

UNIVERSITÉ CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



ECOLE DOCTORALE PHYSIQUE CHIMIE SCIENCES
DE LA TERRE DE L'UNIVERS ET DE L'INGENIEUR

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE DE DAKAR

Année : 2016/2017

N° d'ordre : 117

THESE DE DOCTORAT

Mention : SCIENCES DE L'INGENIEUR

Spécialité : Systèmes Energétiques et Environnement

Présentée par :

Sidi BOUHAMADY

**Titre : Evaluation du potentiel de la technologie solaire
thermodynamique à concentration en climat désertique et
sahélien, cas de la Mauritanie**

Soutenue le 07 Octobre 2017 devant le jury composé de :

Président : Demba SOW	Professeur titulaire, ESP /UCAD
Rapporteur : Mamoudou NDONGO	HDR, Université de Nouakchott Al-Asriya
Rapporteur : Mamadou WADE	Maître de Conférences, EPT
Examineur : Vincent SAMBOU	Maître de Conférences, ESP/UCAD
Examineur : Ababacar THIAM	Maître assistant, UADB
Examineur : Saïdou Moustapha SALL	Maître de Conférences, ESP/UCAD
Directeur de thèse : Dorothé AZILINON	Professeur titulaire, ESP /UCAD
Co-directeur de thèse : El Bah MENNY	HDR, Université de Nouakchott Al-Asriya

REMERCIEMENTS

Deux ans six mois, c'est le temps écoulé entre le début de ma thèse et ma soutenance et peu de choses ont été faciles. Pendant cette période, j'ai rencontré beaucoup de personnes qui, directement ou indirectement, m'ont aidé à avancer dans ma thèse de doctorat..., donc dans ma vie. À ce moment précis, je repense à mon codirecteur de thèse Pr El Hadji Abib NGOM que nous avons perdu le 09/02/2015. Monsieur NGOM, vous avez été pour moi une source de motivation au bon moment, que le bon dieu vous récompense et vous accueille dans son paradis. Avant de remercier les personnes qui m'ont aidé au cours de ma thèse, je tiens à remercier mes enseignants du Secondaire et du Supérieur auprès de qui j'ai beaucoup appris. Je remercie, en particulier, mes enseignants de l'Ecole Polytechnique de Thiès et ceux de l'Ecole Supérieure Polytechnique de Dakar qui m'ont beaucoup accompagné et soutenu dans les moments difficiles de mon parcours universitaire.

Je remercie et exprime ma profonde gratitude à mes directeurs de thèse, Pr Dorothé AZILINON, Pr El Bah MENNY et Dr Ababacar THIAM. Vous avez été complémentaires au cours de ce projet. Pr AZILINON, je vous remercie très sincèrement d'avoir initié ce projet, de m'avoir accordé votre confiance, vous avez toujours été pour moi un papa scientifique et la personne de référence depuis mes premiers pas à l'Ecole Supérieure Polytechnique de Dakar. Professeur, une thèse de doctorat est une relation de « maître à élève ». Je tiens à vous dire que vous avez été un « maître » remarquable et je suis fier d'avoir été votre « élève ». Vous avez été extrêmement présent et vous m'avez appris énormément de choses. Pr MENNY, cette thèse m'a permis de faire votre connaissance et cela a été d'une grande importance durant cette période. Je vous remercie très sincèrement pour votre confiance, votre soutien infaillible et surtout votre disponibilité. Dr THIAM, Je vous remercie très sincèrement pour l'accompagnement et le suivi durant mes travaux de thèse, je vous en suis très reconnaissant.

Je tiens aussi à remercier mes deux rapporteurs, Pr Mamadou NDONGO et Pr Mamoudou WADE ; mon président de jury Pr Demba SOW ; et mes examinateurs Pr Vincent SAMBOU et Pr Saïdou Moustapha SALL pour la lecture attentive de mon manuscrit et pour avoir accepté d'évaluer mon travail. Je vous remercie tous pour les riches discussions que nous avons eues. Merci à tous mes collègues du laboratoire d'Energétique Appliquée (LEA), les enseignants-chercheurs, les chercheurs, les enseignants, les ingénieurs et les doctorants. La liste serait trop longue, mais sachez que vous avez constitué l'environnement favorable au bon déroulement de ma thèse, merci encore.

Remerciements

J'ai du mal à faire dans les sentiments, mais ce remerciement est certainement le plus important. Je remercie, avec une vive émotion cachée derrière ces mots, mes proches qui se reconnaîtront. C'est grâce à vous que j'ai pu arriver au bout de cette aventure humaine

RESUME

Cette thèse porte sur l'évaluation du potentiel de la technologie solaire à concentration en Mauritanie et sur la modélisation numérique d'une microcentrale solaire thermodynamique. Cette microcentrale est composée d'un champ de capteurs linéaires de Fresnel dans lequel circule une huile de synthèse, de deux systèmes de stockage de chaleur sensible et d'un cycle organique de Rankine. L'objectif visé est d'évaluer les performances d'une telle microcentrale et proposer une méthode de pré dimensionnement.

Pour atteindre cet objectif, les travaux ont porté sur cinq critères importants à savoir : les ressources solaires directes normales, la disponibilité des ressources en eau, la topographie du site (latitude, altitude et pente), l'espace foncier disponible et les vitesses de vents extrêmes. L'évaluation de ces critères a permis d'identifier les régions de la Mauritanie favorables pour la technologie CSP. Deux modèles analysant la performance du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale (cycle de Rankine organique) ont été développés à partir des données de la littérature. Le premier étudie et classe les fluides de travail organiques de températures critiques comprises entre 80 °C et 130 °C pour un cycle ORC avec récupérateur. Le second modèle évalue la comparaison des performances énergétique et exergetique d'un cycle de Rankine organique avec et sans récupérateur. Ces deux modèles ont permis de limiter le champ d'étude du cycle de conversion thermodynamique et comparer la performance de celui-ci à des cycles de la littérature.

Le code du modèle ORC développé a été couplé à deux autres codes modélisant le champ de capteurs et le volume de stockage. Ce modèle global a permis, d'une part, le dimensionnement du champ de capteur et du système de stockage et d'autre part, la mise en place d'une méthode de dimensionnement rapide pour ces deux éléments, à l'aide d'abaques.

Les modèles qui ont été développés durant cette thèse sont des outils d'aide au modèle dynamique de capteur linéaire de Fresnel et permettent l'étude des stratégies de contrôle commande de cette microcentrale.

ABSTRACT

This thesis focuses on the evaluation of the potential of solar concentrating technology in Mauritania and on the numerical modeling of a solar micro plant thermodynamic. This microcentral is composed of a field of Fresnel linear sensors in which circulates a synthesis oil, two sensible heat storage systems and an organic Rankine cycle. The aim is to evaluate the performance of such a microcentral and propose a pre-sizing method.

To achieve this goal, the work focused on five important criteria: normal direct solar resources, availability of water resources, site topography (latitude, altitude and slope), available land space and water velocities. extreme winds. The evaluation of these criteria made it possible to identify the regions of Mauritania favorable for the CSP technology. Two models analyzing the performance of the thermodynamic conversion cycle of the micro-central (organic Rankine cycle) were developed from the data of the literature. The first studies and classifies organic working fluids with critical temperatures between 80 ° C and 130 ° C for an ORC cycle with recuperator. The second model evaluates the comparison of the energy and exergy performance of an organic Rankine cycle with and without a recuperator. These two models made it possible to limit the field of study of the thermodynamic conversion cycle and to compare the performance of this one with cycles of the literature.

The code of the developed ORC model was coupled with two other codes modeling the sensor field and the storage volume. This global model allowed, on the one hand, the sizing of the sensor field and the storage system and, on the other hand, the implementation of a rapid sizing method for these two elements using abacuses.

The models that were developed during this thesis are tools to help the dynamic model of Fresnel linear sensor and allow the study of control strategies of this microcentral.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	i
RESUME	iii
ABSTRACT	iv
TABLE DES MATIERES	v
LISTE DES FIGURES	ix
NOMENCLATURE	xiii
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Situation énergétique de la Mauritanie et revue des différentes technologies solaires à concentration.....	5
Introduction	5
1.1. Situation énergétique actuelle de la Mauritanie	5
1.1.1. Stratégie en Matière d'énergies renouvelables en Mauritanie	6
1.1.1.1. Potentiel des ressources d'énergies renouvelables en Mauritanie.....	6
1.2. Solaire thermodynamique à concentration	8
1.2.1. Principe	8
1.2.2. Les centrales solaires thermodynamiques à concentration.....	8
1.2.2.1. Etat de l'art sur les différentes technologies existantes	9
1.2.2.2. Les récepteurs linéaires	12
1.2.3. Stockage de chaleur	13
1.2.4. Cycle de conversion thermodynamique	14
1.2.4.1. Comparaison de performance du cycle ORC/Kalina	15
Conclusion.....	16
Bibliographie	18
Chapitre 2 : Identification des régions favorables à l'implantation des microcentrales solaires à concentration en Mauritanie	21
Introduction	23
2.1. Critères d'évaluation d'un site d'implantation de la technologie solaire CSP	23
2.1.1. La ressource solaire directe normale	24
2.1.2. La disponibilité en eau pour le refroidissement	24
2.1.3. L'espace foncier disponible.....	25
2.1.4. La Topographie du site (latitude, altitude et pente).....	25
2.1.5. Demande en électricité et proximité d'une ligne à haute tension.....	26
2.1.6. Vitesses de vents extrêmes	26

2.2.	Evaluation des différents critères sur le territoire Mauritanien	27
2.2.1.	Evaluation de la ressource solaire directe normale de la Mauritanie	27
2.2.1.1.	Introduction	27
2.2.1.2.	Données solaires disponibles pour la Mauritanie	27
2.2.1.3.	Exploitation et analyse de données du rayonnement direct normal	31
2.2.1.4.	Modèles et méthodes	31
2.2.1.5.	Démarche de réalisation de la cartographie du rayonnement direct normal	33
2.2.1.6.	Résultats	36
2.2.1.7.	Conclusion.....	39
2.2.2.	Evaluation des ressources en eau de la Mauritanie	40
2.2.2.1.	Introduction	40
2.2.2.2.	Méthode de réalisation de la carte du réseau hydrographique	41
2.2.2.3.	Résultats	41
2.2.2.4.	Conclusion.....	48
2.2.3.	Topographie de Mauritanie (latitude, altitude et la pente)	48
2.2.3.1.	Modèles et méthodes	49
2.2.3.2.	Résultats	50
2.2.4.	Evaluation des vitesses de vents en Mauritanie	51
2.2.4.1.	Modèles et Méthodes.....	51
2.2.4.2.	Résultats	52
2.2.5.	Synthèses de travaux	53
2.2.6.	Conclusion.....	55
	Bibliographe	57
	Chapitre 3 : Caractéristiques du site d’implantation et choix technologique de la microcentrale	61
	Introduction	57
3.1.	Objectifs et motivation	57
3.2.	Caractéristiques du site d’implantation	57
3.3.	Choix technologique des éléments de la microcentrale	58
3.4.	Exigence et stratégie de production de la μ -centrale	59
3.5.	Revue de μ -centrales solaires CSP existantes à travers le monde	61
3.5.1.	Sun2Power.....	65
3.5.2.	STG Lesotho.....	66

3.6.	La microcentrale à modéliser	67
	Conclusion.....	69
	Bibliographie	70
	Chapitre 4 : Etude du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale à modéliser : Cycle de Rankine Organique	75
	Introduction	76
4.1.	Le cycle de Rankine organique	76
4.1.1.	Les ORCs d'aujourd'hui.....	76
4.1.2.	Différentes configurations du cycle ORC	77
4.2.	Sélection de fluides de travail.....	79
4.2.1.	Introduction	79
4.2.2.	Etat d'art des fluides de travail.....	80
4.2.3.	Matériels et méthodes	82
4.2.4.	Bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides retenus	85
4.2.5.	Modélisation thermodynamique du cycle ORC	86
4.2.5.	Hypothèses	89
4.2.6.	Résultats et discussions	89
4.2.7.	Conclusion.....	98
4.3.	Comparaison de performances du cycle ORC avec et sans récupérateur	98
4.3.1.	Description du système et choix du fluide de travail	99
4.3.2.	Modèle thermodynamique du cycle ORC avec et sans récupérateur	100
4.3.3.	Résultats et discussion.....	101
4.3.4.	Optimisation du rendement énergétique et exergetique avec et sans récupérateur 104	
4.3.5.	Conclusion.....	107
4.4.	Modélisation et simulation de différents éléments de la machine ORC	108
4.4.1.	Modélisation de la micro turbine.....	108
4.4.2.	Modélisation de la pompe	109
4.4.3.	Modélisation de l'évaporateur	109
4.4.4.	Modélisation de l'échangeur récupérateur	110
4.4.5.	Modélisation de l'échangeur condenseur	111
4.4.6.	Performance du cycle global	111
4.4.7.	Résultats	111
	Conclusion.....	117

Bibliographie	118
Chapitre 5 : Modélisation de la microcentrale : Pré dimensionnement	123
Introduction	120
5.1. Le modèle de la microcentrale de cette étude	120
5.2. Modélisation du champ de capteur	121
5.3. Modèle optique du concentrateur	121
5.4. Modèle thermique du récepteur linéaire	122
5.4.1. Modélisation du fluide caloporteur	122
5.5. Modélisation du cycle de Rankine organique	123
5.6. Modèle global de la microcentrale	124
5.7. Résultats	127
Conclusion	133
Bibliographie	135
CONCLUSION GENERALE	136

LISTE DES FIGURES

<i>Figure 1.1 : Capacité électrique installée en 2013 (MW) (SOMELEC)</i>	5
<i>Figure 1.2 : Principe du procédé solaire thermodynamique</i>	8
<i>Figure 1.3 : Différentes technologies du procédé solaire thermodynamique</i>	9
<i>Figure 1.4 : Technologie de récepteurs linéaires les plus utilisés</i>	12
<i>Figure 1.5 : Technologies en fonction de la température de la source chaude</i>	17
<i>Figure 2.1 : Critères évaluant un site d'implantation d'une centrale solaire CSP</i>	23
<i>Figure 2.2 : Carte d'altitude de la Mauritanie</i>	33
<i>Figure 2.3 : Nombre de répétition du rayonnement direct normal sur toute la carte</i>	34
<i>Figure 2.4 : Organigramme de la réalisation de la carte du rayonnement</i>	35
<i>Figure 2.5 : Carte du rayonnement direct normal</i>	36
<i>Figure 2.6 : Régions bénéficiant d'un rayonnement direct supérieur à 1800 kWh.m⁻².an⁻¹</i>	37
<i>Figure 2.7 : Répartition zonale d'un rayonnement direct sur toute la carte</i>	38
<i>Figure 2.8 : Répartition du DNI sur le territoire Mauritanie</i>	39
<i>Figure 2.9 : carte du réseau hydrographique</i>	42
<i>Figure 2.10 : Histogramme des pluies annuelles enregistrées dans quelques stations</i>	43
<i>Figure 2.11 : Carte pluviométrique pour l'année 2010</i>	43
<i>Figure 2.12-Organigramme de flux d'étapes de délimitation et du calcul des bassins versants</i>	45
<i>Figure 2.13 : Topographie de la zone d'intervention 'Elévation'</i>	45
<i>Figure 2.14 : Courbes de niveau de la zone d'intervention</i>	46
<i>Figure 2.15 : Localisation de la zone des bassins versants du site</i>	46
<i>Figure 2.16 : délimitation des bassins versants de la zone d'intervention</i>	47
<i>Figure 2.17 : Organigramme de flux d'étapes de réalisation de la carte de relief</i>	49
<i>Figure 2.18 : Répartition du relief sur le territoire Mauritanien</i>	50
<i>Figure 2.19 : Illustration de vents du désert de Mauritanie</i>	51
<i>Figure 2.20 : Organigramme de réalisation de la carte de vitesse de vent</i>	52
<i>Figure 2.21 : Carte de vitesse de vent de Mauritanie</i>	52
<i>Figure 3.1 : Illustration de la première stratégie de fonctionnement</i>	60
<i>Figure 3.2 : Illustration de la deuxième stratégie de fonctionnement</i>	61
<i>Figure 3.3 : microcentrale Sun2Power de 2,5 kW utilisant des capteurs cylindro-paraboliques et une machine ORC</i>	65
<i>Figure 3.4 : Microcentrale STG Lesotho de 3 kW utilisant des capteurs cylindro-paraboliques et une machine ORC</i>	66
<i>Figure 3.5 : Technologies des machines de détente pour trois applications cibles [30]</i>	67

Figure 3. 6 : microcentrale à modéliser pour l'étude	69
Figure 4.1 : Cycle ORC sans récupérateur.....	77
Figure 4.2 : Cycle ORC avec récupérateur.....	77
Figure 4.3 : Diagramme T-s sans récupérateur.....	78
Figure 4.4 : Diagramme T-s avec récupérateur	78
Figure 4. 5 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC [11]	79
Figure 4. 6 : Sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [27]	81
Figure 4.7 : Système ORC de l'étude	82
Figure 4.8 : Diagramme T-s du système ORC	82
.....	84
Figure 4.9 : Méthodologie de sélection d'un fluide de travail.....	84
Figure 4.10 : Débit volumique vs la température d'entrée pour divers fluides de travail	90
Figure 4.11 : Rendement thermique vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail	91
Figure 4.12 : Rendement exergetique vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail..	92
Figure 4.13 : Exergie de chaque composant pour divers fluides de travail	93
Figure 4.14 : Exergie de chaque composant pour fluides de travail R152a.....	93
Figure 4.15 : Irréversibilité totale vs la température d'entrée pour divers fluides de travail .	94
Figure 4.16 : Irréversibilité totale vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail	94
Figure 4.17 : Variation du débit de masse vs de la température d'entrée de la μ -turbine	95
Figure 4.19 : Evolution du débit masse et le rendement thermique vs de la température d'entrée de la μ -turbine.....	102
Figure 4.20 : Puissance thermique de source chaude vs température d'entrée μ -turbine sans et avec récupérateur.....	102
Figure 4.21 : Rendement thermique vs la température d'entrée de la μ -turbine sans et avec récupérateur	103
Figure 4.22 : Rendement exergetique vs la température d'entrée de la μ -turbine sans et avec récupérateur	103
Figure 4.23 : Débit d'irréversibilité vs la température d'entrée de la μ -turbine avec et sans récupérateur	104
Figure 4.24 : Exergie de chaque composant vs la température d'entrée de la μ -turbine.....	104
Figure 4.25 : Résultats d'optimisation du rendement exergetique avec et sans récupérateur	106
Figure 4.27 : Rendement thermique du cycle ORC vs la température d'évaporation.....	113
Figure 4.28 : Débit de volume de la micro turbine vs la température d'évaporation	113

