [19] Z. Wang, « Prospectives for China's solar thermal power technology development », *Energy*, vol. 35, n° 11, p. 4417-4420, nov. 2010, doi: 10.1016/j.energy.2009.04.004.
- [20] F. Barbaliscia et A. Lavagnini, « Analysis of solar-radiation characteristics at the EURELIOS power plant of Adrano », *Il Nuovo Cimento C*, vol. 6, n° 1, p. 83-95, janv. 1983, doi: 10.1007/BF02511374.
- [21] L. Poole, « Concentrating Solar Power: Energy from Mirrors ».
- [22] E. Tyner, « Solar Two: A Molten Salt Power Tower Demonstration ».
- [23] « GEMASOLAR Central Tower Plant-Sener (Eportal – Docs) ». SENER Engineering and System Inc San Francisco, California: CSP Today San Francisco, 2010.
- [24] H. REILLY et G. Kolb, « An Evaluation of Molten-Salt Power Towers Including Results of the Solar Two Project », nov. 2001, doi: 10.2172/791898.
- [25] H. Nakhaie, N. Bergan, et R. Boehm, « Evaluation of a flux-on method for determining thermal losses from solar central receivers », *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 1, p. 494-499, janv. 1987.
- [26] A. Boretti, S. Castelletto et S. Al-Zubaidy, « Concentrating solar power tower technology: present status and outlook ». Consulté le: 7 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.degruyter.com/document/doi/10.1515/nleng-2017-0171/html?lang%3Den=>
- [27] S. Alexopoulos et B. Hoffschmidt, « Advances in solar tower technology », *Wiley Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment*, vol. 6, n° 1, p. e217, janv. 2017, doi: 10.1002/wene.217.
- [28] O. Behar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, « A review of studies on central receiver solar thermal power plants », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 23, p. 12-39, juill. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.02.017.
- [29] H. Abdulsalam, M. T. Chaichan, et A. M. Al-Amiery, « A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 91, p. 987-1018, août 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.04.097.
- [30] Salah. Boudaoud, A. Khellaf, et Kamel. Mohammedi, « Solar tower plant implementation in Northern Algeria: Technico economic assessment », in *2013 5th International Conference on Modeling, Simulation and Applied Optimization (ICMSAO)*, avr. 2013, p. 1-6. doi: 10.1109/ICMSAO.2013.6552610.
- [31] A. H. A. Hassan, *Solar tower power plant optimization: a review*. 2016. doi: 10.13140/RG.2.2.13416.78088.
- [32] W. Hamanah, A. Salem, et M. Abido, « Heliostat Dual-Axis Sun Tracking System: A Case Study in KSA », juin 2020.
- [33] A. MARABELLI, « Study of an advanced solar tower plant using sodium as heat transfer fluid and sCO₂ power cycle : technological limits and components design », avr. 2020, Consulté le: 7 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.politesi.polimi.it/handle/10589/164562>
- [34] M. S. Ehsan, M. A. H. Mondal, et M. M. Rahman, « Review of application of AI techniques to Solar Tower Systems », *Solar Energy*, vol. 224, p. 500-515, août 2021, doi: 10.1016/j.solener.2021.06.009.
- [35] M. A. Alobaid, M. Almohamadi, A. A. Alharbi, and A. A. Ibrahim, « Conventional and Emerging CSP Technologies and Design Modifications: Research Status and Recent Advancements », *International Journal of Thermofluids*, vol. 20, p. 100406, nov. 2023, doi: 10.1016/j.ijft.2023.100406.
- [36] E. Prieto, A. Ramos, and C. Prieto, « A comprehensive methodology for the design of solar tower external receivers », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 193, p. 114153, avr. 2024, doi: 10.1016/j.rser.2023.114153.
- [37] K. Kulkarni, S. Havaladar, et N. Bhattacharya, « Review on advance tubular receivers for central solar tower system », *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 1136, n° 1, p. 012018, juin 2021, doi: 10.1088/1757-899X/1136/1/012018.