<i>Figure 4.29 : Surface d'échange de l'évaporateur vs la température d'évaporation.....</i>	<i>114</i>
<i>Figure 4.30 : Surface d'échange de l'évaporateur vs la température d'évaporation.....</i>	<i>115</i>
<i>Figure 4.31 : Efficacité de l'échangeur vs la température d'évaporation.....</i>	<i>115</i>
<i>Figure 4.32 : Puissance produite vs la température d'évaporation</i>	<i>116</i>
<i>Figure 5.1 : Schéma du cycle ORC de ce modèle</i>	<i>124</i>
<i>Figure 5.3. Surface du champ de capteur vs le volume de stockage.....</i>	<i>129</i>
<i>Figure 5.4. Surface du champ vs le débit du cycle ORC</i>	<i>129</i>
<i>Figure 5.5 : Rendement global vs la température de sortie du récepteur</i>	<i>130</i>
<i>Figure 5.6. Performances de la microcentrale vs la température de sortie du récepteur</i>	<i>131</i>
<i>Figure 5.7. Influence de la température ambiante sur la performance globale de la microcentrale.....</i>	<i>131</i>
<i>Figure 5.8 : Influence de la pression d'entrée de la turbine sur l performance du modèle global.....</i>	<i>132</i>
<i>Figure 5.9 : Optimisation de la surface du champ de capteur.....</i>	<i>133</i>
<i>Figure 5.10 : Optimisation du débit volumique de sortie de la turbine</i>	<i>133</i>

LISTE DE TABLEAUX

<i>Tableau 1.1 : Ordre de grandeur des systèmes de stockage de chaleur</i>	<i>14</i>
<i>Tableau 2.1 : comparaison des différentes bases de données disponibles</i>	<i>30</i>
<i>Tableau 2.2 : Répartition du DNI sur le territoire Mauritanien</i>	<i>39</i>
<i>Tableau 2.3 : Caractéristiques physiques de bassins</i>	<i>47</i>
<i>Tableau 2.4 : Identification des régions favorables</i>	<i>54</i>
<i>Tableau 3.1 : microcentrales solaires CSP existantes</i>	<i>63</i>
<i>Tableau 4.1. Caractéristiques physiques des fluides de travail retenus</i>	<i>83</i>
<i>Tableau 4.2 : Classification ASHARAE des fluides de travail retenus Facão et al, [35]</i>	<i>83</i>
<i>Tableau 4.4 : Comparaison des performances des différents fluides de travail pour une puissance de 3 kW.</i>	<i>89</i>
<i>Tableau 4.5 : Synthèse de la sélection du fluide de travail optimal.....</i>	<i>97</i>
<i>Tableau 4-6 : Résultats de simulation pour les différents fluides de travail.....</i>	<i>112</i>
<i>Tableau 5.1 : Facteur de correction du rendement optique du capteur NOVA-1.....</i>	<i>122</i>
<i>Tableau 5-2 : Résultats de simulation pour le pré-dimensionnement.....</i>	<i>128</i>

Acronymes

CSP	CONCENTRATING SOLAR POWER
DNI	Rayonnement direct normal
SRTM	Shuttle Radar Topography Mission_
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NASA	National Aeronautics and Space Administration
ORC	Organic Rankine Cycle
ODP	Potentiel d'appauvrissement de l'ozone
GWP	Potentiel de réchauffement global
E.E.S	Engineering Equation Solver
CP	Technologie Cylindro-parabolique
CT	Technologie de centrale à tours
LF	Technologie Linéaire de Fresnel
MC	Machine à combustion
PR	Rapport de pression
R	Rankine

Lettres latines

Symbole	Désignation	Unité
S	Superficie	m^2
A	Superficie de la zone jaune	m^2
V_m	Vitesse moyenne de vents	m/s
T	Température	$^{\circ}C$
P	Pression	kPa
h	Enthalpie massique	kJ/kg
s	Enthropie massique	kJ/kg. $^{\circ}C$
\dot{m}	Débit de masse	kg/s
\dot{W}	Puissance	kW
W	travail mécanique	kJ
\dot{Q}	Puissance thermique	kW
\dot{V}	Débit de volume à la sortie de la turbine	m^3/h
I	Débit d'irreversibilité	kW
r	rapport du volume interne de la turbine	-
U_g	Coefficient d'échange global	kW. m^{-2} . $^{\circ}C^{-1}$

Nomenclature

U_c	coefficient de transfert thermique par convection	$\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
d	Diamètre hydraulique	mm
Nu	Nombre de Nusselt coté fluide froid et fluide chaud	-
NUT	Nombre d'unité de transfert	-
q_t	Débit thermique unitaire coté froid et chaud	$\text{Kg/s} \cdot ^\circ\text{C}$
C_p	Capacité calorifique massique	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
E	Efficacité thermique de l'échangeur	-
R	rapport des débits thermiques unitaires	-
K	Facteur de corrections longitudinal	$W \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-2}$
P_{loss}	Puissance thermique dissipée par le récepteur	kW/m^2
ΔT	Ecart de température	$^\circ\text{C}$
p_{in}	Point de pincement du condenseur	$^\circ\text{C}$
V	Volume	m^3
Δt	Temps	h
$\dot{m}_{fc,ev}$	Débit du fluide caloporteur circulant dans l'évaporateur	m/s
Q_{th}	Puissance thermique transportée par le fluide caloporteur	kW
E_{elec}	Energie électrique produite par la microcentrale	kWh

Lettres grecs

η	Rendement thermique	-
λ	Conductivité thermique	$W \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	masse volumique	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
I	rendement thermique du cycle ORC	-
II	rendement exergétique du cycle ORC	-
Θ	l'angle de correction de facteur du rendement du capteur	$^\circ\text{C}$
\perp	Transversal	-
//	Longitudinal	-

Indices

e	l'entrée d'un volume de control
s	la sortie d'un volume de control
p	la pompe

Nomenclature

<i>t</i>	la turbine
<i>ev</i>	l'évaporateur
<i>co</i>	condenseur
<i>re</i>	récupérateur
<i>o</i>	température de référence
<i>c</i>	température de la source froide
<i>h</i>	température de la source chaude
<i>is</i>	Isentropique
<i>tot</i>	total
<i>mt</i>	rendement mécanique de turbine
<i>vc</i>	volume machine constant
<i>in</i>	interne
<i>em</i>	rendement électromagnétique de l'alternateur
<i>c</i>	fluide chaud
<i>f</i>	fluide froid
<i>min</i>	débit thermique unitaire minimal
<i>fs</i>	la sortie du fluide froid
<i>fe</i>	l'entrée du fluide froid
<i>cs</i>	la sortie du fluide chaud
<i>ce</i>	l'entrée du fluide chaud
<i>cv</i>	la consommation du ventilateur du condenseur
<i>opt</i>	rendement optique du champ de capteur
<i>th</i>	puissance thermique du fluide caloporteur
<i>j</i>	superficie jaune
<i>r</i>	superficie rouge
<i>v</i>	superficie verte
<i>cri</i>	état critique
<i>ca</i>	champ de capteur
<i>fc</i>	fluide caloporteur
<i>entrant</i>	débit volumique du fluide caloporteur entrant dans le stocke chaud
<i>sortant</i>	débit volumique du fluide caloporteur circulant dans l'évaporateur
<i>stocke</i>	volume du fluide caloporteur dans le stocke
<i>ens</i>	temps d'ensoleillement
<i>des</i>	temps de déstockage
<i>pr</i>	temps de production d'électricité
<i>gl</i>	rendement global de la microcentrale

Introduction générale

Selon l'Agence Internationale pour les Énergies Renouvelables, entre 2000 et 2013, la part des énergies fossiles importées (fuel lourd) dans la consommation d'énergie électrique en Mauritanie est de 77 %. Le reste provient des ressources locales, renouvelables (hydraulique, biomasse, solaire et éolien) [IRENA \[6\]](#). Ces importations font de la Mauritanie un pays importateur du pétrole. Elles permettent de répondre à la demande en énergie électrique de grands centres urbains du pays (Nouakchott et Nouadhibou) avec des moyennes de production fiables. Ces importations et ces moyens de production très chers pèsent sur l'économie nationale. De plus, les centrales thermiques exploitant ces énergies fossiles émettent du CO₂, du dioxyde de soufre (SO₂) et des oxydes d'azote (NO_x) dont l'impact sur l'environnement a largement été démontré (COP21 et COP22). Outre, ces aspects économiques et environnementaux, cette dépendance énergétique, due à ces importations, fragilise le secteur de l'énergie de la Mauritanie, puisqu'ils sont soumis aux aléas extérieurs (possible rupture de la chaîne d'approvisionnement, augmentation des coûts de la ressource et du transport).

En 2013 les ressources renouvelables exploitées en Mauritanie représentent 23 % dont 12 % hydro-électrique 8 % solaire photovoltaïque et 3 % éolienne. L'hydro-électrique est utilisée pour alimenter la région de Trarza et une partie de la région de Nouakchott. Le solaire photovoltaïque et l'éolienne sont utilisées également à Nouakchott, à Zouerate et à Nouadhibou. En 2015, la puissance installée cumulée des centrales photovoltaïque et éolienne raccordée au réseau a atteint 45 MW, soit 15 % de l'énergie électrique totale produite d'origine renouvelable (solaire et éolienne).

D'après le Ministère du Pétrole, de l'Énergie et de Mines de la Mauritanie, le taux d'électrification rural est de 3.9 % en 2015 [MPEM \[4\]](#). Face à ce constat, on observe que plus de 90 % de populations rurales en Mauritanie n'ont pas accès à l'électricité et pourtant leurs besoins en énergie électrique sont une réalité dans leur existence quotidienne : l'accès à l'information, les moyens de communication sont des nécessités de plus en plus présentes dans le développement des activités économiques locales. L'électricité est également un besoin identifié pour les dispensaires donnant accès aux soins médicaux, à la scolarisation et à la formation dans les centres dédiés.

Le faible taux d'électrification en zone rurale en Mauritanie pouvait se justifier par l'éloignement des grands centres urbains (Nouakchott et Nouadhibou) en raison de différents facteurs géographiques et une importante population rurale dispersée à travers le pays.

Face à ces difficultés présentes et futures, il y a une volonté de la part de l'État Mauritanien et appuyée par le Programme des Nations Unies pour le Développement (PNUD) d'amorcer une transition énergétique de la Mauritanie vers son autosuffisance. Cela passe par la maîtrise de l'énergie et un mix d'énergies renouvelables sécurisé par des moyens de production « fossiles » offrant un appoint lorsque les ressources locales sont insuffisantes.

Cette transition énergétique permet et permettra la réduction des effets néfastes des énergies fossiles sur l'environnement, la diminution de la facture pétrolière et surtout augmenter les taux d'électrification urbain et rural en exploitant ces ressources d'énergies locales (renouvelable).

L'Agence Internationale pour les Énergies Renouvelables, estime que la Mauritanie possède des potentialités importantes de ressources d'énergies renouvelables. Ces ressources se reposent essentiellement sur l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie hydroélectrique et la biomasse. Parmi toutes ces ressources renouvelables l'énergie solaire a cependant le potentiel le plus élevé et disponible sur tout le territoire Mauritanien [IRENA \[6\]](#), contrairement aux ressources éoliennes et hydroélectriques qui sont limitées et localisées pour certaines zones. Selon [SolarGis](#), la Mauritanie possède un ensoleillement direct normal et global horizontal moyen de 2000 kWh/m²/an et 2300 kWh/m²/an respectivement. Cela justifie que l'énergie solaire constitue une bonne alternative pour accroître l'accès à l'électricité en Mauritanie ce qui va de pair avec la politique de transition énergétique envisagée par le pouvoir public Mauritanien.

Deux technologies de production d'électricité à partir de l'énergie solaire existent. En plus du procédé photovoltaïque, le solaire thermodynamique à concentration est un autre procédé pour produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Très brièvement, son principe est de concentrer la composante directe du rayonnement solaire pour générer une source de chaleur à haute température. Puis, d'utiliser la différence de température entre cette source de chaleur et l'environnement ambiant pour faire fonctionner une machine thermodynamique. Cette machine, couplée à un alternateur, produit l'électricité. L'avantage de ce procédé est de pouvoir disposer un système de stockage thermique moins onéreux que le stockage dans les batteries et offre une possibilité d'hybridation. Ce procédé est exploité dans certaines régions désertiques du globe (Sud-Ouest des États-Unis, Sud de l'Espagne, Australie...) où elle présente de bons rendements en raison du fort ensoleillement direct reçu et de la faible variabilité de ce rayonnement. La condition première pour exploiter, de façon économiquement rentable, ce type de technologie est d'avoir un ensoleillement direct normal annuel suffisant. [Breyer et al, \[9\]](#) estime que le seuil minimum peut être de 1800 kWh.m⁻².an⁻¹ pour les technologies les moins onéreuses.

Cette thèse porte sur l'évaluation du potentiel des technologies solaires thermodynamiques à concentration sur la Mauritanie. Sa problématique se focalise sur deux grands points, le premier est de savoir à quel point la Mauritanie est favorable pour l'implantation des centrales solaires thermodynamiques à concentration ? Le second est de modéliser et dimensionner une microcentrale solaire CSP fonctionnant dans une zone rurale favorable à l'aide d'un modèle numérique. Ce dernier point a été établi dans une perspective de répondre aux besoins prioritaires en énergie électrique de populations rurales en Mauritanie se trouvant dans des sites isolés (alimentation des postes de santé, les écoles, le pompage solaire et les bureaux administratifs ect).

Afin de répondre à cette problématique plusieurs études ont été réalisées :

- Un état de l'art de la situation énergétique de la Mauritanie ([chapitre 1](#)), comprenant une courte historique d'utilisation des énergies fossiles et une présentation exhaustive des différentes ressources d'énergies renouvelables du pays, puis la mise en exergue du potentiel de l'énergie solaire important disponible.

Cet état de l'art est complété par un travail de recherche qualitative sur les différentes solutions technologiques potentiellement utilisées dans le domaine du solaire thermodynamique à concentration notamment : Capteurs solaires, stockage de l'énergie thermique et les cycles de conversion thermodynamique. Cette étude permet de comparer la performance des différentes technologies, leurs adaptations réelles aux spécificités des besoins de cette première étude, puis contribué à l'orientation et l'évolution des choix technologiques pour les futures études.

- Les études techniques et scientifiques commençant par une étude d'identification des régions favorables à l'implantation de centrales solaires thermodynamiques en Mauritanie ([chapitre 2](#)). Pour cela cinq critères dont la ressource solaire directe normale, les ressources en eau, la topographie de la Mauritanie, les vitesses des vents et l'espace foncier occupé par une centrale solaire CSP ont été évalués sur tout le territoire Mauritanien à partir de données satellitaires et mesures.
- Le troisième chapitre présente, tout d'abord, les objectifs, les motivations de ce travail de thèse et le choix du site d'implantation de la microcentrale, puis énumère quinze microcentrales expérimentales aidant à faire le choix des technologies, de la configuration et de la stratégie de production de de la microcentrale à modéliser tout en analysant les contraintes locales et les exigences des charges connectées à la microcentrale.
- Le quatrième chapitre est consacré à l'étude du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale. Il analyse les différentes configurations du cycle organique de Rankine et

fait la sélection des fluides de travail à basse température. Il présente ensuite, les différents modèles mathématiques des composants aidant à faire leur dimensionnement. Le chapitre se termine par une optimisation de quelque paramètre du modèle.

- Le dernier chapitre s'intéresse à une étude de pré dimensionnement, basé sur des modèles physiques, des différents sous-systèmes de la microcentrale. Cette étude a permis de d'évaluer et de dimensionner les composants clés et les performances énergétiques de la microcentrale suivant la stratégie de fonctionnement retenue. Le champ de capteurs solaires et le volume de stockage thermique assurant une autonomie de 1 h à 5 h, ont été déterminés et pré optimisés par la méthode de Brent.

**Chapitre 1 : Situation énergétique de la Mauritanie et revue des
différentes technologies solaires à concentration**

Introduction

Ce chapitre présente un état de l'art de la situation énergétique de la Mauritanie et en particulier le potentiel et l'intégration des énergies renouvelables. Une revue détaillée des différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques à concentration est discutée aidant ainsi au choix technologiques des différents composants de la microcentrale à modéliser.

1.1.Situation énergétique actuelle de la Mauritanie

L'énergie est reconnue explicitement comme une priorité pour le développement du pays et constitue un élément-clé des principaux thèmes du document de stratégie de réduction de la pauvreté (DSRP) publié par le gouvernement [1, 2, 3].

L'accès aux services énergétiques reste limité en Mauritanie en raison de différents facteurs géographiques tels que l'étalement des grands centres urbains (Nouakchott et Nouadhibou) et une importante population rurale disséminée à travers le pays. Le pourcentage de ménages connectés au réseau électrique est passé de 18 % en 2000 à 34 % en 2013 [4].

La demande d'électricité progresse de 10 % par an, principalement sous l'impulsion des besoins de l'industrie, mais aussi du fait de la hausse de la demande des ménages. La capacité actuelle de production installée est d'environ 350 mégawatts (MW), 77 % repose sur le fuel lourd (heavy fuel oil, HFO) et 23 % de sources d'énergie renouvelable dont 12 % d'hydro-électricité (figure 1.1). Dans un scénario de « forte croissance » pour le secteur de l'électricité, la demande reliée au réseau (hors activités minières) devrait augmenter de 450 % entre 2012 et 2030 [5]. Ces prévisions indiquent clairement la nécessité de politiques solides pour guider l'expansion future des capacités.

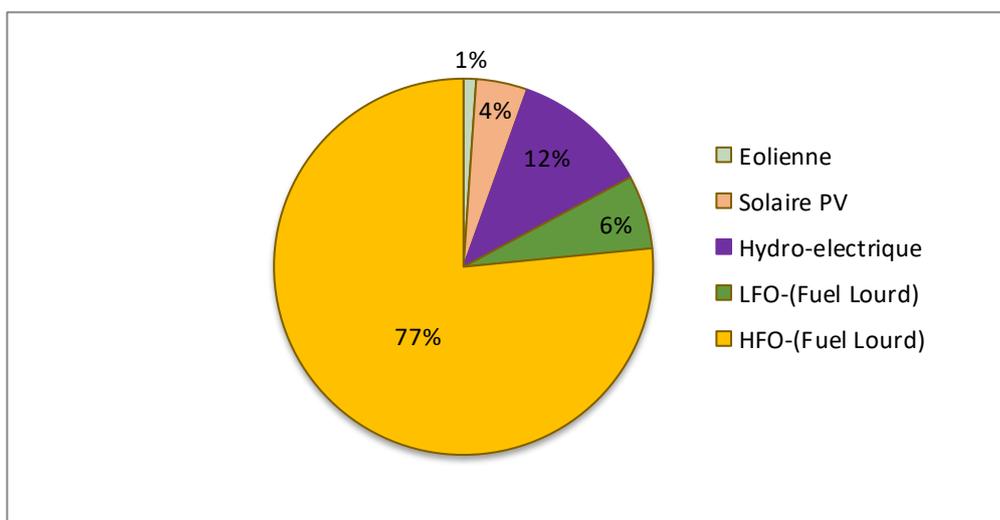


Figure 1.1 : Capacité électrique installée en 2013 (MW) (SOMELEC)

Les investissements prévus pour renforcer la capacité énergétique nationale, y compris plusieurs nouveaux projets éoliens et solaires, permettraient d'augmenter la contribution des énergies renouvelables à 36 % d'ici à 2020 et à 41 % d'ici à 2030. Ces chiffres n'incluent cependant pas la demande du secteur minier, qui est généralement hors réseau (du fait de l'éloignement des sites de production) et qui devrait représenter les trois quarts de la demande totale en électricité d'ici à 2025. Si l'on inclut les activités minières, l'augmentation de la demande totale pourrait approcher les 600 % d'ici à 2030 de la capacité actuelle [5].

1.1.1. Stratégie en Matière d'énergies renouvelables en Mauritanie

Jusqu'à présent, les options en matière des énergies renouvelables ont été développées de manière ad hoc en Mauritanie. Il en résulte une politique en matière des énergies renouvelables fondée sur des projets, qui a encouragé le développement de deux grands projets dans le pays : une centrale solaire photovoltaïque de 15 MW, inaugurée en 2013, et un projet éolien de 30 MW à Nouakchott, dont la construction a débuté en 2014. Cette politique axée sur les projets a contribué à lancer le déploiement des énergies renouvelables dans le pays, pour des utilisations sur le réseau comme en dehors du réseau. Ces projets ont eu comme impact en 2015 d'augmenter la part des énergies renouvelables à 27 % avec l'hydroélectricité et 14 % sans l'hydroélectricité. Le taux d'énergie solaire photovoltaïque est à 8 % et celui de l'énergie éolienne à 6 %. Malgré ces projets optimistes le taux d'intégration des énergies renouvelables reste faible, pour un pays où le potentiel de ces ressources est important sur l'ensemble du territoire [6].

1.1.1.1. Potentiel des ressources d'énergies renouvelables en Mauritanie

La Mauritanie compte différentes sources d'énergies renouvelables. Ces ressources ne sont que partiellement exploitées et reposent essentiellement sur l'énergie solaire, l'énergie éolienne, l'énergie hydroélectrique et la biomasse. Selon SolarGis, le potentiel solaire de la Mauritanie est estimé à 2000 - 2 300 kWh/m²/an, les mesures de rayonnement les plus faibles correspondant aux ressources solaires les plus élevées en Europe méridionale. Pour l'éolien, les valeurs sont toutes aussi acceptables mais elles sont plus localisées autour des zones côtières, avec une vitesse de pointe des vents pouvant atteindre 8 m/s dans la région de Nouadhibou et des moyennes nationales variant de 3 à 4 m/s [6]. Les ressources en eau permettant la production d'énergie électrique par la voie hydraulique sont très limitées. Cependant la seule ressource disponible est partiellement exploitée par l'OMVS contribue de 14 % de la capacité installée en 2015. La biomasse continue toujours à être utilisée principalement sous sa forme

traditionnelle, mais elle pourrait répondre à de nombreux besoins énergétiques moyennant une gestion prudente dans un contexte marqué par la désertification locale.

Ces potentiels de ressources indiquent que les sources des énergies renouvelables peuvent être compétitives face à l'électricité produite à base de fuel lourd dans la plupart des régions, moyennant un équilibrage de la charge pour tenir compte des fluctuations dans la production.

Parmi toutes ces ressources renouvelables l'énergie solaire est la ressource la plus compétitive et disponible sur tout le territoire Mauritanien [6], contrairement aux ressources éoliennes et hydroélectriques qui sont limitées et localisées pour certaines zones.

L'électricité d'origine solaire actuellement produite en Mauritanie provient de diverses centrales photovoltaïques. En plus de la technologie photovoltaïque, le procédé solaire thermodynamique à concentration est une autre option permettant la production de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Selon les travaux de [Kuo et al, \[7\]](#) et [Hong et al, \[8\]](#), La technologie solaire CSP est moins onéreuse que le solaire photovoltaïque. Cette technologie est principalement destinée aux pays à fort ensoleillement supérieur à $1800 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ [Breyer et al, \[9\]](#). Elle se démarque des centrales photovoltaïques par la possibilité de lisser plus facilement la production grâce à un stockage thermique tampon, moins onéreux que les systèmes de batteries. L'autre avantage du procédé solaire thermodynamique est l'hybridation. Cette technique consiste à associer une centrale solaire à une autre source de chaleur issue d'une énergie fossile ou de la biomasse, garantissant ainsi une production continue. Cela peut déboucher sur des systèmes de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur) qui peuvent améliorer la rentabilité des projets. L'hybridation permet ainsi de disposer de capacités fermes, prédictibles, et non uniquement relatives, reposant sur le taux et la qualité de l'ensoleillement.

Nos travaux traitent précisément ce procédé pour le cas de la Mauritanie et la problématique se résume dans la question suivante :

Est-ce que le procédé solaire thermodynamique à concentration, qui est largement exploité dans des climats désertiques, est applicable à la Mauritanie, et si oui dans quelle mesure ?

1.2. Solaire thermodynamique à concentration

1.2.1. Principe

Le solaire thermodynamique - aussi connu sous le nom de CSP (Concentrated Solar Power) - désigne l'ensemble des techniques visant à transformer l'énergie du rayonnement direct en chaleur, puis à convertir cette chaleur en énergie mécanique et électrique au moyen d'un cycle thermodynamique moteur couplé à une génératrice électrique. Le schéma de principe du ce procédé est représenté sur la [figure 1.2](#).

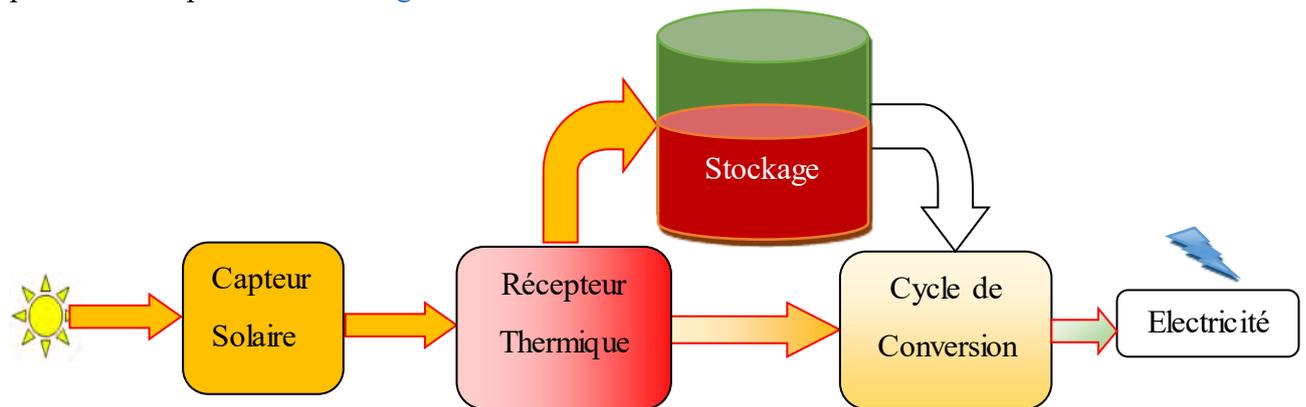


Figure 1.2 : Principe du procédé solaire thermodynamique

1.2.2. Les centrales solaires thermodynamiques à concentration

Une centrale solaire thermodynamique à concentration est composée d'un champ de capteurs solaires, d'une machine thermodynamique et d'un système de stockage de chaleur.

Un capteur solaire à concentration est composé de miroirs et d'un récepteur. Les miroirs captent et concentrent le rayonnement solaire direct sur le récepteur à chaque position du Soleil. Le récepteur est constitué d'un élément, de grande capacité d'absorption de chaleur, appelé absorbeur à l'intérieur duquel circule un fluide caloporteur. Cet élément absorbe la majorité du rayonnement directe concentré. La puissance thermique absorbée est ensuite transmise, en grande partie, au fluide caloporteur et le reste à l'environnement. Cette puissance, d'origine solaire, est certainement instable en raison de la variabilité du rayonnement direct qui la provoque. Pour ne pas subir cette variabilité, il est toutefois, possible d'emmagasiner la chaleur produite dans un système de stockage afin qu'elle soit restituée plus tard de façon continue au cycle thermodynamique.

La puissance thermique restituée par le stock ou fournie par le champ solaire est reçue soit par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur soit directement dans la turbine. Une partie de cette

puissance est transmise au fluide de travail du cycle. Ce dernier se vaporise puis se détend à travers une turbine et sa puissance thermique est ainsi convertie en puissance mécanique entraînant la génératrice électrique pour produire l'électricité. A la sortie de la turbine la vapeur est dirigée vers le condenseur où elle se condense. Le liquide disponible est ensuite réinjecté à l'évaporateur par la pompe pour recommencer un nouveau cycle.

1.2.2.1. Etat de l'art sur les différentes technologies existantes

a. Les concentrateurs ou les capteurs

Les quatre grandes technologies les plus utilisées actuellement dans le domaine du solaire thermodynamique sont présentées à la [figure 1.3](#). Ces technologies sont énumérées comme suit :

- ✚ la centrale à tour,
- ✚ le capteur linéaire de Fresnel,
- ✚ le capteur parabolique,
- ✚ le capteur cylindro-parabolique,

[Philibert \[10\]](#), [Gupta et al, \[11\]](#) et [Baharoon et al, \[12\]](#) proposent une revue détaillée de ces procédés et de leurs perspectives de développement. Néanmoins, une brève revue de ces technologies est présentée ci-après.

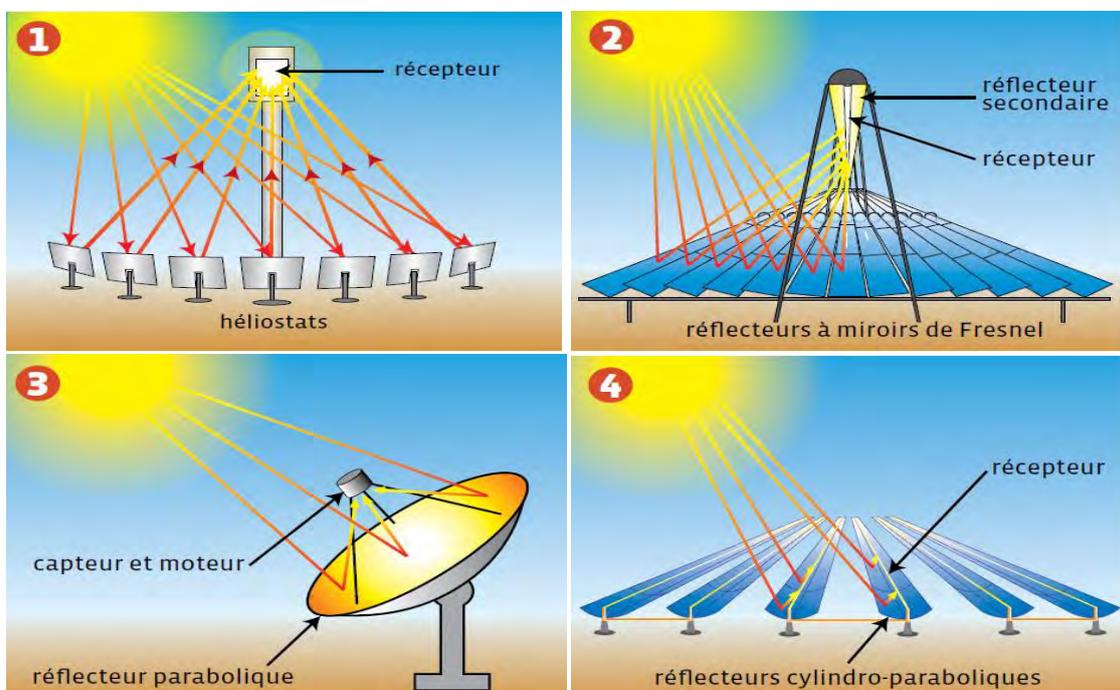


Figure 1.3 : Différentes technologies du procédé solaire thermodynamique

La performance de ces différentes technologies se caractérise par le facteur (ou taux) de concentration, qui est défini, comme étant le rapport entre la densité du flux absorbé par le récepteur et le rayonnement direct normal mesuré au sol ou géométriquement, par le rapport entre la surface du récepteur et celle du concentrateur. Ce coefficient permet d'évaluer l'intensité de la concentration solaire. Plus le facteur de concentration est élevé, plus la température atteinte au récepteur est importante. Les capteurs à concentration linéaires (Fresnel ou Cylindro-parabolique) ont généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels à cause notamment de la géométrie du récepteur de ces deux types de technologies. Pour produire de la chaleur à haute température les centrales à tour et celles paraboliques sont les options les plus recommandées par rapport aux centrales linéaires de Fresnel et les cylindro-paraboliques. Par contre, ces dernières sont recommandées dans le domaine de la basse température [13].

Une centrale à tour (Figure 1.3. (1)) est constituée de nombreux miroirs plats ou légèrement courbés concentrant les rayons du soleil vers un récepteur ponctuel (foyer) située au sommet d'une tour (80 à 100 m de haut). Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat traque le soleil individuellement via deux moteurs perpendiculaires assurant sa commande et réfléchit le rayonnement solaire sur le récepteur. Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 800 °C à 1000 °C [14].

Un capteur à miroirs cylindro-paraboliques (Figure 1.3. (4)) se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui tournent autour de leurs axes horizontaux respectifs pour suivre la course du soleil. Les rayons solaires sont concentrés sur un tube récepteur horizontal, dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température peut atteindre en général 400 °C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs afin de produire de la vapeur surchauffée qui actionne une turbine dont l'arbre est relié à un générateur électrique.

Un facteur de coût important des centrales à collecteurs cylindro-paraboliques repose sur la mise en forme du verre pour obtenir sa configuration parabolique. Une alternative possible consiste à obtenir cette forme parabolique par une succession de miroirs plans. C'est le principe du concentrateur de Fresnel (Figure 1.3. (2)). Chacun des miroirs pivote en suivant la course du soleil pour diriger et concentrer le rayonnement direct vers un tube ou un ensemble de tubes récepteurs linéaires fixes. En circulant dans ce récepteur horizontal, le fluide thermodynamique

peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 400 °C. [Zhu et al, \[15\]](#) proposent un état de l'art complet de ce capteur.

Un capteur à miroir parabolique ([Figure 2.3. \(3\)](#)) en forme d'assiettes, suit la course du soleil (deux axes de rotation) et concentrent le rayonnement direct normal vers un récepteur situé au point focal de la parabole. Au point focal se trouve une enceinte à l'intérieur de laquelle un gaz entraîne un moteur Stirling. Les températures pouvant être atteintes au point focal sont de l'ordre de 600 °C à 1200 °C.

b. Analyse de performances des différentes technologies

Deux aspects importants ont été utilisés pour analyser les différences de performance entre les quatre technologies de concentrateur solaire les plus utilisés.

Tout d'abord, ces quatre technologies se distinguent par la nature ou la dimension du récepteur. Deux types de récepteur existent, l'un est dit linéaire (tube) et l'autre est ponctuel. Les capteurs cylindro-paraboliques et les capteurs linéaires de Fresnel concentrent le rayonnement direct normal sur un récepteur linéaire, tandis que les capteurs paraboliques et les centrales à tour concentrent sur un récepteur ponctuel. Pour ces derniers le facteur de concentration est très élevé, occasionnant ainsi des températures élevées allant de 600 °C à 1200 °C. De plus, ces récepteurs ponctuels minimisent les déperditions thermiques, en raison de la faible surface d'échange avec l'extérieur et ainsi maximisant la chaleur utile qu'ils fournissent.

Ces quatre technologies se différencient également par leur rendement optique. Ce rendement se dégrade suite à plusieurs effets notamment, les pertes par effet cosinus et les pertes par effet d'ombre. Ces pertes sont importantes pour les capteurs linéaires de Fresnel et les centrales à tour [Munoz et al, \[16\]](#). Elles sont pratiquement constantes pour les capteurs cylindro-paraboliques et pour les capteurs paraboliques. Pour ces deux derniers capteurs, la perte par effet cosinus est fonction de la concavité des miroirs et donc de la distance focale. Cette perte diminue lorsque la distance focale augmente et l'augmentation de la distance focale a un coût. Il y a donc un compromis technico-économique pour minimiser cette perte.

De point de vue économique, la forte courbure des miroirs des capteurs paraboliques ou cylindro-paraboliques occasionne un coût de fabrication plus élevé que celui des miroirs équipant les capteurs de Fresnel ou les centrales à tour. Cette forte courbure augmente également la prise de vent de ces miroirs. Par conséquent, la structure porteuse des miroirs doit être renforcée, ce qui augmente également le coût d'investissement.

L'espace foncier occupé par une centrale à un coût, qui peut être élevé lorsque le foncier disponible est limité, d'après [Ong et al, \[17\]](#) l'espace foncier occupé par une centrale « Fresnel » est cinq fois plus faible que celui occupé par une centrale « cylindro parabolique ». Ce dernier occupe un foncier deux fois plus faible que les centrales à tour et « paraboliques » également. Ces pourcentages ont été déterminés en exploitant la même puissance nominale.

Les capteurs linéaires de Fresnel et les centrales à tour ont une ligne focale fixe ; le récepteur n'est donc pas mobile, ce qui permet d'éviter l'utilisation de connexions flexibles et facilite la collecte de l'énergie produite.

En conclusion, toutes les différences de performances techniques et économiques entre ces technologies sont contrebalancées. Cependant, pour la production d'électricité à faible puissance les capteurs linéaires de Fresnel ou Cylindro-paraboliques sont privilégiés. Le choix de l'une de deux technologies dépend de la température de la source chaude, la nature et les conditions météorologiques du site d'implantation de la centrale.

1.2.2.2. Les récepteurs linéaires

Un récepteur est un élément clé dans un système solaire à concentration. Toutefois, il existe différentes technologies de récepteurs linéaires. [Zhu et al, \[18\]](#) ont réalisé une revue détaillée sur ces différents récepteurs. Toutefois une analyse comparative s'avère utile guidant ainsi le choix de la technologie du récepteur de la centrale de notre étude. Les récepteurs linéaires les plus utilisés sont : un récepteur à cavité trapézoïdale avec un ensemble de tubes parallèles, [figure 2.7.1](#). Cette technologie de récepteur a fait l'objet de plusieurs recherches notamment [Abbas et al, \[19\]](#), [Abbas et Martínez-Val, \[20\]](#) et [Moghimi et al, \[21\]](#). Un autre type de récepteur utilisé par [Novatec Solar](#) et [Solarmundo](#) composé d'un tube unique avec réflecteur secondaire basé sur un concentrateur parabolique [Qiu et al, \[22\]](#) et [Heimsath et al, \[23\]](#) [figure 2.7.2](#).

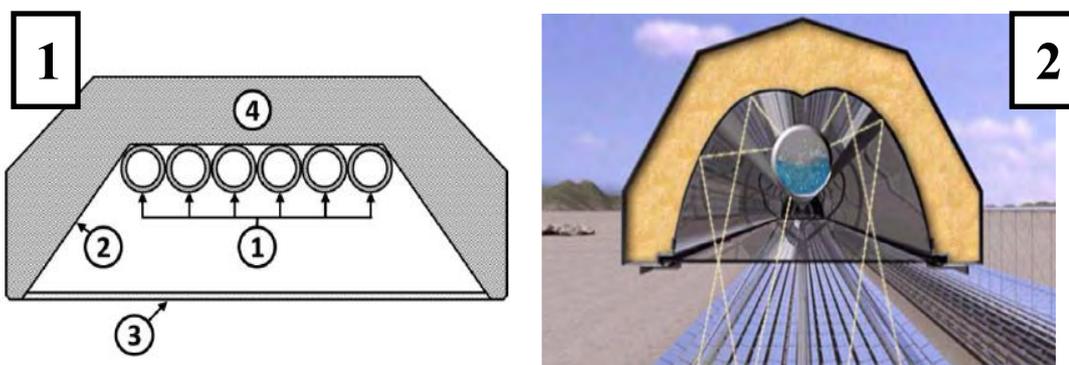


Figure 1.4 : Technologie de récepteurs linéaires les plus utilisés

A titre comparatif entre ces deux types de technologie. [Singh PL et al, \[24\]](#) ont comparé le récepteur de cavité trapézoïdale à multitubes et celui d'un tube unique avec réflecteur secondaire. Les résultats montrent que le récepteur à tube unique avec réflecteur est plus performant de 8 % que celui à cavité trapézoïdale. Une étude plus récente comparant ces deux types de technologies de récepteurs a été réalisée également par [Abbas et al, \[25\]](#). Les résultats de cette étude concordent avec ceux de la précédente et montrent les performances énergétiques et exégétiques notables du récepteur à tube avec réflecteur secondaire.