- [38] A. A. Ibrahim, M. A. Alobaid, Y. Ali, and S. El-Halwagi, « Modeling and parametric study of molten salt receiver of concentrating solar power tower plant », *Energy*, vol. 200, p. 117505, juin 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117505.
- [39] X. Na, Y. Yao, C. Zhao, et J. Du, « Heat Loss Reduction Approach in Cavity Receiver Design Based on Performance Investigation of a Novel Positive Conical Scheme », *Energies*, vol. 15, n° 3, Art. n° 3, janv. 2022, doi: 10.3390/en15030784.
- [40] Y. Yang, X. Wang, and J. Fan, « A comprehensive review on solid particle receivers of concentrated solar power », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 116, p. 109463, déc. 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.109463.
- [41] M. Saini, A. Sharma, V. Singh, G. Dwivedi, et S. Jain, « Solar Thermal Receivers—A Review », janv. 2022, p. 311-325. doi: 10.1007/978-981-16-8341-1_25.
- [42] Meriche Imad Eddine, « Simulation Et Modélisation D'installation De Type Solaire Thermodynamique Hybride », thèse, Frères Mentouri, Constantine, 2017.
- [43] K. Mehta and R. Patel, « A review study on solar tower using different heat transfer fluid ». Consulté le: 7 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: https://www.researchgate.net/publication/365776377_A_REVIEW_STUDY_ON_SOLAR_TOWER_USING_DIFFERENT_HEAT_TRANSFER_FLUID
- [44] C. de Tesis et C. M. Cruz, « On the design of solar external receivers ».
- [45] O. Olumayegun, M. Wang, et G. Kelsall, « Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review », *Fuel*, vol. 180, p. 694-717, sept. 2016, doi: 10.1016/j.fuel.2016.04.074.
- [46] M. Z. Alzghoul et M. R. Gomaa, « Effect of Different Heat Transfer Fluids on the Performance of Solar Tower CSP », *International Journal of Applied Physics*, vol. 08, févr. 2023, Consulté le: 7 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.iaras.org/home/caijap/effect-of-different-heat-transfer-fluids-on-the-performance-of-solar-tower-csp>
- [47] M. A. Alobaid, A. A. Ibrahim, and S. El-Halwagi, « Analysis of tubular receivers for concentrating solar tower systems with a range of working fluids, in exergy-optimised flow-path configurations », *Solar Energy*, vol. 211, p. 999-1016, nov. 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.09.037.
- [48] W. Liu, H. Duan, and Y. Zhao, « Control strategy of molten salt solar power tower plant function as peak load regulation in grid », *Applied Energy*, vol. 294, p. 116967, juill. 2021, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.116967.
- [49] Z. S. Chang, X. Li, C. Xu, C. Chang, and Z. F. Wang, "The design and numerical study of a 2MWh molten salt thermocline tank," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 779–789, May 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.094.
- [50] S. S. Kalam, M. A. M. Ramli, and M. M. Abdullah, « A comprehensive study of solar power in India and World », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, n° 4, p. 1767-1776, mai 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.12.017.
- [51] C. Suresh et R. P. Saini, « Review on solar thermal energy storage technologies and their geometrical configurations », *International Journal of Energy Research*, vol. 44, n° 6, p. 4163-4195, 2020, doi: 10.1002/er.5143.
- [52] L. Zhang, J. Wang, and H. Li, « A thermochemical energy storage materials review based on solid-gas reactions for supercritical CO₂ solar tower power plant with a Brayton cycle », *Journal of Energy Storage*, vol. 73, p. 108906, déc. 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.108906.
- [53] B. D. Iverson, T. M. Conboy, J. J. Pasch, et A. M. Kruijenga, « Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy », *Applied Energy*, vol. 111, p. 957-970, nov. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.06.020.
- [54] S.-C. Yu, L. Chen, Y. Zhao, H.-X. Li, et X.-R. Zhang, « A brief review study of various thermodynamic cycles for high temperature power generation systems », *Energy Conversion and Management*, vol. 94, p. 68-83, avr. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.034.

- [55] A. G. Memon, K. Harijan, M. A. Uqaili, et R. A. Memon, « Thermo-environmental and economic analysis of simple and regenerative gas turbine cycles with regression modeling and optimization », *Energy Conversion and Management*, vol. 76, p. 852-864, déc. 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2013.07.076.
- [56] J. Li, S. Wang, and Y. Liu, « Modelling and simulation of CO₂ (carbon dioxide) bottoming cycles for offshore oil and gas installations at design and off-design conditions », *Energy*, vol. 59, p. 513-520, sept. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.06.071.
- [57] M. Reyes Belmonte, A. Sebastián, J. Gonzalez-Aguilar, et M. Romero, « Performance Comparison of Different Thermodynamic Cycles for an Innovative Central Receiver Solar Power Plant », présenté à AIP Conference Proceedings, oct. 2016. doi: 10.1063/1.4984558.
- [58] N. G. Author, « Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts », NREL/SR-550-34440, 15005520, oct. 2003. doi: 10.2172/15005520.
- [59] J. A. Duffie and W. A. Beckman, « Solar Radiation », in *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, Ltd, 2013, p. 3-42. doi: 10.1002/9781118671603.ch1.
- [60] S. F. Biggs, "Chapter V Solar and terrestrial radiation, « CHAPTER V Solar and Terrestrial Radiation », in *International Geophysics*, vol. 25, Academic Press, 1980, p. 207-260. doi: 10.1016/S0074-6142(08)60506-9.
- [61] R. J. Bird and R. L. Hulstrom, « A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres », *Solar Energy*, vol. 18, n° 2, p. 129-134, janv. 1976, doi: 10.1016/0038-092X(76)90045-1.
- [62] M. Iqbal, « New model to estimate the solar global irradiation using astronomical and meteorological parameters », *Renewable Energy*, vol. 3, n° 2-3, p. 175-177, mars 1993, doi: 10.1016/0960-1481(93)90016-A.
- [63] M. F. Boudghene Stambouli and E. Traversa, « Promotion of renewable energies in Algeria: Strategies and perspectives », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, n° 2, p. 1169-1181, févr. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2010.11.017.
- [64] M. Bouznit, M. del P. Pablo-Romero, et A. Sánchez-Braza, « Measures to Promote Renewable Energy for Electricity Generation in Algeria », *Sustainability*, vol. 12, n° 4, Art. n° 4, janv. 2020, doi: 10.3390/su12041468.
- [65] *Global Solar Atlas*, "Interactive map," World Bank, 2018. [En ligne]. Disponible sur: <https://globalsolaratlas.info/map?c=11.609193,8.349609,3>
- [66] M. F. Boudghene Stambouli, A. Elkacemi, and M. Bouchafaa, « A review on the renewable energy development in Algeria: Current perspective, energy scenario and sustainability issues », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 7, p. 4445-4460, sept. 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.04.031.
- [67] M. Zhao, Z. Liu, et Q. Zhang, « Feasibility Analysis of Constructing Parabolic Trough Solar Thermal Power Plant in Inner Mongolia of China », in *2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*, mars 2009, p. 1-4. doi: 10.1109/APPEEC.2009.4918378.
- [68] B. Yang, J. Zhao, W. Yao, Q. Zhu, et H. Qu, « Feasibility and Potential of Parabolic Trough Solar Thermal Power Plants in Tibet of China », in *2010 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*, mars 2010, p. 1-4. doi: 10.1109/APPEEC.2010.5448314.
- [69] S. Bayoumi, N. A. Moharram, A. I. Shehata, M. M. Imam, et W. M. El-Maghlany, « A multi-criteria performance assessment of concentrated solar power plants for site and technology selection in Egypt », *Int. J. Environ. Sci. Technol.*, vol. 21, n° 3, p. 2989-3004, févr. 2024, doi: 10.1007/s13762-023-05114-1.
- [70] H. H. Goh *et al.*, « Application of choosing by advantages to determine the optimal site for solar power plants », *Scientific Reports*, vol. 12, mars 2022, doi: 10.1038/s41598-022-08193-1.
- [71] S. Alexopoulos et B. Hoffschmidt, « Advances in solar tower technology », *WIREs Energy and Environment*, vol. 6, n° 1, p. e217, janv. 2017, doi: 10.1002/wene.217.
- [72] « intro - Meteonorm (de) », Meteonorm (en). Consulté le: 15 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://meteonorm.com/en/>