Aujourd'hui, les problèmes majeurs des centrales solaires thermodynamiques concernent l'impossibilité de produire de l'électricité en continu, de gérer les pics de production et d'adapter la production à la demande. Pour les résoudre, il est nécessaire de développer des systèmes de stockage de l'énergie thermique. Les paragraphes suivants vont présenter les principes et les différentes technologies de stockage d'énergie thermique.

1.2.3. Stockage de chaleur

Le stockage constitue un aspect important dans les centrales solaires à concentration. Le caractère intermittent et fluctuant de la disponibilité du rayonnement directe normal conduit à une production discontinue de l'électricité. Le stockage de l'énergie thermique permet ainsi d'assurer la continuité du service et protège également les composants du cycle thermodynamique. La chaleur produite par un champ de capteur solaire peut être stockée sous deux formes : sensible ou latente.

Le stockage par chaleur sensible est la solution la plus ancienne pour stocker de la chaleur. Il s'agit d'apporter de la chaleur à un matériau pour faire évoluer sa température sans changement d'état physique. Ce procédé exploite la capacité calorifique du matériau. L'intérêt de la chaleur sensible est de pouvoir stocker directement le fluide caloporteur dans un grand volume. [Gil et al, \[26\]](#) proposent une liste complète de matériaux permettant le stockage thermique en chaleur sensible.

Le stockage par chaleur latente consiste à exploiter l'enthalpie de changement de phase d'un matériau, appelé matériau à changement de phase. La chaleur est transférée au matériau et celui-ci l'absorbe en changeant d'état physique (solide vers liquide ou liquide vers gaz). Lorsque le changement d'état inverse est permis, la chaleur apportée est restituée. Le changement d'état du matériau se produit à pression et température constante. [Fernandes et al, \[27\]](#) présentent un bon descriptif et état de l'art de ce moyen de stockage.

Ces deux formes de stockage se distinguent par leur densité d'énergie stockable, leur rendement, leur coût et leur mise en œuvre. [Hauer et al, \[28\]](#) propose des ordres de grandeur résumés dans le [tableau 1.1](#).

Tableau 1.1 : Ordre de grandeur des systèmes de stockage de chaleur

	Systèmes de stockage	
	Sensible	Latente
Densité d'énergie stockable [kWh/tonne]	10-50	50-150
Rendement [%]	50-90	75-100
Coût [euro/kWh]	0,1-10	10-50

Le stockage par chaleur latente est très compétitif par rapport à celui par chaleur sensible quand le processus s'effectue à basse température (inférieur à 100 °C) [Gorcias, \[29\]](#). D'après le [tableau 1.1](#) les performances des deux types de stockage sont contrebalancées. Le rendement de stockage par chaleur latente est élevé mais le coût est également plus élevé et sa mise en œuvre plus difficile. La complexité liée à la mise en place des systèmes de stockage par chaleur latente revient aux phénomènes de changement de phase de matériaux utilisés. Ce procédé est certes plus économique à basse température mais est en cours de développement et nécessite encore des études plus approfondies afin de maîtriser tous les phénomènes physiques qui sont en jeux et leur intégration dans la technologie CSP [Cardenas et al, \[30\]](#). De nombreux travaux sont actuellement menés dans ce sens [Gorcias, \[29\]](#).

1.2.4. Cycle de conversion thermodynamique

Plusieurs cycles de conversion thermodynamiques existent permettant d'exploiter une différence de température entre deux sources de chaleur pour produire un travail mécanique. Le cycle thermodynamique est choisi en fonction de la température de la source chaude selon des critères de performance et de coût. D'après [Ferrière \[31\]](#) et [Pharabod et al, \[32\]](#) les cycles les plus utilisés pour les procédés solaires thermodynamiques à haute température sont : les cycles organiques de Rankine (10 - 24 %), les cycles de Rankine à vapeur (20 – 37 %), les cycles de Stirling (30 – 40 %) et le cycle de Brayton (35 – 43 %). Pour les procédés solaires à basse température, ces cycles ne sont pas économiquement rentables pour la conversion thermodynamique à cause notamment de la chaleur à basse température [Badr et al, \[33\]](#). Cependant, il existe d'autres cycles, plus compétitifs, permettant la conversion

thermodynamique à basse température tels que le cycle de Rankine Organique (ORC) [34], le cycle de Kalina [35], le cycle Supercritique [36], le cycle Goswami [37] et le cycle trilatéral [38]. Parmi eux, deux cycles sont les plus utilisés pour les applications solaires thermiques à faible puissance Yari et al, [39] et Anne Le Floch [40]. Le premier est le cycle de Rankine organique (ORC), qui est similaire à un cycle de Rankine à vapeur, mais utilise un fluide de travail organique au lieu de l'eau. Le deuxième est le cycle de Kalina utilisant comme fluide de travail un mélange composé d'au moins deux composants ayant une température de vaporisation différente, typiquement de l'eau et de l'ammoniac Kalina et al, [41].

1.2.4.1. Comparaison de performance du cycle ORC/Kalina

Le choix du cycle thermodynamique se base sur des critères de performances techniques et économiques. En termes de performance, Yari et al, [39] ont mené une analyse comparative de point de vue thermodynamique et rentabilité économique du cycle ORC et celui de Kalina. Les résultats obtenus révèlent que le cycle ORC est plus compétitif thermoéconomiquement pour la conversion thermodynamique en électricité à partir des sources de température inférieure à 120 °C. Gholamian et al, [42] ont comparé également la performance énergétique et exergetique du cycle ORC et celui de Kalina fonctionnant dans les mêmes conditions d'exploitation. Les résultats montrent que la puissance du cycle ORC est deux fois supérieure que celle du cycle de Kalina. Ils ajoutent également que ces puissances sont obtenues avec des pressions de fonctionnement plus faibles pour le cycle ORC par rapport à celui de Kalina, Ce qui réduit la taille des composants et par conséquent diminue le coût du cycle ORC. Une étude plus récente comparant les avantages et les inconvénients du cycle Rankine organique (ORC) et du cycle Kalina, sur plusieurs aspects, a été réalisée par Arash Nemati et al, [43]. Ces auteurs ont analysé les effets de certaines variables de décision sur l'efficacité énergétique, exergetique et sur les paramètres de taille des turbines pour les deux cycles. Voici leurs conclusions : la puissance nette produite par le cycle ORC est plus élevée que pour le cycle Kalina. Ce résultat concorde avec Gholamian et al, [42]. Le cycle ORC atteint sa performance optimale avec des pressions de fonctionnement plus faibles que ceux de Kalina confirmant ainsi le résultat de Gholamian et al, [42]. A la sortie de la turbine du cycle ORC le fluide de travail est à l'état saturant contre un titre de 80 % pour la turbine du cycle de Kalina, ce qui conduit à une bonne performance pour la turbine du cycle ORC. La taille de la turbine Kalina est inférieure à celle de l'ORC ce qui est positif pour le cycle Kalina. Comme une comparaison complète entre ces deux cycles Arash Nemati et al, [43] ont conclu que le cycle ORC a des privilèges notables sur le cycle de Kalina pour la conversion thermodynamique à basse température.

Basé sur les travaux de comparaisons précités, le cycle organique de Rankine est thermoéconomiquement plus compétitif que le cycle de Kalina, sa simplicité de maintenance et son coût d'investissement plus faibles peuvent être compatibles avec les réalités socioéconomiques des populations rurales pour lesquelles cette microcentrale est destinée.

Conclusion

L'étude bibliographique réalisée dans ce chapitre a permis de traiter quatre grandes parties utiles pour la suite de nos travaux.

Premièrement, une étude de la situation énergétique actuelle de la Mauritanie. Ces résultats montrent que le taux d'intégration des énergies renouvelables est faible, précisément à 27 % dont 14 % provient d'hydroélectricité. Elle relève également, que parmi les sources d'énergies renouvelables de Mauritanie, l'énergie solaire a le potentiel le plus élevé et est disponible sur tout le territoire [5] et SolarGis. Une comparaison de différentes technologies permettant la production d'électricité à partir d'énergie solaire a montré que la technologie solaire thermodynamique est plus compétitive que celle du solaire photovoltaïque.

Deuxièmement, une revue de différentes technologies d'une centrale solaire thermodynamique à concentration est présentée. Les quatre technologies de capteurs solaires ont été analysées et comparées suivant des critères de performance technique et économique. Cette comparaison montre qu'à basse température, les capteurs linéaires, de Fresnel et cylindro-paraboliques sont généralement les plus recommandés pour la production de l'électricité à faible puissance. Ces capteurs doivent être couplés à des récepteurs linéaires pour convertir la puissance thermique d'origine solaire au fluide caloporteur. Le récepteur linéaire du Solar Novatec composé d'un tube unique avec réflecteur secondaire est plus performant que celui d'Areva-Solar Abbas et al, [25].

Troisièmement, le stockage d'énergie thermique dans une centrale solaire à concentration peut se faire soit par chaleur sensible ou par chaleur latente. A basse température, le stockage par chaleur latente est plus performant mais coûteux et sa mise en place est très difficile, contrairement au stockage sensible. Ces deux formes de stockage sont contrebalancées du point de vue technique et économique.

Quatrièmement, la conversion thermodynamique à basse température, le cycle de Rankine organique présente des performances techniques et économiques notables par rapport aux autres cycles.

Alain Ferrière [13] et ADEME [44] résument les différentes technologies pré discutées et présentent leur association possible en fonction de la température de la source chaude (A la sortie du récepteur) (Figure 1.5).

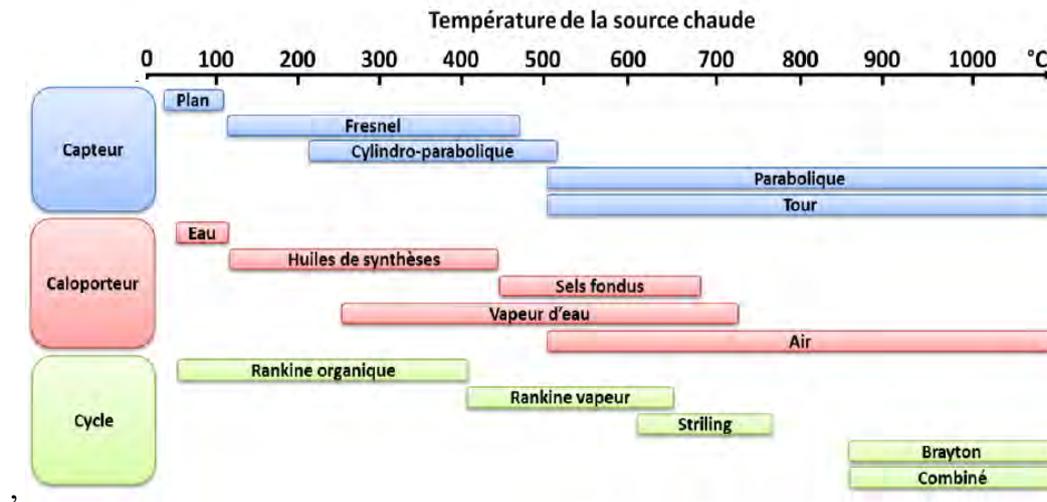


Figure 1.5 : Technologies en fonction de la température de la source chaude

Le choix de ces technologies dépend, en partie, des caractéristiques du site d'implantation de la centrale et de la stratégie de fonctionnement. Le chapitre 2 présentera l'évaluation de sites favorables pour la technologie solaire CSP sur le territoire Mauritanien.

Bibliographie

- [1] IRM (Islamic Republic of Mauritania) , Poverty Reduction Strategy Paper, 2000.
- [2] IRM , Poverty Reduction Strategy Paper Action Plan 2006-2010, 2006.
- [3] IRM, «Poverty Reduction Strategy Paper,» chez *Volume 2: Action Plan 2011-2015*, 2011.
- [4] Ministre de pétrole de l'énergie et de Mine de la , taux d'électrification (direction de l'électrification rurale), 2015.
- [5] INTEC, «Master Plan for the Production and Transport of Electricity in Mauritania Between 2011 and,» 2012.
- [6] IRENA, Renewable Energy in the Water, Energy & Food Nexus, Abu Dhabi , www.irena.org/, 2015.
- [7] Lung I. Hsu Y. Kuo C. Shin H. Hong H. Wu C. Lee C, «Development of the high concentration III–V photovoltaic system at INER, Taiwan,» *Renewable Energy*, vol. 19, n° 18, p. 34, 2009.
- [8] Hong H. Jin H. Ji J. Wang Z. Cai R, «Solar thermal power cycle with integration of methanol decomposition and middle-temperature solar thermal energy,» *Solar Energy* , vol. 78 , n° 11, p. 49–58., 2005.
- [9] Christian Breyer and Gerhard Knies, «Global energy supply potential of concentrating solar power,» chez *Proceedings SolarPACES*, Berlin, September, 15 – 18, 2009, .
- [10] C. Philibert, «Technology Roadmap: Solar Thermal Electricity,» Paris,, 2013.
- [11] M K Gupta. S C Kaushik. K R Ranjan. N L Panwar. V Siva Reddy. S K Tyagi, «Thermodynamic performance evaluation of solar and other thermal power generation systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,, vol. 50, pp. 567-582, 2015,.

- [12] Baharoon, Dhyia Aidroos, Hasimah Abdul Rahman et Wan Zaidi Wan Omar and Saeed Obaid, «Historical Development of Concentrating Solar Power Technologies to Generate Clean Electricity Efficiently,» *Renewable and Sustainable Energy*, n° %1. doi:10.1016/j.rser.2014.09.008., p. 996–1027, 2015 .
- [13] Ferriere, Les centrales solaires thermodynamiques, Sabonnadiere, 2009.
- [14] Sylvain Quoilin, Experimental Study and Modeling of a Low, Liège, 2007.
- [15] Zhu , Chuck Kutscher et Guangdong and Tim Wendelin, «History Current State and Future of Linear Fresnel Concentrating Solar Collectors,» *Solar Energy*, n° %1doi:10.1016/j.solener.2013.05.021, 2013.
- [16] Alberto. Ramos. Javier Muñoz. Jose M. Martinez-Val, «Thermal regimes in solar-thermal linear collectors,» *Solar Energy*, vol. 85, n° %10038-092X, pp. 857-870, May 2011,.
- [17] Ong. Sean. Clinton Campbell. Paul Denholm. Robert Margolis and Garvin Heath, «Land-Use Requirements for Solar Power Plants in the United States,,» <http://www.nrel.gov/docs/fy13osti/56290.pdf>..
- [18] Guangdong Zhu ↑. Tim Wendelin. Michael J. Wagner. Chuck Kutscher, «History, current state, and future of linear Fresnel concentrating,» *Solar energy*, vol. 103, p. 639–652, 2014.
- [19] Abbas R. Montes M.J. Piera M. Martinez-Val J.M, «Solar radiation concentration features in linear Fresnel reflector arrays,» *Energy Conversion and Management* , vol. 54, p. 133–144, 2012.
- [20] Abbas R. Munoz J. Martinez-Val J.M., «Steady-state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors,» *Applied Energy* , vol. 92, p. 503–515., 2012.
- [21] Meyer M.A. Moghimi K.J. Craig, «Optimization of a trapezoidal cavity absorber for the Linear Fresnel Reflector,» *Solar energy*, vol. 119, p. 343–361, 2015.

- [22] Qiu Y. He Y. L. Cheng Z.-D. Wang K, «Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as {HTF} with {MCRT} and {FVM} methods,» *Appl Energy*, vol. 146, p. 162–173, 2015.
- [23] Heimsath A. Cuevas F. Hofer A. Nitz P. Platzer W, «Linear Fresnel collector receiver: heat loss and temperatures,» *Energy Proc*, vol. 49, pp. 386–397, Proceedings of the SolarPACES 2013 International conference, 2014.
- [24] Singh P. Sarviya R. Bhagoria J, «Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector,» *Energy Convers. Manage.*, vol. 51, n° 12, p. 329–337, 2010.
- [25] R. Abbas M.J. Montes A. Rovira J.M. Martínez-Val, «Parabolic trough collector or linear Fresnel collector A comparison of optical features including thermal quality based on commercial solutions,» *Solar Energy*, vol. 124, p. 198–215, 2016.
- [26] Zalba Luisa Gil Antoni. Marc Medrano. Ingrid Martorell. Ana Lázaro. Pablo Dolado. Belén, «State of the Art on High Temperature Thermal Energy Storage for Power generation Part 1-Concepts, Materials and Modellization,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, p. 31–55. doi:10.1016/j.rser.2009.07.035, 2010.
- [27] Fernandes D. F. Pitié G. Cáceres and J. Baeyens, «Thermal Energy Storage: ‘How Previous Findings Determine Current Research Priorities,» *Energy*, vol. 39 (1) (March): <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544212000291>., p. 246–257. doi:10.1016/j.energy.2012.01.024., 2012.
- [28] H. Andreas, «Thermal Energy Storage,» *Technology Brief E17*., 2013.
- [29] D. Verdier-Gorcias, Stockage thermique de protection à chaleur latente intégrée à un récepteur solaire à air pressurisé, Perpignan: Mai, 2016.
- [30] Bruno Cárdenas. Noel León, «Latent heat based high temperature solar thermal energy storage for power generation,» *Energy Procedia*, vol. 57 (2014), p. 580 – 589, 2013.
- [31] Ferriere Alaina, Les Centrales Solaires À Concentration, Une Solution Pour La Production Massive D’Électricité Verte, Odeillo, 2009.

- [32] Pharabod François and Cédric Philibert, Les Centrales Solaires LUZ.” Comité d’Action Pour Le Solaire, paris, . Paris, 1991.
- [33] O. Badr S. D. Probert and P. W. O’Callaghan, « "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine,» *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, , 1985..
- [34] Tchanche B.F. George Papadakis Gregory Lambrinos Antonios Frangoudakis, « «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , vol. 15, n° %18, pp. 3963-3979, 2011.
- [35] Lolos P.A. and E.D. Rogdakis, «A Kalina power cycle driven by renewable energy sources,» *Energy*,, vol. 34, n° %14, pp. 457-464,, 2009.
- [36] Schuster A. S. Karellas and R. Aumann, « «Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles,»» *Energy*, , Vols. %1 sur %235,, n° %12, pp. 1033-1039,, 2010..
- [37] Goswami Martin P.A. and D.Y, « «Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle,» *Applied Thermal Engineerig*,, vol. 226, n° %15, pp. 576-582,, 2006. .
- [38] Dincer Zamfirescu C. and I, «Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle,» *Thermodynamic Acta*, vol. 2477, n° %11-2, pp. 7-15,, 2008. .
- [39] M. Yari a A.S. Mehr V. Zare b S.M.S. Mahmoudi M.A. Rosen, «Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source,» *Energy* , vol. 83 , pp. 712-722, 2015.
- [40] A. L. Floch et EcoConseils, Etat de l’art : Valorisation des énergies fatales industrielles, chaleur basse température, Pôle Energie 2020 : Espace Freycinet 135 Avenue de l’Université 59140 Dunkerque, 2016.
- [41] A.I. KALINA, «Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilising low temperature heat for power generation,» *ASME Paper 83-JPGC-GT-3*, 1983.