- [73] D. Derbal, A. Abderrezak, S. E. Chehaidia, M. T. Amin, M. I. Mosaad, et T. A. Abdul-Fattah, « Parametric Study and Optimization of No-Blocking Heliostat Field Layout », *Energies*, vol. 16, n° 13, Art. n° 13, janv. 2023, doi: 10.3390/en16134943.
- [74] J. S. Kim, H. S. Park, and K. H. Kim, « Thermal and structural evaluation of composite solar receiver tubes for Gen3 concentrated solar power systems », *Renewable Energy*, vol. 189, p. 117-128, avr. 2022, doi: 10.1016/j.renene.2022.02.118.
- [75] M. J. Wagner, S. A. Klein, et D. T. Reindl, « Simulation of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants », in *ASME 2009 3rd International Conference on Energy Sustainability, Volume 2*, San Francisco, California, USA: ASMEDC, janv. 2009, p. 605-614. doi: 10.1115/ES2009-90132.
- [76] Z. S. Chang, X. Li, C. Xu, C. Chang, and Z. F. Wang, « The Design and Numerical Study of a 2MWh Molten Salt Thermocline Tank », *Energy Procedia*, vol. 69, p. 779-789, mai 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.094.
- [77] A. MARABELLI, « Study of an advanced solar tower plant using sodium as heat transfer fluid and sCO₂ power cycle : technological limits and components design », avr. 2020, Consulté le: 12 octobre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.politesi.polimi.it/handle/10589/164562>
- [78] M. Perrero et D. Papurello, « Solar Disc Concentrator: Material Selection for the Receiver », *Energies*, vol. 16, n° 19, Art. n° 19, janv. 2023, doi: 10.3390/en16196870.
- [79] « HYSYS Operations Guide ».
- [80] D. Derbal, A. Abderrezak, et S. E. Chehaidia, « No-blocking Heliostat Field Layout in Tamanrasset », in *2022 2nd International Conference on Innovative Research in Applied Science, Engineering and Technology (IRASET)*, mars 2022, p. 1-4. doi: 10.1109/IRASET52964.2022.9737773.
- [81] E. Carrizosa, C. Domínguez-Bravo, E. Fernández-Cara, et M. Quero, « Optimization of multiple receivers solar power tower systems », *Energy*, vol. 90, p. 2085-2093, oct. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.08.005.
- [82] J. Ballestrín et A. Marzo, « Solar radiation attenuation in solar tower plants », *Solar Energy - SOLAR ENERG*, vol. 86, janv. 2012, doi: 10.1016/j.solener.2011.10.010.
- [83] A. Albarbar et A. Arar, « Performance Assessment and Improvement of Central Receivers Used for Solar Thermal Plants », *Energies*, vol. 12, n° 16, Art. n° 16, janv. 2019, doi: 10.3390/en12163079.
- [84] M. R. Ahmadi, S. A. Hajiesmaili, and A. H. Hesarakhi, « A review of static and dynamic heliostat wind loads », *Solar Energy*, vol. 225, p. 60-82, sept. 2021, doi: 10.1016/j.solener.2021.07.014.
- [85] M. Yang, Y. Zhang, Q. Wang, Y. Zhu, et R. Taylor, « A coupled structural-optical analysis of a novel umbrella heliostat », *Solar Energy*, vol. 231, p. 880-888, janv. 2022, doi: 10.1016/j.solener.2021.12.018.
- [86] S. Kiwan et A. L. Khammash, « Investigations into the spiral distribution of the heliostat field in solar central tower system », *Solar Energy*, vol. 164, p. 25-37, avr. 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.02.042.
- [87] S. Author(s), « Techno-Economic Analysis of a Solar Tower Power Plant with an Open Air Brayton Cycle and a Combined Cycle - A Simplified Calculation Method | IIETA ». Consulté le: 14 novembre 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.iieta.org/journals/ijht/paper/10.18280/ijht.380303>

Annexe

1. Annexe (A) :

- Les formules de A, B, C de l'équations (27) :

$$A = - [(2z_a y_r + \tan\beta L)\tan\beta L + z_a^2 y_r^2] \quad (\text{A. 1})$$

$$B = 2(z_a - z_h) (z_a y_r + \tan\beta L) \quad (\text{A. 2})$$

$$C = (r_{m2})^2(1 + z_a^2 y_r^2) - (z_a - z_h)^2 \quad (\text{A. 3})$$

$$y_r = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (\text{A. 4})$$

$$a = z_a^2(r_{m2}^2 - y_{m1}^2) \quad (\text{A. 5})$$

$$b = 2y_{m1}z_a(z_a - z_{m1})^2 \quad (\text{A. 6})$$

$$c = (r_{m1})^2 - (z_{m1} - z_a)^2 \quad (\text{A. 7})$$

Avec β_L (rad) est la pente du terrain, r_{m2} (m) est le rayon de l'héliostat représentant le cercle en vue de face, z_m (m) est la cordonnée z du centre de l'héliostat.

- Les valeurs numérique de α , κ , λ et ε de l'équation (32)

$$\alpha=0.99321; \kappa=1.76*10^{-4}; \lambda=1.97*10^{-8}; \varepsilon= -1.106*10^{-4}.$$

2. Annexe B :

- La puissance isentropique est calculée en définissant l'exposant de volume comme suit :

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho'_2}{\rho_1}\right)} \quad (\text{B. 1})$$

Avec ρ'_2 est la masse volumique du fluide à la sortie isentropique.

- La puissance polytropic est calculée en définissant l'exposant de volume comme suit :

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)} \quad (\text{B. 2})$$

Avec ρ_2 est la masse volumique du fluide à la sortie.

- Le facteur de correction C_f est calculé comme suit :

$$C_f = \frac{h'_2 - h_1}{\left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{P_2}{\rho'_2} - \frac{P_1}{\rho_1}\right)} \quad (\text{B. 3})$$

Avec h'_2 est l'enthalpie à la sortie isentropique, h_1 est l'enthalpie du fluide à l'entrée.

- ΔT_M L'écart moyen de température :

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{B. 4})$$

Avec : $\Delta T_1 = T_{\text{fluide chaud},s} - \Delta T_{\text{fluide froid},e}$

$\Delta T_2 = T_{\text{fluide chaud},e} - \Delta T_{\text{fluide froid},s}$

3. Annexe C:

- **La variation des performances du champ solaire en fonction de la hauteur de la tour :**

Tableau 1.C. Performances du champ solaire en fonction de H_t .

H_t (m)	$n_{opt\ tot}$ (%)	$\eta_{opt.incl,r}$ (%)	Q_r (MW)
72	70.47	66.24	14.339
80	71.18	66.91	14.483
90	71.98	67.66	14.647
100	72.61	68.25	14.775
110	73.17	68.78	14.888
120	73.63	69.22	14.983
130	74.23	69.78	15.105
140	74.95	70.45	15.22
150	75.41	70.89	15.345
160	75.59	71.05	15.38

170	75.53	71	15.37
180	75.33	70.81	15.329
190	74.95	70.46	15.251

- **La variation des performances du champ solaire en fonction des dimensions du récepteur (Hauteur et diamètre) :**

Tableau 2.C. Performances du champ solaire en fonction de H_r .

$H_r (m)$	$n_{opt\ tot} (\%)$	$\eta_{opt.incl,r} (\%)$	$Q_r (MW)$
4	64.44	60.58	13.113
6	70.04	65.84	14.251
8	71.14	66.87	14.476
10	71.4	67.12	14.528
12	71.63	67.33	14.575
14	71.79	67.48	14.607
16	71.87	67.56	14.624
17	71.84	67.53	14.617
18	71.8	67.49	14.610

Tableau 3.C. Performances du champ solaire en fonction de D_r .

$D_r (m)$	$n_{opt\ tot} (\%)$	$\eta_{opt.incl,r} (\%)$	$Q_r (MW)$
3	35.7	33.56	7.264
4	46.19	43.42	9.399
5	55.05	51.75	11.201
6	61.66	57.96	12.545
7	66.17	62.2	13.465
8	68.91	64.77	14.021

9	70.04	66.17	14.324
10	71.15	66.88	14.478
11	71.51	67.22	14.550
12	71.62	67.32	14.573
13	71.74	67.43	14.596
14	71.76	67.45	14.601
15	71.8	67.49	14.610
16	71.85	67.54	14.619
17	71.88	67.57	14.626

- **La variation des performances du champ solaire en fonction de la hauteur de l'héliostat par rapport au sol :**

Tableau 4.C. Performances du champ solaire en fonction de Z_h .

$Z_h (m)$	$n_{opt\ tot} (\%)$	$\eta_{opt.incl,r} (\%)$	$Q_r (MW)$
1	71.22	66.95	14.492
2	71.18	66.91	14.483
3	71.01	66.75	14.449
4	70.94	66.68	14.434
5	70.88	66.63	14.422
6	70.84	66.59	14.414

- **La variation des performances du champ solaire en fonction de la longueur et de largeur de l'héliostat:**

Tableau 5.C. Performances du champ solaire en fonction de W_h et L_h

$W_h L_h (m)$	$n_{opt\ tot} (\%)$	$\eta_{opt.incl,r} (\%)$	$Q_r (MW)$
W12L9.4	71.18	66.91	14.386

W10L9	71.88	67.57	14.615
W7L7	72.14	67.81	14.678
W5L5	71.93	67.61	14.629
W5L4	71.44	67.16	14.533
W5L3	69.8	65.61	14.202

- **La variation des performances du champ solaire en fonction du rayon minimal :**

Tableau 6.C. Performances du champ solaire en fonction du rapport (R_{min}/H_t).