- [42] E. Gholamian et Zare V, «A comparative thermodynamic investigation with environmental analysis of SOFC waste heat to power conversion employing Kalina and Organic Rankine Cycles,» *ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT*, vol. 117, pp. 150-161, 2016.
- [43] Nami Arash Nemati , Yari Faramarz et Ranjbar Hossein and Mortaza, «A comprehensive thermodynamic and exergoeconomic comparison between single- and two-stage thermoelectric cooler and heater,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, p. 756–766, 2017 .
- [44] ADEME, «Feuille de Route Solaire Thermodynamique,» 2011.

Chapitre 2 : Identification des régions favorables à l'implantation des microcentrales solaires à concentration en Mauritanie

Introduction

Le solaire thermodynamique à concentration est un procédé prometteur pour la production de l'électricité à partir de l'énergie solaire. Cependant, la performance et la rentabilité économique de ce procédé dépend, en grande partie, de son site d'implantation. Ce chapitre s'intéresse à l'évaluation et l'identification des sites favorables à l'implantation des microcentrales solaires CSP en Mauritanie. Il présente les résultats d'évaluation de cinq critères essentiels portant sur :

- ✚ Les ressources solaires directes normales de Mauritanie ;
- ✚ la disponibilité des ressources en eau ;
- ✚ la topographie du site (latitude, l'altitude et la pente) ;
- ✚ L'espace foncier disponible ;
- ✚ Les vitesses de vents extrêmes ;

Le chapitre se termine par des recommandations et des perspectives du développement de la technologie CSP en Mauritanie.

2.1.Critères d'évaluation d'un site d'implantation de la technologie solaire CSP

L'étude bibliographique réalisée au sujet de centrales solaires thermodynamiques à concentration a mis en exergue la nécessité d'évaluer son site d'implantation avant tout démarrage d'un projet de centrale puisque sa rentabilité économique en dépend. Selon les auteurs Pierre Garcia [1], Y. Azoumah et al, [2], Emmanuel et al, [3] et Hang et al, [4] un site favorable pour accueillir les centrales solaires CSP doit répondre à plusieurs critères schématisés sur la figure 2.1 :

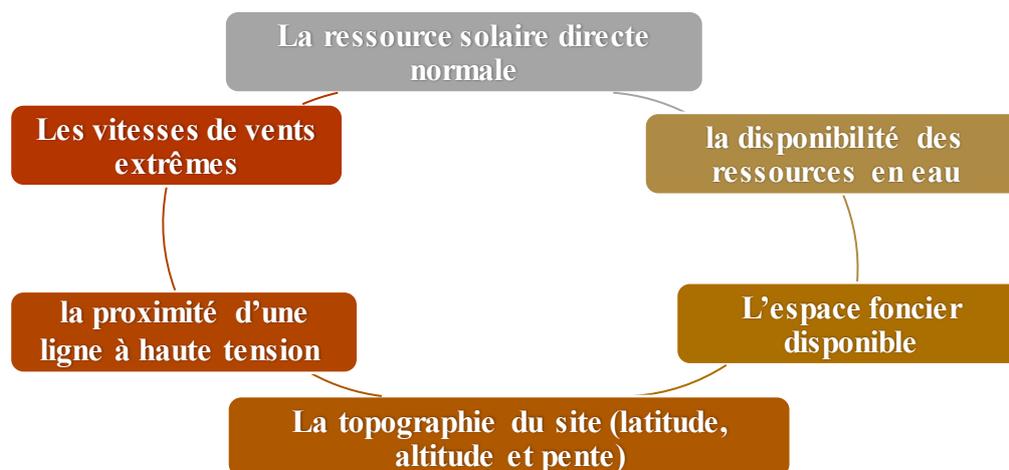


Figure 2.1 : Critères évaluant un site d'implantation d'une centrale solaire CSP

2.1.1. La ressource solaire directe normale

L'évaluation de la ressource solaire directe normale est une étape essentielle pour les projets de centrales solaires thermodynamiques à concentration (CSP) du fait que celle-ci est la seule composante du rayonnement solaire exploitable par une centrale solaire CSP. La ressource solaire directe normale d'un site d'implantation est en première approximation proportionnelle à la production électrique et donc inversement proportionnel au coût de l'électricité [Pierre Garcia \[1\]](#). D'après les travaux de [Meyer et al, \[5\]](#) une incertitude de 1 % sur l'estimation de cette ressource peut faire varier les revenus annuels d'une centrale CSP de 50 MW installée en Espagne de 310 000 € (0,20 Euro / kWhél). Selon [Ferrière \[6\]](#) le rayonnement direct normal représente entre 50 à 90 % de la totalité du rayonnement solaire global. La rentabilité d'une telle centrale dépend fortement de la qualité des données du rayonnement direct normal (DNI) de son site, En effet le rayonnement direct normal annuel peut varier jusqu'à 30 % d'une année sur l'autre. Il faut au moins 5 à 10 ans de mesures pour être sûr d'avoir moins de 10 % à 5 % d'erreur respectivement, sur sa moyenne à long terme [Meyer et al, \[7\]](#). En outre, le coût de l'électricité est réduit de 31 % pour une centrale CSP possédant un rayonnement directe normal quotidien de 7,9 kWh / m² par rapport à celle possédant 5,5 kWh / m² [Ferrière \[6\]](#). [Breyer and Knies, \[8\]](#) expliquent que l'exploitation d'une centrale solaire thermodynamique est économiquement rentable si cette dernière se situe dans une région bénéficiant d'un rayonnement direct normal annuel au moins supérieur à 1800 kWh.m⁻².an⁻¹.

2.1.2. La disponibilité en eau pour le refroidissement

La disponibilité d'une source d'eau à proximité d'une centrale solaire thermodynamique est avantageuse. D'une part, l'eau est nécessaire pour le nettoyage des miroirs (dépôt de poussière) ; d'autre part, il est plus efficace d'utiliser l'eau plutôt que l'air ambiant pour la source froide du cycle thermodynamique. [Al-Soud and Hrayshat et al, \[9\]](#) comparent, dans l'étude de la faisabilité technique et économique d'une centrale solaire CSP de 50 MW pour la Jordanie, les deux modes de refroidissement et concluent que le refroidissement à sec (air ambiant) est moins efficace que celui à l'eau et faudra également y ajouter les coûts d'investissement de la centrale. Une étude similaire réalisée par [Kearney et al, \[10\]](#) a montré que le refroidissement à sec augmente le coût de l'électricité de 10 %. Ils ajoutent également que les centrales solaires CSP en Californie consomment 3,4 m³ d'eau par kilo-watt-heure d'électricité produite.

L'évaluation des ressources en eau d'un site candidat à la technologie solaire thermodynamique (CSP) est primordiale dans la décision sur le mode de refroidissement de la centrale ; il est

d'autant plus important pour la zone sahélienne où la pluviométrie est irrégulière, et les masses d'eau sont rares et où les dépôts de poussières provenant du désert du Sahara sont très intenses. Dans les zones côtières il est très envisageable d'utiliser l'eau de mer comme source de refroidissement.

2.1.3. L'espace foncier disponible

Les centrales solaires CSP occupent un foncier important et le coût de cet espace contribue au coût d'investissement global de la centrale. Il faut donc choisir une technologie qui minimise cette emprise au sol. Selon [Muller Steinhagen et al, \[11\]](#) l'espace spécifique pour une centrale Cylindro-parabolique est d'environ 1 km² pour 50 MW de capacité électrique installée. [Ong et al, \[12\]](#) concluent que l'espace foncier occupé par une centrale linéaire de Fresnel est de 0,8 ha/MWe ; 2,5 ha/MWe pour une centrale cylindro parabolique ; 3,3 ha/MWe pour une centrale à tour et 1,1 ha/MWe pour les centrales paraboliques pour une même puissance produite. Un point aussi important à prendre en considération est que l'espace utilisé par une telle centrale ne devrait pas être en conflit avec d'autres usages comme le logement, l'agriculture, les réserves naturelles protégées et les zones industrielles.

La question foncière ne se pose pas comme un facteur majeur puisque cette microcentrale est dédiée aux zones rurales du désert de la Mauritanie où l'espace foncier est largement disponible avec un coût très bas.

2.1.4. La Topographie du site (latitude, altitude et pente)

La topographie d'un site d'implantation d'une centrale solaire thermodynamique influence fortement la performance de celle-ci. [Pierre Garcia \[1\]](#) met en évidence la nécessité d'évaluer la latitude et la pente pour un site d'implantation d'une centrale solaire CSP, il cite quelques conséquences qualitatives directes de ces paramètres sur la centrale :

- Une altitude élevée entraîne un ciel plus pur et donc des flux solaires plus élevés par temps clair, ce qui est avantageux pour le dimensionnement de la centrale ;
- Une latitude faible implique un soleil plus haut dans le ciel ce qui induit des effets d'ombrage et de blocages et cela est mauvais puisque les pertes optiques seront élevées,
- la nature du terrain influence le type de travaux de génie civil pour le terrassement et les fondations ; cela à un coût qui peut être important dans certains sites puisque ce dernier rentre dans le coût d'investissement global ;
- Une pente faible est souhaitable, [Hang et al, \[4\]](#) suggèrent avoir une pente de 3 % maximum, [Broesamle et al, \[13\]](#) recommandent une pente moins de 5 % pour les centrales cylindro-

paraboliques. Contrairement aux capteurs linéaires de Fresnel qui peuvent s'adapter à des pentes supérieures à 3 % [ADEME \[14\]](#);

2.1.5. Demande en électricité et proximité d'une ligne à haute tension

La stratégie de production d'une centrale CSP est importante et aide au choix de sa technologie finale. La connexion au réseau est certainement un critère essentiel pour la sélection du site. Dans les régions désertiques, loin des habitations, l'une des questions qui se posent est la proximité du réseau pour des raisons économiques. En effet, Il est plus avantageux de disposer la centrale près d'une branche non saturée du réseau existant afin de réduire non seulement les pertes de puissance, mais aussi les coûts de raccordement.

2.1.6. Vitesses de vents extrêmes

L'objectif d'étudier ce critère pour un projet de centrale CSP est dans le but de bien dimensionner la structure porteuse de miroirs et ainsi la prise en compte des contraintes engendrées par la pression du vent (problème de la tenue mécanique). Les vents du désert du Sahara sont souvent accompagnés des poussières et ceci est problématique pour ces miroirs. Ce facteur est important également à évaluer afin d'estimer les pertes thermiques au niveau de la vitre du récepteur linéaire. Il apparaît donc très nécessaire d'utiliser des champs de miroirs avec des surfaces morcelées afin de diminuer cette prise au vent. En cas de forts vents, les capteurs linéaires de Fresnel et les centrales à tour ont l'avantage de pouvoir positionner leurs miroirs plats (ou légèrement courbés) à l'horizontale, ce qui réduit considérablement leur prise au vent. L'utilisation des capteurs cylindro-paraboliques et paraboliques semblent être plus problématique dans ces conditions. Selon le fabricant allemand de capteurs linéaires de Fresnel, *Industrial Solar*, ces capteurs peuvent fonctionner normalement pour des vitesses de vent allant jusqu'à 100 km.h⁻¹. De plus, ces capteurs résistent en position horizontale à des vitesses de vent allant jusqu'à 180 km.h⁻¹. Ainsi, il faut envisager de renforcer la structure d'accueil des miroirs pour résister à ces vents s'ils existent et cela entraîne une augmentation du coût d'investissement. Cette question cruciale devra être étudiée en détail dans de futurs travaux.

La Mauritanie est caractérisée par une faible population (3,89 millions en 2013) et une grande superficie (1030700 km²), son climat est purement désertique (faible humidité relative, des rafales de vent sporadiques, une limitation des ressources en eau, le rayonnement solaire important, de faibles précipitations, des dépôts de poussières important) ce qui conduit à se demander, quels critères technico-économiques il faut choisir pour une meilleure évaluation des sites de la technologie CSP en Mauritanie.

2.2. Evaluation des différents critères sur le territoire Mauritanien

Le but est de sélectionner les critères évaluant un site d'implantation d'une microcentrale adapté aux conditions Mauritaniennes ainsi que la stratégie de production de la microcentrale. La microcentrale de cette étude est destinée à alimenter les petites unités telles que les dispensaires et les établissements scolaires dans des zones rurales de Mauritanie. En effet, Elle produit l'électricité pour alimenter directement les charges et n'est pas pour injecter au réseau.

Tous les critères discutés précédemment à savoir : la disponibilité des ressources solaire directe normale, la disponibilité des ressources en eau, la topographie du site, l'espace foncier disponible et les vitesses extrêmes de vent ont été retenus pour évaluer un site favorable pour l'implantation d'une microcentrale solaire CSP en Mauritanie. La proximité d'une ligne à haute tension est le seul critère discuté qui non pas été retenu en raison de la stratégie de production de la microcentrale retenue pour cette première étude.

2.2.1. Evaluation de la ressource solaire directe normale de la Mauritanie

2.2.1.1.Introduction

La seule composante exploitable par une centrale solaire thermodynamique à concentration est la composante directe normale du rayonnement solaire. Cette partie du chapitre traite l'étude et l'évaluation de la répartition du rayonnement direct normal sur tout le territoire Mauritanien à l'aide d'une carte. Cette cartographie de rayonnement direct a été mise au point à partir des données satellitaires. Elle vise également à renseigner sur la disponibilité (c.-à-d. la quantité) et la variabilité (c.-à-d. la qualité) du rayonnement direct afin d'identifier les sites favorables pour la technologie solaire CSP.

2.2.1.2.Données solaires disponibles pour la Mauritanie

L'évaluation des ressources solaires en Mauritanie se présente comme un problème majeur en raison du manque de stations météorologiques synoptiques équipées des appareils de mesure tels que les pyranomètres (pour le rayonnement global ou diffus) ou les pyrhéliomètres (pour le rayonnement direct).

Après plusieurs recherches il s'est avéré que les données de la ressource solaire directe peuvent être obtenues soit, par les stations météorologiques de surveillance au sol (mesure au sol), soit par des données de satellites géostationnaires ou des corrélations qui, la plupart du temps, ne sont pas très précis. La Mauritanie, comme la plupart des pays d'Afrique sub-saharienne, est toujours confrontée à ce problème de manque de données solaires précises. Les stations de

mesure au sol se situent principalement dans les pays développés. Elles donnent des valeurs acceptables suivant les conditions atmosphériques extérieures de leur site d'implantation. D'après le bulletin de l'organisation mondiale de la météorologie (OMM) volume A n°9 publié en 2002 [OMM \[15\]](#) aucune station synoptique de l'Afrique de l'Ouest n'est équipée de pyrhéliomètres mesurant le rayonnement direct normal. Il existe des héliographes mesurant la durée du rayonnement, dans la plupart de ces stations mais presque pas de pyranomètres (mesure de l'ensoleillement global ou diffus). Selon toujours [OMM \[15\]](#) certains pays comme la Mauritanie et le Nigeria, en 2002, ne disposaient d'aucun de ces appareils de mesures cités précédemment. Actuellement la Mauritanie possède six stations météorologiques implantées dans six capitales régionales permettant juste la mesure de la durée de l'ensoleillement avant et après midi. Aucune de ces stations n'est équipée de pyrhéliomètres sauf celles de la SNIM à Zouerate et Cheikh ZAYED à Nouakchott.

A défaut de disponibilité des mesures au sol, les données satellitaires sont disponibles. Une étude comparative a été faite entre ces deux sources de données. [Perez et al, \[16\]](#) montrent que les données mesures au sol sont meilleures que celles de satellites dès lors que la distance entre stations est inférieure à 34 km. Avec les données journalières ils montrent également que cette distance passe à 50 km. Néanmoins depuis cette étude, la précision des méthodes satellitaires s'est améliorée. Cela laisse à penser que les distances avancées par [Perez et al, \[16\]](#) doivent être révisées à la baisse. Basé sur ce constat, il nous semble très difficile voire impossible, de nos jours, d'évaluer les ressources solaires sur tout le territoire Mauritanien à l'aide des données mesurées. Le rayonnement direct normal est une grandeur qui peut être très variable d'une année sur l'autre, par conséquent il est préférable de déterminer sa moyenne sur plusieurs années, quand cela est possible. [Lohmann et al, \[17\]](#) ont effectué 18 années de mesures satellitaires et expliquent qu'il faut environ cinq années pour que la moyenne du rayonnement direct normal annuel converge vers sa moyenne à long terme avec un écart de 10 % et 10 années pour que cet écart soit de 5 %. [Gueymard et al, \[18\]](#) ont réalisé une étude similaire, à partir de 30 ans de mesures au sol effectuées à partir des villes américaines de Burns, Eugene, Hermiston et Golden. Leurs résultats concordent avec ceux de [Lohmann et al, \[17\]](#). Plusieurs bases de données satellitaires sont disponibles pour la Mauritanie. Les bases de données mondiales à long terme la NASA SSE et Helioclim avec des résolutions spéciales grossières de 100 km et 30 km respectivement ou des données à haute résolution n'ont été traitées que pour des régions limitées et seulement sur des courtes périodes le DLR MED-CSP ne contenant que des données

de 2002. Le [tableau 2.1](#) présente l'ensemble de données disponibles couvrant plusieurs régions sur la terre.

Tableau 2.1 : comparaison des différentes bases de données disponibles

Base de données	NASA SSE	Reanalysis	NREL CSR	MED-CSP / SOLEMI
Paramètres	Rayonnement global,	Rayonnement direct normal,	Rayonnement direct normal	Rayonnement direct normal
Résolution spatiale	1°x1°	1.125°x1.125°	40km	0.5 arcmin ~ 1 km
Couverture spatiale	Globe	Globe	Globe	Europe, Afrique, La plupart de l'Asie
Couverture temporelle	1983 -1993	1979 – 1993		1991 – 2005

En plus de ces bases de données, d'autres sont disponibles pour la Mauritanie, d'accès facile via Internet telle que [PVGIS \[19\]](#) et [SolarGis \[20\]](#). Ces bases peuvent être exploitées pour réaliser une première analyse des petits projets solaires [21].

En septembre 2012 le projet SolarMed-atlas a mis en place une plateforme qui offre un accès facile aux données mensuelles et annuelles de rayonnement direct normal à long terme de 1 km x 1 km de résolution couvrant la période 1991-2010 pour la zone méditerranéenne. Cette base de données nous semble être la meilleure parmi toutes les bases de données satellitaires disponibles pour la Mauritanie. D'une part, ces données sont récentes avec une moyenne de 20 ans de mesures ce qui permet de réduire le pourcentage d'erreur de ces mesures conformément aux critères annoncés par [Lohmann et al, \[17\]](#) et [Gueymard et al, \[18\]](#) et d'autre part par sa résolution spatiale très faible comparativement aux autres bases de données. C'est cette base de données qui a été finalement retenue pour la réalisation de la cartographie de rayonnement direct normal de Mauritanie. Elle a été fournie par le Ministère du pétrole, d'énergie et de Mines de Mauritanie et pouvait être également téléchargée sur le portail [Http://www.solar-med-atlas.com](http://www.solar-med-atlas.com).

2.2.1.3. Exploitation et analyse de données du rayonnement direct normal

La base de données du SolarMed-atlas exploite un modèle du rayonnement direct normal par ciel clair McClear. Le rayonnement direct normal théorique reçu par ciel clair est nécessaire pour une première approximation de la carte du rayonnement direct normal. Cependant, Il existe plusieurs modèles de ciel clair permettant d'estimer ces rayonnements. [Reno et al, \[22\]](#) ont présenté certains de ces modèles. [Cros et al, \[23\]](#) ont comparé les performances de plusieurs modèles, dont le modèle McClear, par rapport aux mesures au sol effectuées à partir de trois sites différents. Ils montrent que le modèle McClear présente les meilleures performances. [Lefèvre et al, \[24\]](#) et [Qu et al, \[25\]](#) présentent en détail ce modèle. Le rayonnement direct normal est généré à partir d'images satellitaires géostationnaires. La méthode utilisée par SolarMed pour convertir l'image satellitaire pour chaque point de la grille en rayonnement solaire est décrite par [Hammer et al, \[26\]](#) pour le rayonnement direct normal et [Schillings et al, \[27\]](#) pour le rayonnement global. Ces données du rayonnement direct normal, couvrant la période 1991-2010, ont été utilisées pour la réalisation de la carte du rayonnement solaire en Mauritanie.

2.2.1.4. Modèles et méthodes

Plusieurs modèles ont été utilisés pour la réalisation de la cartographie de rayonnement. Le modèle du ciel clair McClaire estimant le rayonnement direct normal théorique par ciel clair de

la base de données de SolarMed. Puis le modèle numérique de terrain SRTM (Shuttle Radar Topography Mission) permettant le positionnement des données du modèle du ciel clair sur la carte et l'augmentation de la résolution de celle-ci. Selon Tapachés [28] deux méthodes existent pour établir une carte du rayonnement. La première consiste à réaliser l'interpolation spatiale de mesures au sol. La seconde consiste à convertir les images de satellites géostationnaires en rayonnement. La deuxième méthode a été retenue en raison de défaut des données mesurées. Cette méthode est similaire à celles utilisées par les auteurs Hang et al, [4], Fluri et al, [29], Y.Charabi et al, [30], Clifton et al, [31] et Emmanuel et al, [3]. L'approche employé par cette méthode est appelée l'analyse sous SIG (Système d'Information Géographique). Elle consiste à superposer deux ou plusieurs couches d'une carte pour produire une nouvelle couche de carte en combinant divers ensembles de données. Plus généralement, cette méthode s'applique à tous champs scalaires (pression, température, altitude, gravité, concentration, etc...). Elle nécessite des données suffisamment réparties et un géo référencement correct de ces données.

a. Modèle numérique de terrain SRTM

La base de données du modèle numérique de terrain SRTM (Shuttle Radar Topography Mission) du Consultative Group for International Agriculture Research Consortium for Spatial Information (CGIAR-CSI) a été utilisée parallèlement à celle du modèle du ciel claire McClaire pour la mise en place de la cartographie du rayonnement direct normal et celle du relief de la Mauritanie. Ce modèle a été créé par la NASA Graham [32] et les données qui y sont relatives sont disponibles sur le site internet du consortium CGIAR pour l'information spatiale. Les données sont fournies sous forme de tableau. Chaque élément du tableau est repéré par sa position géographique (latitude et longitude) et la valeur de l'élément correspond à l'altitude (élévation) du lieu. Pour la Mauritanie, la résolution spatiale de ce modèle est d'environ 90 mètres avec une précision sur la latitude et la longitude de 1 km. La figure 2.2 est une représentation des données obtenues pour la Mauritanie.

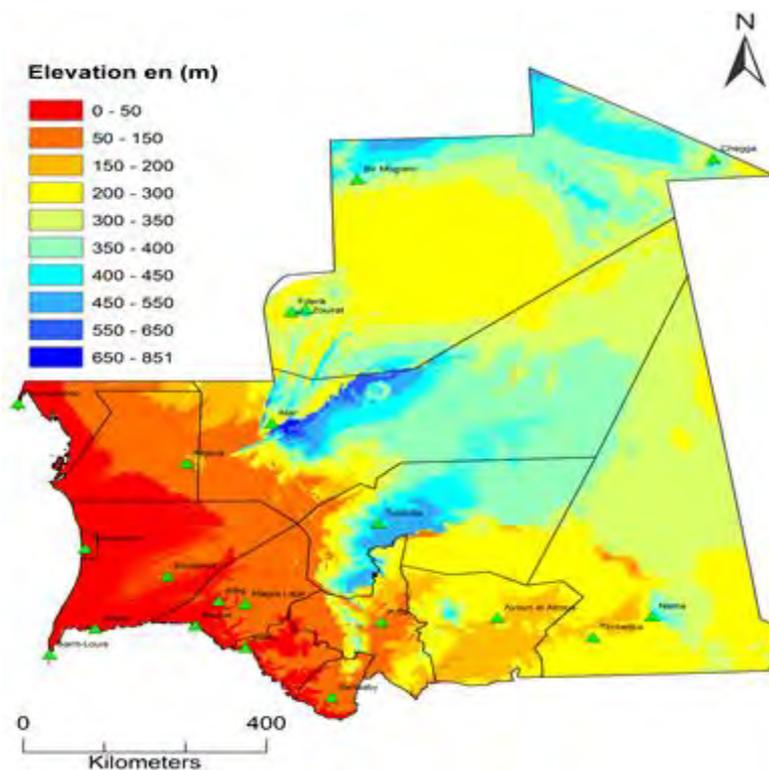


Figure 2.2 : Carte d'altitude de la Mauritanie

D'après [Pierre Garcia \[1\]](#) une altitude élevée entraîne un ciel plus pur et donc des flux solaires reçus sur le site plus élevés par temps clair ; cela est avantageux pour le dimensionnement de la microcentrale. A partir de cette carte, on constate que les régions de l'Atar de Tegant sont les plus favorisées par ce critère en raison de leurs altitudes élevées variant de 650 m à 851 m. Une altitude minimale variant de 0 à 50 m a été enregistrée à Rosso, Nouadhibou et Nouakchott ce qui est désavantageux et qui occasionne des effets d'ombrage et de blocages du rayonnement solaire par certains miroirs sur les miroirs voisins, ce qui augmente les pertes optiques du concentrateur.

2.2.1.5. Démarche de réalisation de la cartographie du rayonnement direct normal

La méthodologie utilisée pour la réalisation de la cartographie de rayonnement direct normal est basée sur l'analyse sous SIG (Système Information Géographique). Le SIG est un logiciel d'analyse, de modélisation et de simulation permettant d'étudier la tendance des données quelconques sur une carte géo référencée. Les données du modèle McClear sont fournies sous format de tableau. Chaque élément du tableau est repéré par sa position géographique (latitude et longitude) et la valeur de l'élément correspondant au rayonnement direct normal est portée à l'altitude du lieu.

La première étape du processus de la mise au point de la cartographie consiste à emporter la base de données sous format tableau dans l'environnement ArcMap. Ces données sont ensuite géo référencées et projetées sur le système géodésique mondial WGS 1984.

La seconde étape consiste à convertir le format de données géo référencées en fichiers raster à l'aide du module ArcToolbox. Ces derniers sont des fichiers images auxquels chaque couleur est rattachée à une valeur numérique du rayonnement porté sur l'altitude du lieu considéré. Chaque valeur numérique du rayonnement direct normal représente une carte avec une couleur spécifique.

Au total nous avons compté 1568 données numériques c'est-à-dire 1568 cartes différentes. Quand deux ou plusieurs données coïncident la couleur de la carte se conserve. Les données 2350 W/m^2 et 2050 W/m^2 ont été répétées 3400 et 3600 fois respectivement. La [figure 2.3](#) illustre le nombre de répétition de chaque valeur numérique du rayonnement direct normal sur toute la carte.

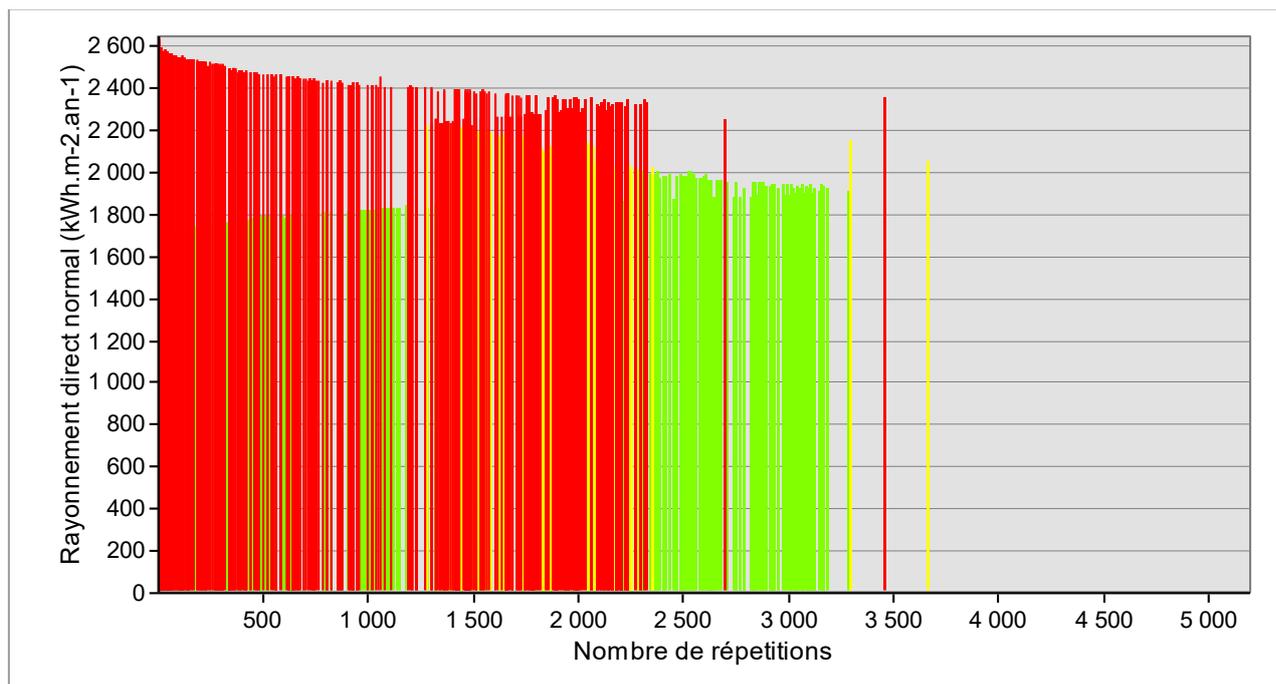


Figure 2.3 : Nombre de répétition du rayonnement direct normal sur toute la carte

L'étape suivante du processus utilise le module Layer pour combiner et superposer les 1568 valeurs numériques (1568 cartes différentes) les unes sur les autres pour former la première cartographie du rayonnement direct normal de Mauritanie.

La dernière étape consiste à réaliser une nouvelle base de données pour le découpage régional de la Mauritanie et superposer cette nouvelle base sur la carte finale afin d'identifier la répartition finale du rayonnement direct normal pour chaque région et enfin mettre en place une légende. Le processus complet de la réalisation de la cartographie est résumé dans l'organigramme de la [figure 2.4](#).

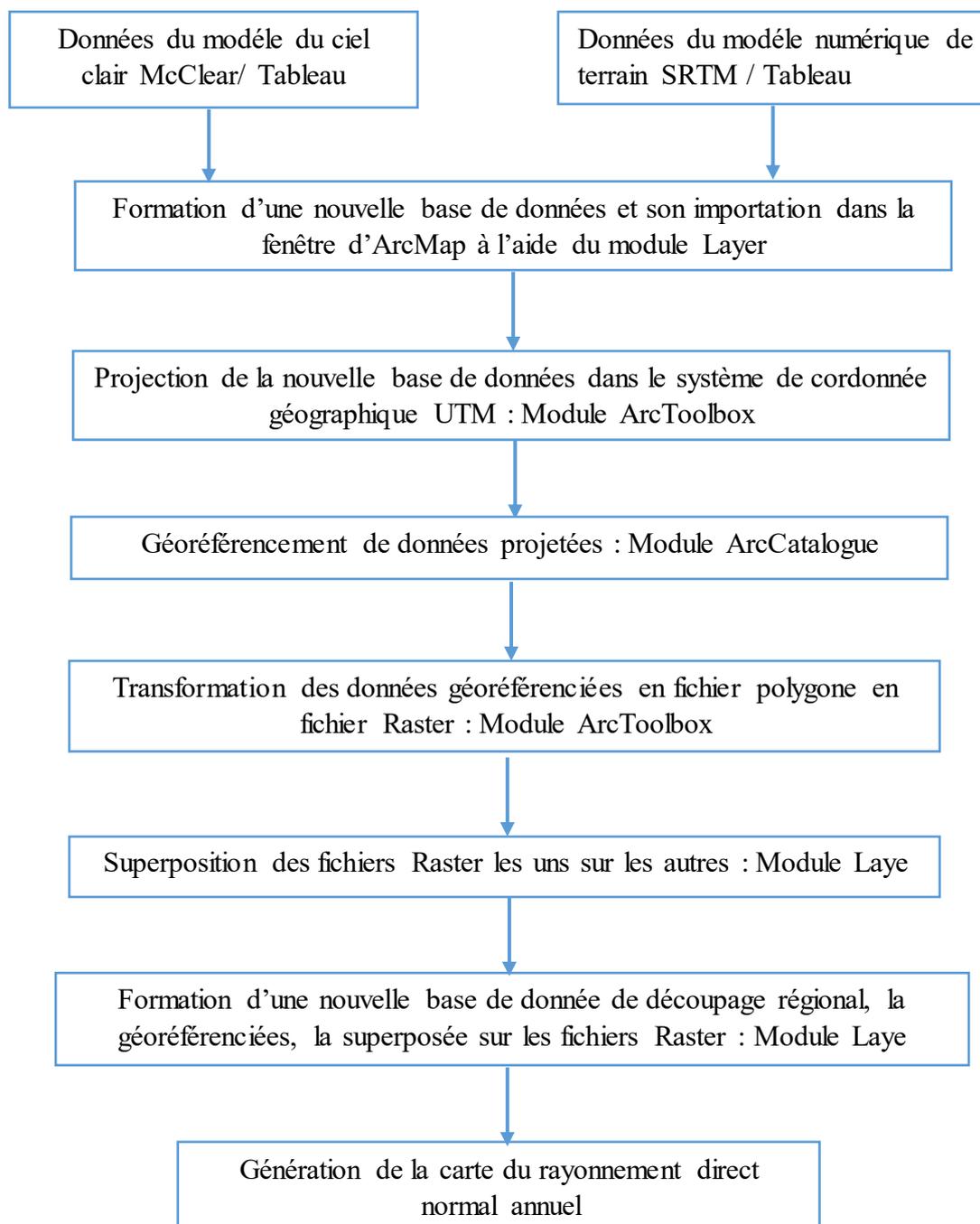


Figure 2.4 : Organigramme de la réalisation de la carte du rayonnement

2.2.1.6. Résultats

L'exploitation des données du modèle du ciel clair McClear et le modèle numérique SRTM a permis la mise en place de la cartographie estimant le rayonnement direct normal reçu sur le territoire Mauritanien à partir des mesures satellitaires sur une moyenne de vingt ans de mesures. La [figure 2.5](#) présente les résultats de cette carte.

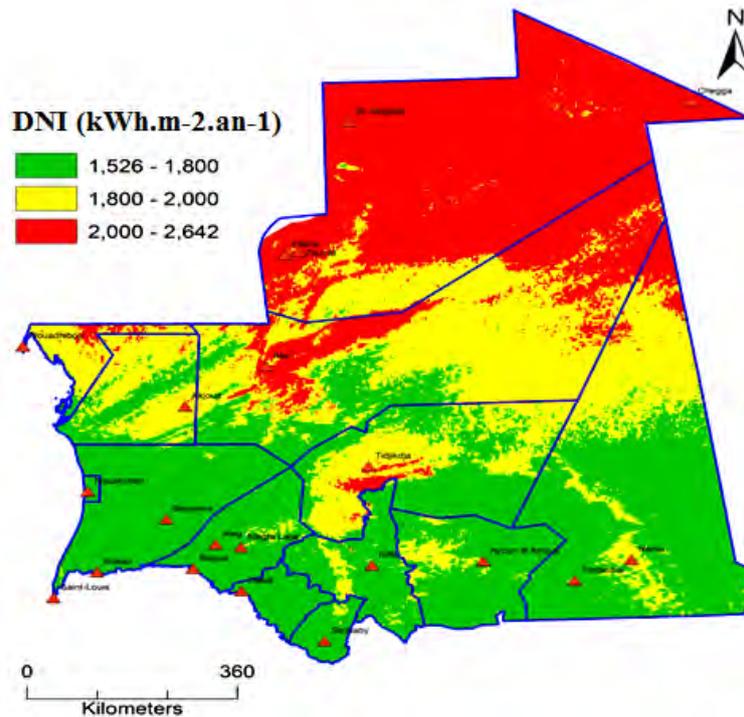


Figure 2.5 : Carte du rayonnement direct normal

Cette carte permet d'identifier les régions favorables pour l'exploitation d'un capteur solaire à concentration en Mauritanie. D'après cette carte, on peut observer que la Mauritanie est divisée en trois zones suivant la valeur du rayonnement direct normal. La première zone est celle du sud (Guidimagha, Trarza, Brakna, Nouakchott et l'Assaba) et une partie des régions du sud-est du pays (Hodh Charghi) sont caractérisées par un climat plus humide avec des ressources solaires directes normales moins importantes variant de 1500 – 1800 kWh.m².an⁻¹. Cette faiblesse du rayonnement direct normal peut être causée soit, par le taux de couverture important dans ces zones ou soit par l'influence du relief (faible élévation par exemple). Une deuxième zone caractérisée par un rayonnement direct normal variant de 1800 – 2000 kWh.m².an⁻¹. Cette zone couvre le centre du pays comprenant les régions de l'Adrar et le Tagant et une partie des régions de l'Inchiri au nord-ouest et du Hodh Charghi au nord-est. Une dernière zone du nord couvrant la région de Tiris Zemmour dont le climat est de type désertique, sec et chaud

donc très ensoleillé et le rayonnement direct normal dans cette région varie de 2000 – 2642 kWh.m².an⁻¹.

La carte de la [figure 2.5](#) a été comparée avec une cartographie de rayonnement direct normal de Mauritanie proposé par [SolarGis](#). Cette comparaison montre une bonne correspondance, de point de vue variabilité du rayonnement direct normal, sur les deux cartes. Elles concordent également dans les régions du sud, Brakna, Trarza, Nouakchott, Assaba et une partie de Hodh Charghi. Pour le reste des régions le rayonnement direct normal a été augmenté de 5 % à 12 %. Cela pourrait s'expliquer par la précision des données utilisées mais également par la haute résolution de la carte.

L'effet du relief sur le rayonnement direct normal reçu sur la carte est visible. Dans les zones montagneuses (à forte élévation) le rayonnement direct normal a été pratiquement multiplié par deux comparativement aux zones à faible élévation. Un site est favorable à l'exploitation d'un capteur solaire doit bénéficier d'un rayonnement direct normal supérieur à 1800 kWh.m².an⁻¹ [Breyer et al, \[8\]](#). La [figure 2.6](#) montre l'ensemble des régions atteignant ce seuil, c'est-à-dire les régions bénéficiant d'un rayonnement direct normal supérieur à 1800 kWh.m².an⁻¹.