R_{min}/H_t	$n_{opt\ tot}$ (%)	$\eta_{opt.incl,r}$ (%)	Q_r (MW)
0.5	70.16	65.95	70.16
0.7	71.16	66.89	71.16
0.8	71.26	66.98	71.26
0.9	71.18	66.91	71.18
1	70.85	66.6	70.85
1.3	70.22	66.01	70.22
1.5	69.06	64.92	69.06

- **Positions des héliostats (x,y,z) de la configuration optimale :**

Héliostats	X (m)	Y (m)	Z (m)
1	10.7804	101.267	1
2	31.8579	96.728	1
3	51.5074	87.8533	1
4	68.8483	75.0409	1
5	83.1032	58.8649	1
6	93.6332	40.0505	1
7	99.9664	19.4409	1
8	0	119.2409	1
9	25.103	116.5685	1
10	49.0809	108.6713	1
11	70.8588	95.9031	1

12	89.4607	78.8364	1
13	104.0527	58.2359	1
14	113.9808	35.0252	1
15	14.5633	136.8025	1
16	43.0371	130.6707	1
17	69.5819	118.6819	1
18	93.0078	101.3734	1
19	112.2649	79.5212	1
20	126.49	54.1046	1
21	135.0455	26.2628	1
22	0	157.0187	1
23	33.0562	153.4997	1
24	64.6307	143.1005	1
25	93.3083	126.2871	1
26	117.8036	103.8132	1
27	137.0186	76.6862	1
28	150.0921	46.1219	1
29	18.8165	176.7556	1
30	55.606	168.833	1
31	89.9032	153.3428	1
32	120.1707	130.9795	1
33	145.0518	102.7453	1
34	163.4313	69.9058	1
35	174.4854	33.9329	1
36	0	199.9768	1
37	42.0999	195.495	1
38	82.3127	182.2507	1
39	118.8361	160.8375	1
40	150.0329	132.2151	1
41	174.5049	97.6665	1
42	191.1552	58.7402	1
43	23.7005	222.6348	1
44	70.0393	212.6557	1
45	113.2387	193.1449	1
46	151.3625	164.9768	1
47	182.7018	129.4141	1
48	205.852	88.0507	1
49	219.7753	42.7406	1
50	0	249.7235	1
51	52.5727	244.1269	1
52	102.789	227.5879	1

53	148.3981	200.8478	1
54	187.3555	165.1053	1
55	217.9153	121.9622	1
56	238.7075	73.3526	1
57	29.3972	276.147	1
58	86.8739	263.7694	1
59	140.4566	239.569	1
60	187.7438	204.6305	1
61	226.6158	160.5199	1
62	255.3303	109.2144	1
63	272.6003	53.0137	1
64	0	308.1013	1
65	64.8627	301.1964	1
66	126.818	280.7911	1
67	183.0891	247.8	1
68	231.1536	203.7019	1
69	268.8572	150.4733	1
70	294.51	90.5002	1
71	36.1166	339.2675	1
72	106.7311	324.0607	1
73	172.5616	294.3286	1
74	230.6575	251.404	1
75	278.4147	197.2108	1
76	313.6926	134.1782	1
77	334.9101	65.1313	1
78	0	377.2598	1
79	79.4222	368.8049	1
80	155.2844	343.8193	1
81	224.1864	303.4228	1
82	283.0398	249.4261	1
83	329.2067	184.2495	1
84	360.6177	110.8144	1
85	44.106	414.3165	1
86	130.341	395.7458	1
87	210.7338	359.4367	1
88	281.6809	307.0168	1
89	340.0024	240.8356	1
90	383.0842	163.8596	1
91	408.9951	79.539	1
92	0	459.738	1
93	96.7858	449.4346	1

94	189.2334	418.9865	1
95	273.199	369.7584	1
96	344.9192	303.9567	1
97	401.1793	224.531	1
98	439.4575	135.0412	1
99	-10.7804	101.267	1
100	-31.8579	96.728	1
101	-51.5074	87.8533	1
102	-68.8483	75.0409	1
103	-83.1032	58.8649	1
104	-93.6332	40.0505	1
105	-99.9664	19.4409	1
106	-25.103	116.5685	1
107	-49.0809	108.6713	1
108	-70.8588	95.9031	1
109	-89.4607	78.8364	1
110	-104.053	58.2359	1
111	-113.981	35.0252	1
112	-14.5633	136.8025	1
113	-43.0371	130.6707	1
114	-69.5819	118.6819	1
115	-93.0078	101.3734	1
116	-112.265	79.5212	1
117	-126.49	54.1046	1
118	-135.046	26.2628	1
119	-33.0562	153.4997	1
120	-64.6307	143.1005	1
121	-93.3083	126.2871	1
122	-117.804	103.8132	1
123	-137.019	76.6862	1
124	-150.092	46.1219	1
125	-18.8165	176.7556	1
126	-55.606	168.833	1
127	-89.9032	153.3428	1
128	-120.171	130.9795	1
129	-145.052	102.7453	1
130	-163.431	69.9058	1
131	-174.485	33.9329	1
132	-42.0999	195.495	1
133	-82.3127	182.2507	1
134	-118.836	160.8375	1

135	-150.033	132.2151	1
136	-174.505	97.6665	1
137	-191.155	58.7402	1
138	-23.7005	222.6348	1
139	-70.0393	212.6557	1
140	-113.239	193.1449	1
141	-151.363	164.9768	1
142	-182.702	129.4141	1
143	-205.852	88.0507	1
144	-219.775	42.7406	1
145	-52.5727	244.1269	1
146	-102.789	227.5879	1
147	-148.398	200.8478	1
148	-187.356	165.1053	1
149	-217.915	121.9622	1
150	-238.708	73.3526	1
151	-29.3972	276.147	1
152	-86.8739	263.7694	1
153	-140.457	239.569	1
154	-187.744	204.6305	1
155	-226.616	160.5199	1
156	-255.33	109.2144	1
157	-272.6	53.0137	1
158	-64.8627	301.1964	1
159	-126.818	280.7911	1
160	-183.089	247.8	1
161	-231.154	203.7019	1
162	-268.857	150.4733	1
163	-294.51	90.5002	1
164	-36.1166	339.2675	1
165	-106.731	324.0607	1
166	-172.562	294.3286	1
167	-230.658	251.404	1
168	-278.415	197.2108	1
169	-313.693	134.1782	1
170	-334.91	65.1313	1
171	-79.4222	368.8049	1
172	-155.284	343.8193	1
173	-224.186	303.4228	1
174	-283.04	249.4261	1
175	-329.207	184.2495	1

176	-360.618	110.8144	1
177	-44.106	414.3165	1
178	-130.341	395.7458	1
179	-210.734	359.4367	1
180	-281.681	307.0168	1
181	-340.002	240.8356	1
182	-383.084	163.8596	1
183	-408.995	79.539	1
184	-96.7858	449.4346	1
185	-189.233	418.9865	1
186	-273.199	369.7584	1
187	-344.919	303.9567	1
188	-401.179	224.531	1
189	-439.458	135.0412	1
190	0	72	1
191	15.15771	70.38639	1
192	29.63602	65.61788	1
193	42.78596	57.90821	1
194	54.01813	47.60296	1
195	62.82907	35.16401	1
196	68.82385	21.14893	1
197	-15.1577	70.38639	1
198	-29.636	65.61788	1
199	-42.786	57.90821	1
200	-54.0181	47.60296	1
201	-62.8291	35.16401	1
202	-68.8239	21.14893	1

4. Annexe D :

- Effet de la vitesse de l'air :

Tableau 1.D. L'efficacité du récepteur solaire en fonction de V_{air} .

V_{air} (m/s)	η_r (%)
2	89.13
3	91.32
4	89.04
5	88.95

6	88.85
7	88.73
8	88.6
9	88.46
10	88.31
11	88.16

- **Effet de la vitesse du fluide caloporteur**

Tableau 2.D. Performance du récepteur en fonction de V_f .

V_f (m/s)	η_r (%)	T_s (°C)
2	91.93	718.4
2.5	91.28	742.1
3	91.32	764.8
3.5	90.57	786.6
4	90.19	807.8
4.5	89.78	828.5
5	89.35	848.9
5.5	88.9	869
6	88.41	888.8
6.5	87.91	908.3
7	87.37	927.7
7.5	86.81	946.9
8	86.21	965.9

- **Effet du diamètre externe du tube :**

Tableau 3.D. Performance du récepteur en fonction de d_{ext}

d_{ext} (mm)	η_r (%)	T_s (°C)
20	91.53	725

22	91.32	764.8
24	90.42	805
26	89.42	845.7
28	88.46	886.8
30	87.36	928.2
32	86.07	970.1
34	84.61	1012
36	82.91	1055
38	81.04	1097
40	78.89	1140
42	76.41	1184

- **Effet du fluide caloporteur**

Tableau 4.D. Performance du récepteur pour différents fluides caloporteurs.

<i>Fluide caloporteur</i>	η_r (%)	T_s (°C)
Sel fondu	91.32	764.8
Hitec	1288	69.37
Air	93.64	446.9
Sodium liquide	93.19	549

- **Effet du matériau de construction :**

Tableau 5.D. Performance du récepteur solaire pour différents matériaux de conception.

<i>Matériaux</i>	η_r (%)	T_s (°C)
Acier inoxydable 316	91.32	764.8
Inconel 740	91.2	748
Inconel 800	89.86	824.6
Inconel 625	90.65	781.9
Haynes 230	90.74	776.9

5. Annexe E :

Tableau 1.E. Etats ponctuels du cycle de Rankine :: ($\dot{m}_{eau} = 38 \text{ kg/s}$)

Points	P (kPa)	T (°C)	S (kJ/kg K)	Enthalpie (kJ/kg)
1 (point saturé)	5.548	35	0.50513	146.63

2 isentropique	10000	35.259	0.50513	156.67
2	10000	35.74	0.5116	158.66
3	10000	654	7.0513	3757.9
3 isentropique	2500	398.81	7.0513	3237.4
4	2500	428.5	7.1096	3303.7
4 isentropique	5.548	35	7.1096	2181.8
5	5.548	35	7.4101	2294.2

Tableau 2.E. Etats ponctuels du cycle de Brayton : ($\dot{m}_{air} = 120 \frac{kg}{s}$)

Points	P (kPa)	T (°C)	S (kJ/kg K)	Enthalpie (kJ/kg)
1	500	40	3.4693	438.71
2 isentropique	9000	430.62	3.4693	845.83
2	9000	472.9	3.5625	892.01
3	9000	1441	4.505	2031.6
3 isentropique	1105	760.45	4.505	1838.3
4	1105	833.6	4.5839	1858.6
4 isentropique	500	633.38	4.5839	1008.9
5	500	653.1	4.6081	1094.6

Tableau 3.E. Etats ponctuels du cycle de Brayton régénératif : ($\dot{m}_{air} = 120 \frac{kg}{s}$)

Points	P (kPa)	T (°C)	S (kJ/kg K)	Enthalpie (kJ/kg)
1	500	40	3.4693	438.71
2 isentropique	9000	430.62	3.4693	845.83
2	9000	472.9	3.5625	892.01
2*	9000	900	4.0483	1379,2
3	9000	1833	4.7608	2518,5

3 isentropique	1105	1013.6	4.7608	1507,3
4	1105	1100	4.8383	1610,3
4*	1105	684	4.4173	1124,3
4* isentropique	500	530	4.4173	952,00
5	500	524.3	4.3939	945,73

Le débit massique et la pression maximale ont été changés, car le fonctionnement du cycle de Brayton en cascade avec les conditions de fonctionnement du Brayton classique conduit à des températures très élevées à l'entrée de la turbine, qui peut entraîner une déformation des aubes et d'autres contraintes).