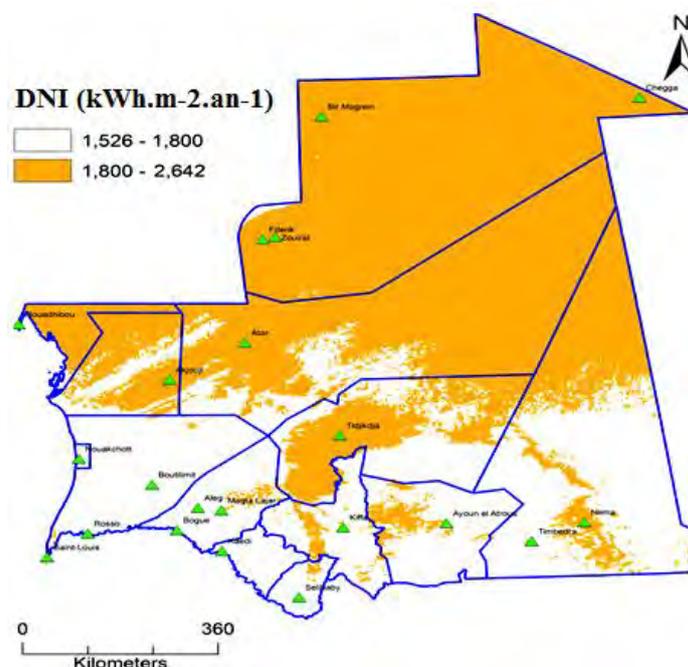


Figure 2.6 : Régions bénéficiant d'un rayonnement direct supérieur à 1800 kWh.m⁻².an⁻¹

D'après cette carte, le seuil de 1800 kWh.m².an⁻¹ est atteint dans les régions de Tris Zemmour, Nouadhibou, Adrar et de l'Inchiri. Il est également atteint au centre de Tagan et au nord du Hodh Charghi.

a. Calcul des superficies des différentes zones

Il existe deux méthodes permettant de calculer la superficie d'une zone sur une carte géo référencée sous l'environnement ArcMap. La première méthode consiste à éditer la carte et créer un polygone sur la surface à déterminer et utiliser le module ArcCatalogue pour effectuer le calcul. Karim Ali [32] présente de façon détaillée cette méthode. La deuxième méthode utilise l'analyse spatiale des données géo référencée. Elle consiste à analyser graphiquement les données du rayonnement direct normal sur toute la carte et utiliser la fonction intégrale pour calculer chaque superficie. Le graphe de la figure 2.7 et les formules 2.1, 2.2 et 2.3 ont été utilisés pour déterminer la superficie des différentes zones de la carte.

Superficie de la zone verte :

$$S_V = \int_0^{420} (a_1x + b_1)dx \quad \text{et} \quad a_1 = \tan \alpha_1 \quad (2-1)$$

Superficie de la zone jaune :

$$S_J = \int_{420}^{640} (a_2x + b_3)dx \quad \text{et} \quad a_2 = \tan \alpha_2 \quad (2-2)$$

Superficie de la zone rouge :

$$S_R = \int_{640}^{1000} (a_3x + b_3)dx \quad \text{et} \quad a_3 = \tan \alpha_3 \quad (2-3)$$

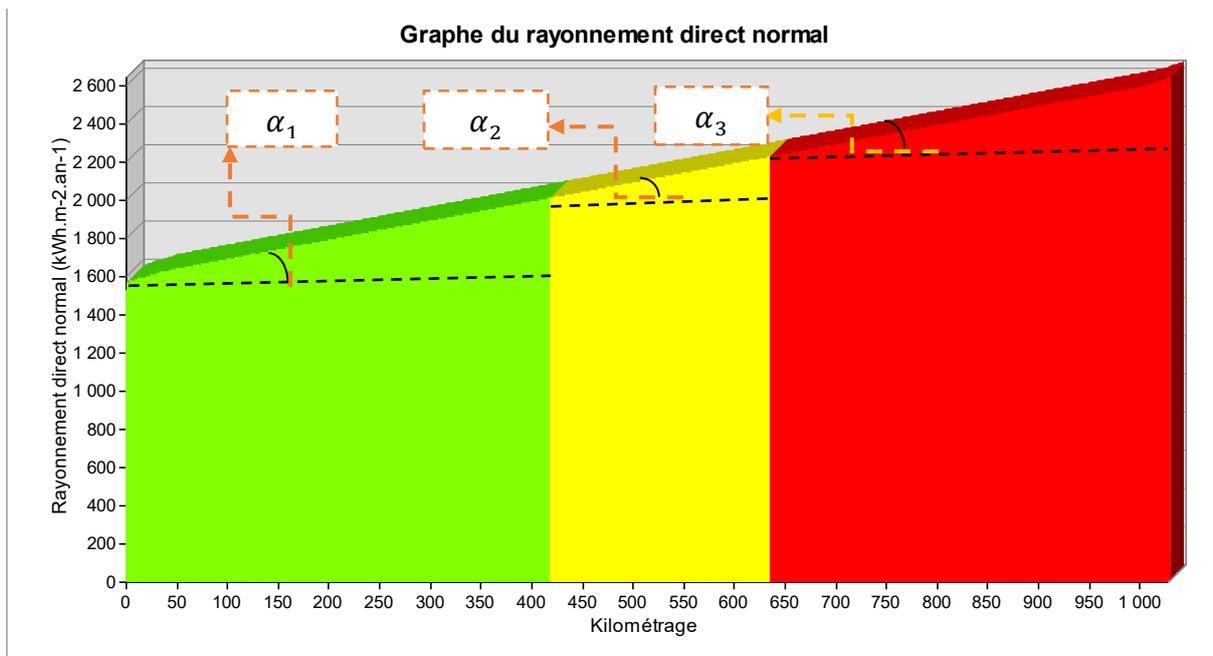


Figure 2.7 : Répartition zonale d'un rayonnement direct sur toute la carte

La Mauritanie a une superficie terrestre totale de 1030700 km². Cette superficie est calculée sur l'échelle de la carte du rayonnement direct normal de la [figure 2.7](#) par l'expression 2-4 :

$$S_{tot} = \sum_i^{v,r,j} S_i = \int_0^{420} (a_1x + b_1)dx + \int_{420}^{640} (a_2x + b_3)dx + \int_{640}^{1000} (a_3x + b_3)dx \quad (2-4)$$

L'expression 2-4 est utilisée pour déterminer l'échelle réelle et ainsi calculer les superficies réelles et leurs pourcentages sur tout le territoire Mauritanien et pour les différentes zones. Ces calculs révèlent que 37 % de la superficie de la Mauritanie est dotée d'un rayonnement direct normal moyen annuel variant de 1500 à 1800 kWh.m⁻².an⁻¹ tandis que 19 % bénéficie d'un rayonnement direct normal moyen annuel variant de 1800 à 2000 kWh.m⁻².an⁻¹ et 44 % a un rayonnement direct normal moyen varie de 2000 à 2642 kWh.m⁻².an⁻¹. La [figure 2.8](#) et le [tableau 2.2](#) montrent en détail ces résultats.

Tableau 2.2 : Répartition du DNI sur le territoire Mauritanien

Plage du DNI (kWh.m-2.an-1)	Pourcentage	Surface occupée (km2)
1500 - 1800	37 %	387447,46
1800 - 2000	19 %	191978,47
2000 - 2642	44 %	451274,06

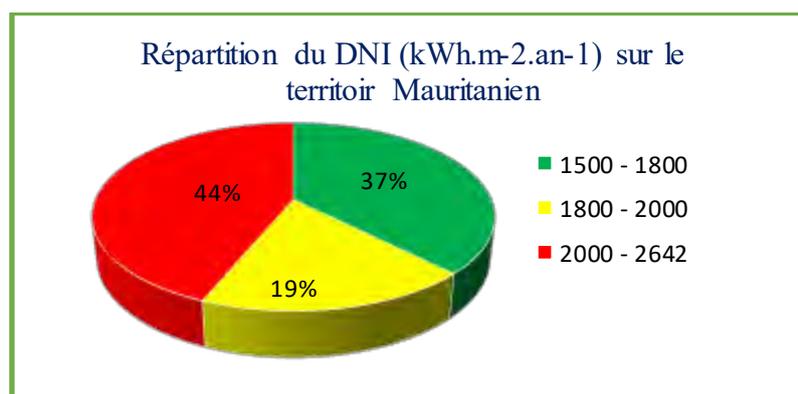


Figure 2.8 : Répartition du DNI sur le territoire Mauritanie

2.2.1.7. Conclusion

La méthodologie et les données du modèle McClear et le modèle numérique de terrain SRTM ont été utilisés pour la réalisation de la carte du rayonnement direct normal de la Mauritanie. Les données utilisées ont été réalisées sur une moyenne de vingt ans de mesures ce qui permet

de réduire l'incertitude de ces données de moins de 5 % d'après [Lohmann et al, \[17\]](#) et [C. Gueymard et al, \[18\]](#). Néanmoins, Il est toujours recommandé de valider cette carte par des données mesurées au sol du rayonnement direct normal sur toute la Mauritanie tout en respectant la distance entre deux stations de mesure annoncé par [Perez et al, \[16\]](#).

Cette carte, reste à valider, offre une information relative sur la répartition du rayonnement direct normal en Mauritanie. Elle pourrait être exploitée par les futurs développeurs de projets pour identifier les sites favorables à l'implantation de centrales solaires thermodynamiques à concentration.

Les régions de Tiris Zemmour, de Nouadhibou, de l'Adrar, de l'Inchiri, le centre du Tagan et au nord du Hodh Charghi sont privilégiés pour la technologie solaire thermodynamique à concentration.

63 % de la superficie de Mauritanie est favorable pour l'implantation des centrales solaires à concentration selon le fameux critère de [Breyer et al, \[8\]](#).

2.2.2. Evaluation des ressources en eau de la Mauritanie

2.2.2.1.Introduction

L'évaluation des ressources en eau pour les sites favorables à l'implantation des centrales solaires thermodynamiques à concentration est primordiale. L'utilisation de l'eau pour le refroidissement du cycle thermodynamique de la centrale est plus efficace que l'air ambiant [Al-Soud et al, \[9\]](#). Selon [Kearney et al, \[10\]](#) le refroidissement par l'eau permet de maximiser le rendement de la centrale et réduit également le coût de l'électricité de 10 % comparative ment au refroidissement à sec. L'eau est utilisée également pour les besoins de maintenance nettoyage des miroirs ect....

L'objectif visé dans cette partie est de localiser l'ensemble de zones bénéficiant des ressources en eau en Mauritanie. Les ressources en eau de la Mauritanie ne sont que partiellement connues. On estime que des réserves importantes existent dans le sous-sol, localisées essentiellement dans le bassin côtier et dans certaines parties du bassin de Taoudenni. Selon certaines sources [RIM \[34\]](#), les réserves en eau souterraine 'reconnues' du bassin côtier seraient d'un milliard de m³ d'eau. [RIM-DHA, \[35\]](#) estime que la nappe de Trarza stocke 20 milliards de m³ d'eau. Selon [Ould El Hadji et al, \[36\]](#) les réserves souterraines totales de Mauritanie sont estimées plutôt à 50 milliards de m³. La majorité des ressources souterraines de la Mauritanie est fossile et ne se renouvelle pas avec les précipitations tandis que pour les nappes superficielles le seuil

de recharge admis correspond à un total de pluies annuelles de 400 mm. D'après la FAO la partie renouvelable serait de 300 millions de m³ par an pour l'ensemble des eaux souterraines mauritaniennes.

Les ressources en eau non souterraines de Mauritanie ne sont pas aussi importantes. Elles se composent de ressources permanentes et à des ressources non permanentes. Ces ressources renouvelables pourront être exploitées pour répondre aux besoins des centrales solaires thermodynamiques à concentration. Pour mieux localiser ces ressources une carte du réseau hydrographique de Mauritanie a été réalisée.

2.2.2.2.Méthode de réalisation de la carte du réseau hydrographique

La carte du réseau hydrographie permet de définir les rivières et cours d'eau permanents ou temporaires, sur tout le territoire Mauritanien et donc la localisation des régions bénéficiant des ressources en eau non souterraine de Mauritanie. Ces dernières permettent la formation des surfaces d'eau utiles pour le développement de la technologie CSP en Mauritanie.

La méthodologie utilisée est l'analyse sous SIG (Système d'Information Géographique) décrite dans la section précédente. La différence avec la méthodologie utilisée pour la carte du rayonnement se situe dans la nature des données exploitées et dans les formats des fichiers traités. Trois données de natures différentes ont été utilisées pour la réalisation de la carte du réseau hydrographique. Les données des cours d'eau comprenant 2225 cours d'eau ont été fournies par le Centre Nationale des Ressources en eau, les données des surfaces d'eau temporaire (non permanente) comprenant 1225 surfaces d'eau sont disponibles sur le site VGT4Africa et une seule donnée pour les surfaces d'eau permanent localisées par OMVS [37]. Pour chaque type de donnée une carte a été réalisée illustrant la répartition de ces données avec un format particulier. Les données de surfaces d'eau permanente ont été repérées par un format de rivière, celles de cours d'eau par un format de ligne et surfaces temporaire par un format de polygone. Après avoir réalisé chaque carte, la technique de superposition du module Layer dans l'environnement d'ArcMap a été utilisée pour combiner toutes les trois cartes formant la carte finale du réseau hydrographique de Mauritanie.

2.2.2.3.Résultats

L'utilisation des données du modèle numérique de terrain SRTM parallèlement aux données des cours d'eau, surfaces d'eau permanentes et temporaires a permis la mise au point de la carte du réseau hydrographique de Mauritanie de la [figure 2.9](#).

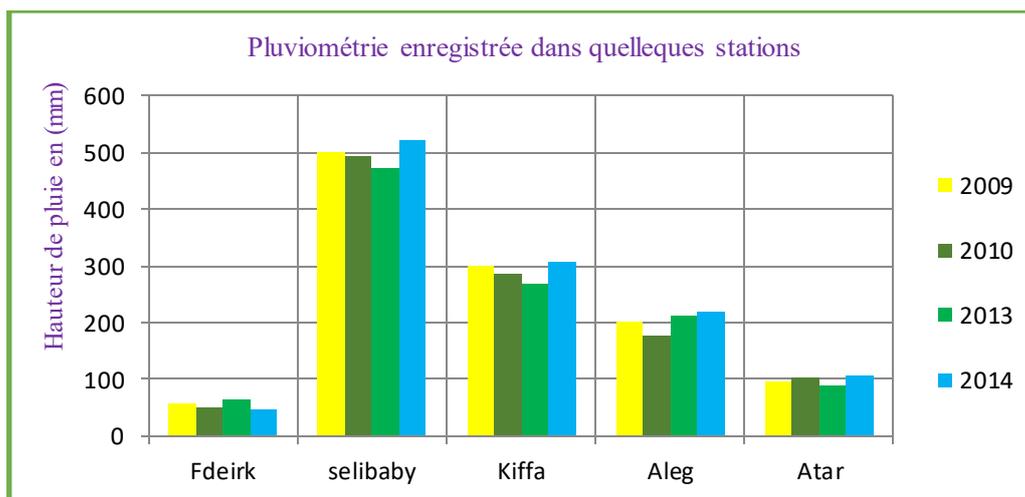


Figure 2.10 : Histogramme des pluies annuelles enregistrées dans quelques stations

A partir de la figure 2.11, les régions du sud de la Mauritanie telle que le Guidimagha, Trarza, Brakna et l'Assaba sont des régions intertropicales tandis que le nord du pays est purement désertique. Pour mieux identifier les eaux des surfaces d'origine pluviométrique, une carte des cumuls pluviométriques a été dressée pour les données de l'année 2010 (figure 2.11). Cette carte donne une estimation de la pluviométrie sur tout le territoire Mauritanien. Ces estimations sont utilisées pour quantifier ces ressources en eau de surface.

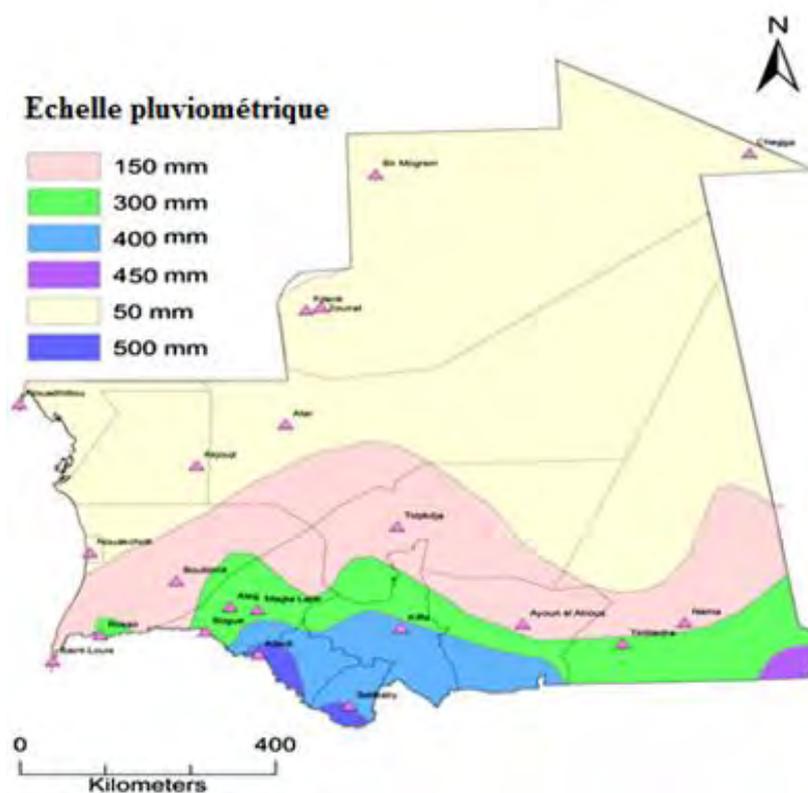


Figure 2.11 : Carte pluviométrique pour l'année 2010

La carte de la [figure 2.11](#) montre que les zones du nord de la Mauritanie se caractérisent par des ressources en eau superficielles limitées contrairement aux ressources solaires directes normales disponibles dans ces zones ([Figure 2.5](#)). Cela fait que les ressources en eau se posent comme un facteur limitant le développement de la technologie solaire CSP au nord de la Mauritanie. Pour les microcentrales solaires CSP les besoins en eau ne sont pas aussi importants et une solution consistant à recycler les eaux de surface (de pluie) pour les besoins de ces microcentrales a été proposée. Cette solution permet l'identification, la délimitation et le calcul des paramètres physiques de bassins versant sur le site d'implantation. La méthode déployée dans cette solution est basée sur le principe des systèmes d'information géographique. Trois outils ont été utilisés pour la mise en place de cette solution notamment : Google Earth pour localiser la zone dans laquelle le bassin sera étudié, logiciel Global Mapper pour la délimitation et le calcul des bassins versants, le modèle numérique de terrain pour les informations sur le terrain (élévation et pente) et le logiciel Excel. Cette méthode a été présentée plus précisément par [Ahmed Ksentini \[38\]](#). Les différentes étapes de cette méthode ont été résumées sur l'organigramme de la [figure 2.12](#). Le site Fdeirek de coordonnées ($22^{\circ} 42' 21.0078''$ N, $12^{\circ} 57' 45.0020''$ W) a été choisi, à titre d'exemple, pour la mise en place de la méthode.