Tableau 4.E. Etats ponctuels du cycle de Brayton en cascade : : ($\dot{m}_{air} = 180 \frac{kg}{s}$, $P_{max} = 4775 \text{ kPa}$).

Points	P (kPa)	T (°C)	S (kJ/kg K)	Enthalpie (kJ/kg)
1	500	40	3.4693	438,71
2 isentropique	4775	319.2	3.4693	724,90
2	4775	350	3.5234	757,75
3*	4775	350	3.5234	757,75
2*	4775	350	3.5234	757,75
3	4775	1643	4.8248	2277,3
3 isentropique	500	846.15	4.8248	1310,2
4	500	1100	5.066	1609,8
4*	500	700	4.664	1142,2
2**	4775	550	3.8264	975,70
2***	4775	958.1	4.2879	1444,4
2*** isentropique	500	419.14	4.2879	831,48
5**	500	498.1	4.4049	917,03
5*	500	600	4.5419	1029,6

5	500	501.1	4,4091	920,30
---	-----	-------	--------	--------

Tableau 5.E. Etats ponctuels du cycle combiné (Brayton-Rankine) : ($\dot{m}_{air} = 120 \frac{kg}{s}$, $\dot{m}_{eau} = 25 kg/s$).

Points	P (kPa)	T (°C)	S (kJ/kg K)	Enthalpie (kJ/kg)
1 (air)	500	40	3.4693	438.71
2 isentropique	9000	430.62	3.4693	845.83
2	9000	472.9	3.5625	892.01
3	9000	1441	4.505	2031.6
3 isentropique	1105	760.45	4.505	1211,6
4	1105	833.6	4,5839	1296,0
4 isentropique	500	633.38	4.5839	1066,9
5	500	653.1	4,6081	1089,1
6	5.548	35	0.50513	146.63
7 isentropique	10000	35.259	0.50513	156.67
7	10000	35.74	0.5116	158.66
8	10000	456.6	6,4467	3260,4
8 isentropique	5.548	35	6.4467	1977,5
9	5.548	35	6,8648	2106,4

Tableau 6.E. Performances du système de Brayton en cascade en fonction de la fraction du débit Y.

$Y \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}} \right)$	$\eta_{thermique}(\%)$	$\eta_{totale}(\%)$	$W_{net} (MW)$
0.4	39.68	21.3	54.38
0.5	36.82	19.76	50.46
0.6	33.95	18.23	46.54
0.7	31.1	16.69	42.62
0.8	28.23	15.16	38.7

0.9	25.34	13.60	34.74
-----	-------	-------	-------

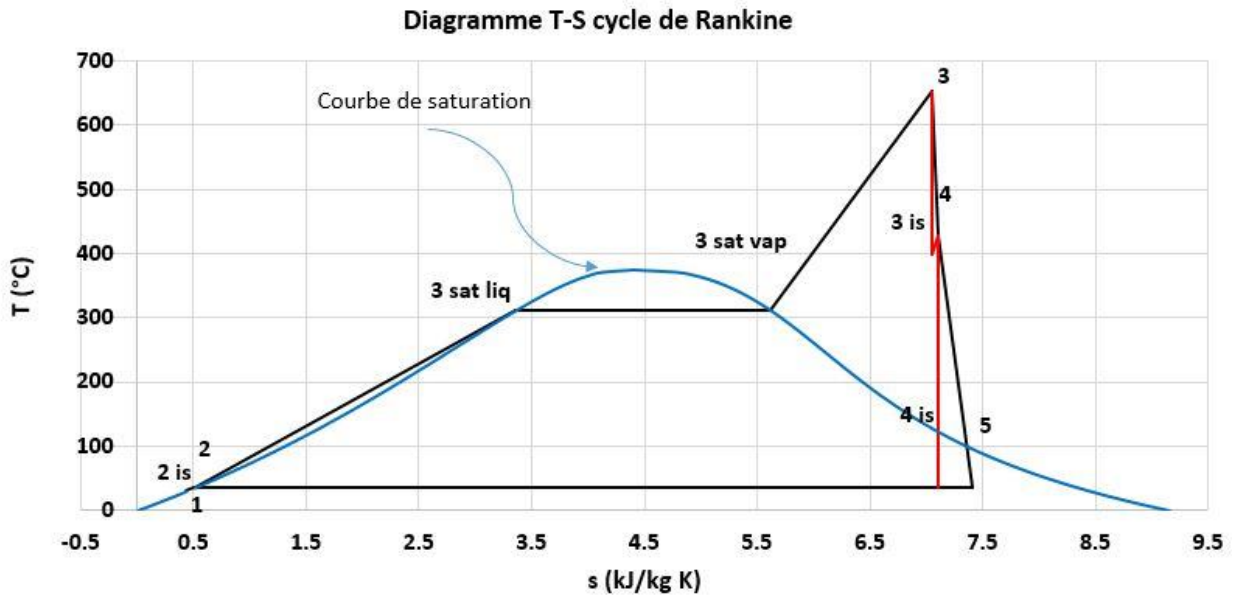


Figure 1.E. Diagramme T-S du cycle de Rankine.

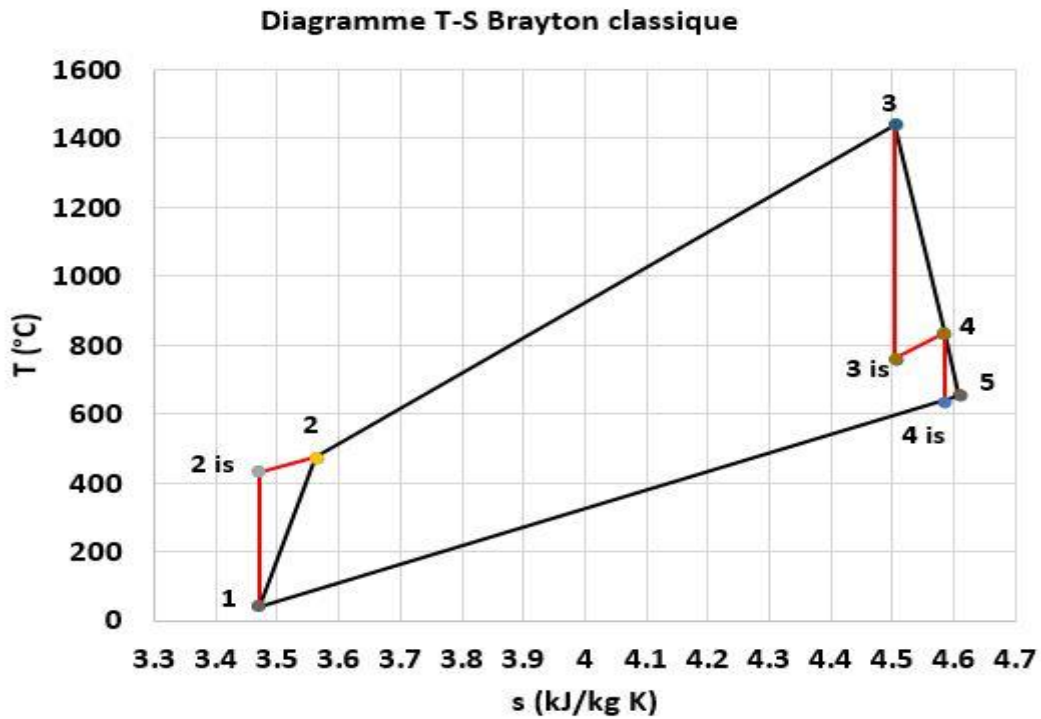


Figure 2.E. Diagramme T-S du cycle de Brayton.

Diagramme T-S cycle combiné (Brayton-Rankine)

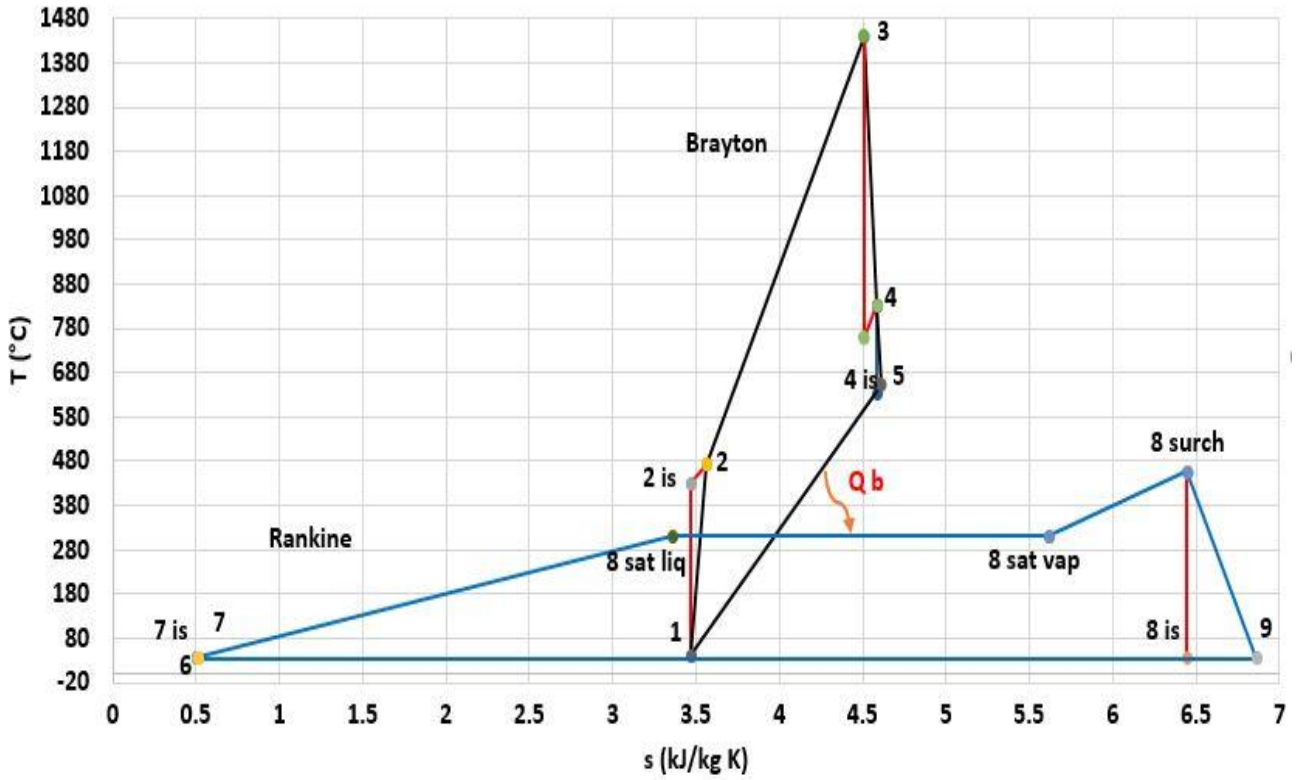


Figure 3.E. Diagramme T-S du cycle combiné (Brayton-Rankine).