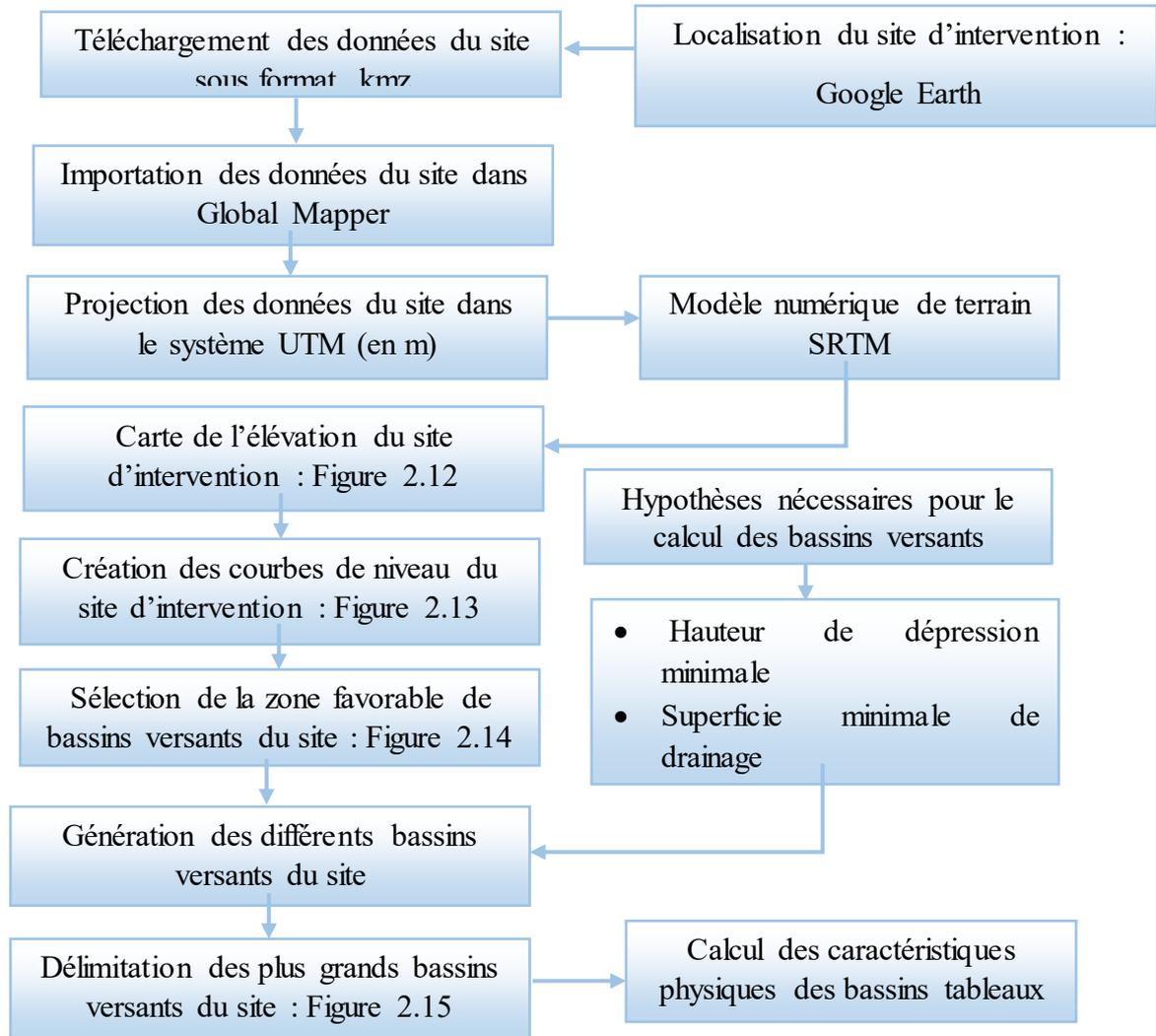


Figure 2.12-Organigramme de flux d'étapes de délimitation et du calcul des bassins versants

La figure 2.13 présente la carte d'élévation en 3D de la zone de Fdereik. Cette carte permet de localiser les zones montagneuses du site indispensable pour l'identification de ces bassins versants.

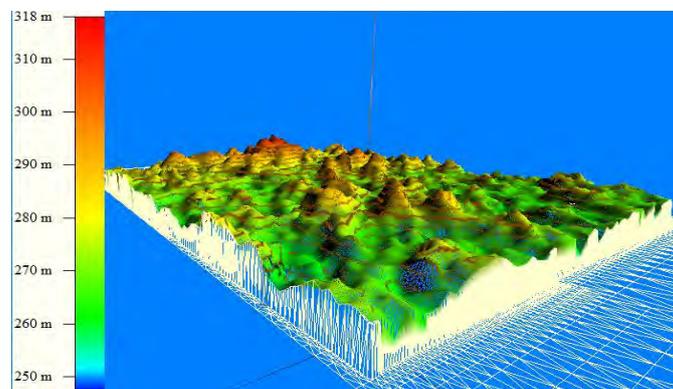


Figure 2.13 : Topographie de la zone d'intervention "Elévation"

L'élévation maximale enregistrée est de 318 m et la minimale est de 250 m. Ce résultat coïncide avec ceux de la [figure 2.2](#). L'altitude maximale représente le point le plus élevé du bassin tandis que l'altitude minimale correspond au point le plus bas, généralement à l'exutoire. Ces deux données sont très importantes dans le calcul faisant intervenir des variables climatiques telles que la précipitation. Elles déterminent l'amplitude altimétrique du bassin versant et interviennent aussi dans le calcul de la pente.

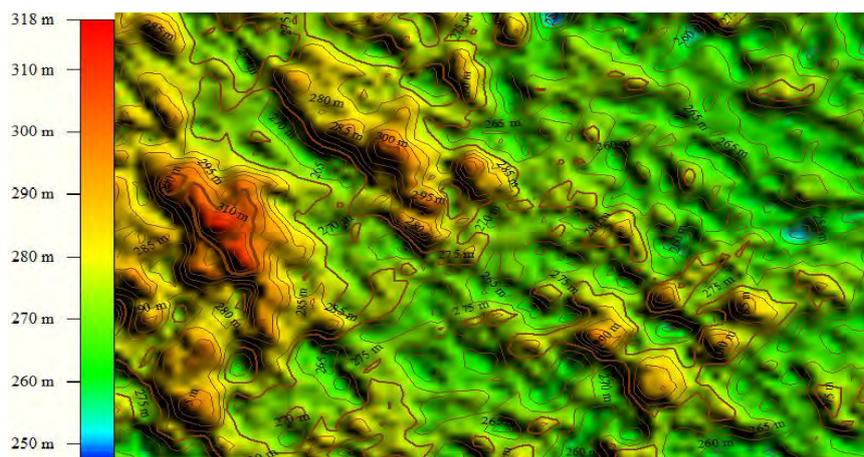


Figure 2.14 : Courbes de niveau de la zone d'intervention

La délimitation et le calcul des bassins versants se font sur la base de génération des courbes de niveau du terrain qui permettent de connaître l'allure du terrain et ces lignes d'écoulement. La [figure 2.14](#) illustre les courbes de niveau du terrain et un intervalle de 10 m a été fixé entre ces courbes. À partir de cette carte les plus grands bassins versants de la zone d'intervention peuvent être observés. La zone contenant ces bassins a été localisée et délimitée afin que le logiciel fasse le calcul de ces caractéristiques physiques ([Figure 2.15](#)).

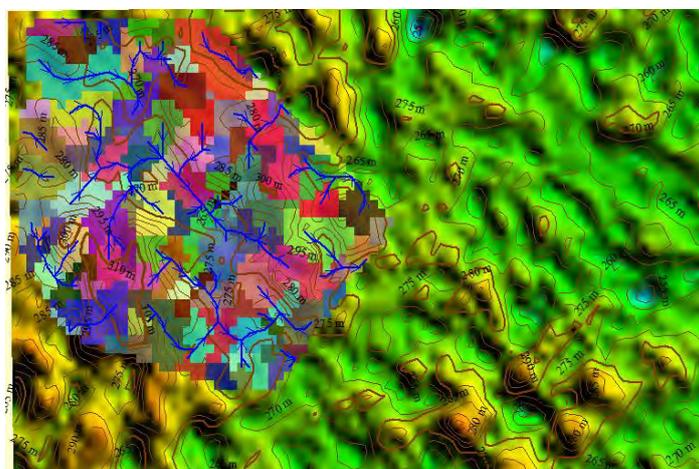


Figure 2.15 : Localisation de la zone des bassins versants du site

Avec une hauteur minimale de dépression de 10 m et une superficie minimale de drainage de 0.5 km² le logiciel fait la délimitation et génère l'ensemble de bassins versants de la zone. Chaque bassin versant est caractérisé par une couleur et un sens d'écoulement. Certains bassins se joignent à un point d'exutoire formant ainsi le plus grand bassin versant de cette zone. La [figure 2.16](#) présente ce bassin et les autres petits bassins qu'on peut observer dans cette zone. Ensuite le logiciel Global Mapper permet de calculer numériquement les caractéristiques physiques de ces bassins et de l'emporter en fichier Excel. Le [tableau 2.3](#) donne les résultats trouvés pour deux bassins de cette zone.

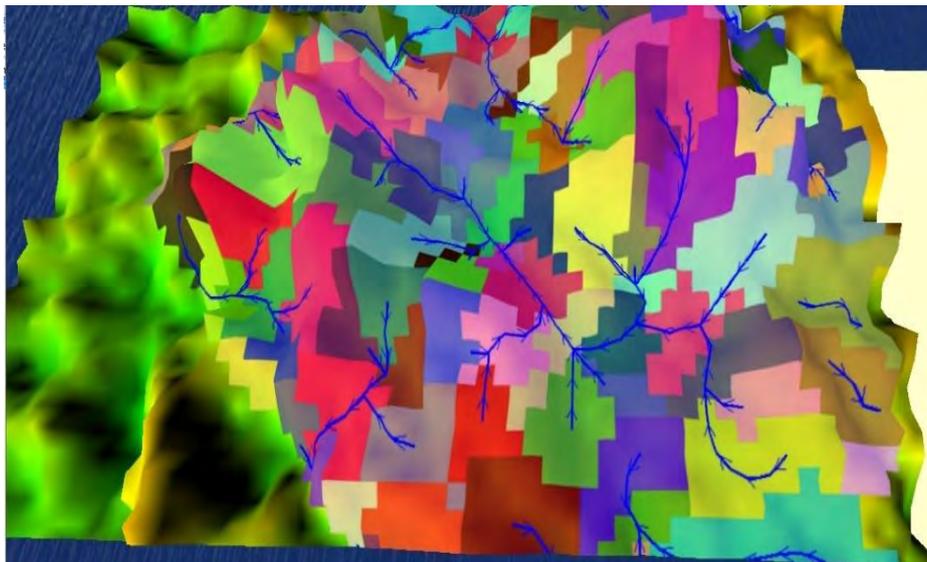


Figure 2.16 : délimitation des bassins versants de la zone d'intervention

Tableau 2.3 : Caractéristiques physiques de bassins

	Surface (km ²)	Périmètre (km)	Élévation maximale (m)	Élévation minimale (m)	Pente (%)	Longueur d'écoulement (m)
BV1	0.75	5.783	315	245	1.2	1585.85
BV2	0.2	1.466	312	281	0.84	377.68

Ces caractéristiques physiques sont utiles pour calculer le débit à évacuer par chaque bassin et passer au calcul des paramètres de l'ouvrage hydraulique pour estimer les réserves en eau de la zone qui seront exploités pour les besoins de la microcentrale.

2.2.2.4. Conclusion

Les données des cours d'eau, les surfaces d'eau temporaire et les surfaces d'eau permanent avec le modèle numérique de terrain ont permis la réalisation de la carte du réseau hydrographique de Mauritanie sous l'environnement d'ArcGis. Cette carte permet d'identifier les zones bénéficiant des ressources en eau surfacique permanent ou temporaire en Mauritanie.

Le réseau hydrographique est relativement dense dans le sud de la Mauritanie, constitué essentiellement par le fleuve Sénégal et ces effluents. Les surfaces d'eau temporaire les plus importantes se trouvant également au sud notamment les lacs de R'kiz, Male et d'Aleg.

La carte pluviométrique aide à identifier et à quantifier les ressources en eau temporaires de la Mauritanie. Ces résultats montrent que les régions du nord constituent la zone où il pleut le moins et où l'évapotranspiration est très importante. Cela fait que, à un moment de l'année, la majorité des plans d'eau et les cours d'eau sont presque asséchés, alors que nous avons besoin de ces réserves en eau pour le refroidissement du cycle thermodynamique de la microcentrale.

Pour y remédier, nous nous sommes intéressés aux petites unités qui n'ont pas besoin de beaucoup d'eau pour leur refroidissement.

Une première solution pour remédier à ce problème a été proposée et consiste à recycler l'eau de pluie. Cette solution permet de localiser, délimiter et calculer les caractéristiques physiques des bassins versants sur tout le territoire Mauritanien. Nous pouvons aussi envisager les turbines à gaz pour la conversion thermique à électricité qui ne nécessite pas d'eau ou enfin envisager un refroidissement par air, mais pour une centrale à vapeur, cette technologie augmente le coût de l'électricité produite d'environ 10 % [10].

2.2.3. Topographie de Mauritanie (latitude, altitude et la pente)

L'évaluation de la topographie d'un site favorable pour l'implantation d'une centrale solaire CSP est nécessaire [Pierre Garcia, \[1\]](#). La latitude et l'altitude influencent fortement la quantité et la qualité du rayonnement reçu sur le site et par conséquent la performance globale de la centrale. La pente du terrain influence le type de travaux de génie civil pour le terrassement et les fondations et cela a un coût qui peut être important dans certains sites puisque ce coût rentre dans le coût d'investissement global de la centrale. Les zones de forte latitude et l'altitude sur tout le territoire Mauritanien ont été identifiées et discutées dans les sections précédentes. Cette partie s'intéresse à l'étude de la nature des pentes de la Mauritanie.

2.2.3.1. Modèles et méthodes

La carte de topographie permet d'identifier les zones possédant des reliefs importants sur tout le territoire Mauritanie. La méthode utilisée est basée sur un modèle prédéfini sur l'environnement ArcMap exploitant l'analyse spatiale des surfaces. Les données de topographie utilisées pour créer la carte du relief proviennent de la base de données Shuttle Radar Topography Mission (SRTM) du Consultative Group for International Agriculture Research Consortium for Spatial Information (CGIAR-CSI) (CGIAR-CSI, 2004). Ces données de topographie consistent en un modèle numérique de terrain (MNT) ayant une résolution de 3 arc-secondes dont les élévations sont enregistrées en mètres par rapport au niveau moyen de la mer, basé sur le système géodésique mondial WGS 1984. Le modèle spatial du relief demande deux données d'entrée, la première est les résultats de la carte de l'élévation (Modèle Numérique de terrain SRTM) et la deuxième est un facteur lié à la dimension des résultats de la carte. Si ce facteur est égal à l'unité cela conduit à un résultat à deux dimensions sinon à trois dimensions. Joseph Kerski, [39] présente en détail cette méthode. L'organigramme de la figure 2.17 décrit les différentes étapes de la réalisation de la carte du relief de la Mauritanie.

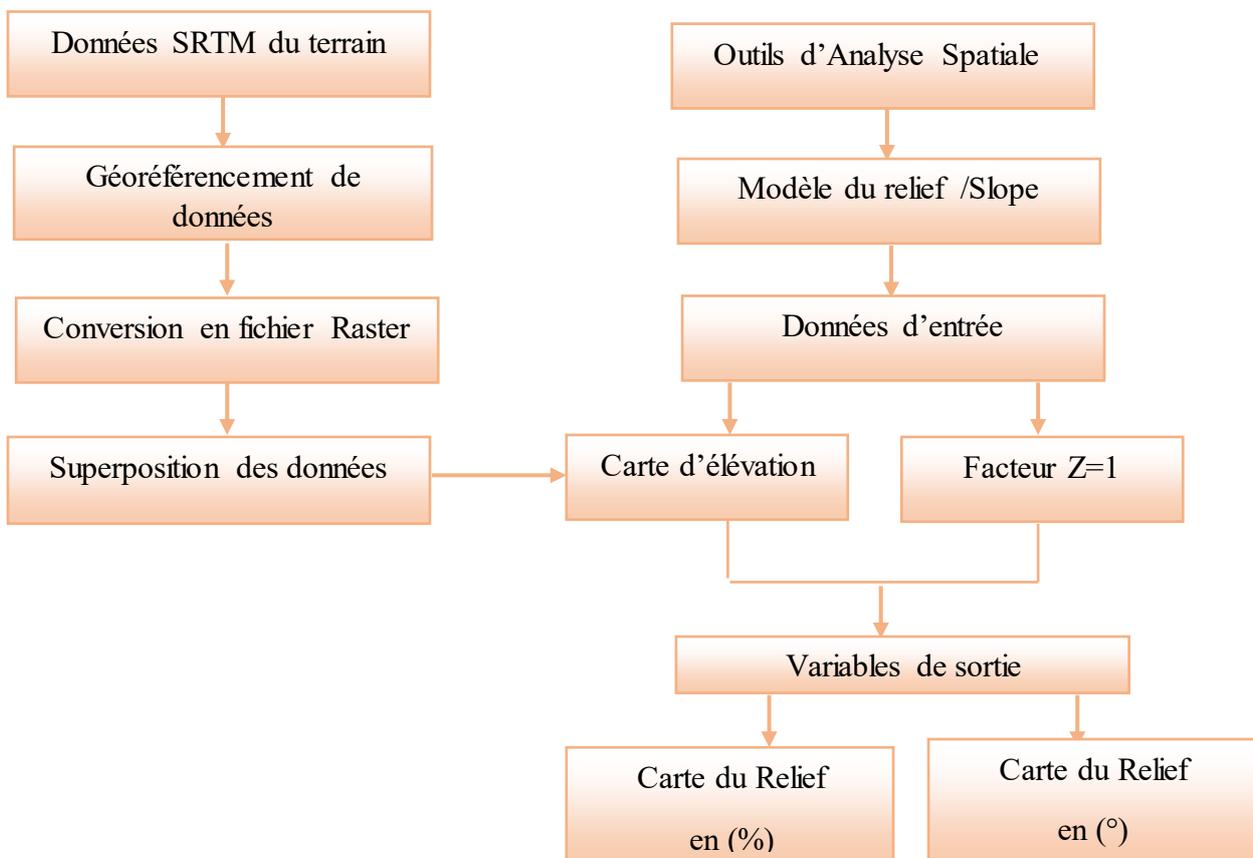


Figure 2.17 : Organigramme de flux d'étapes de réalisation de la carte de relief

2.2.3.2. Résultats

L'exploitation du modèle de relief et les données du modèle numérique SRTM ont permis la réalisation de la carte du relief de Mauritanie. Cette carte permet de localiser les zones bénéficiant de relief important sur tout le territoire Mauritanien. À partir de la Figure 2.18, on peut apercevoir que le relief est pratiquement faible, inférieure à 1 %, sur toute la carte à l'exception de la ceinture de l'Adrar, Teagan et de Selibaby où il varie de 2 % à 3%.

Les capteurs cylindro-paraboliques pivotant sur un seul axe nécessitent des terrains plats. Ces capteurs sont recommandés dans les zones de pente inférieure à 1 % [Hang et al, \[4\]](#) ; alors que, dans les zones de pente élevée, supérieures à 3 %, les capteurs linéaires de Fresnel sont les mieux préconisés [ADEME \[14\]](#).

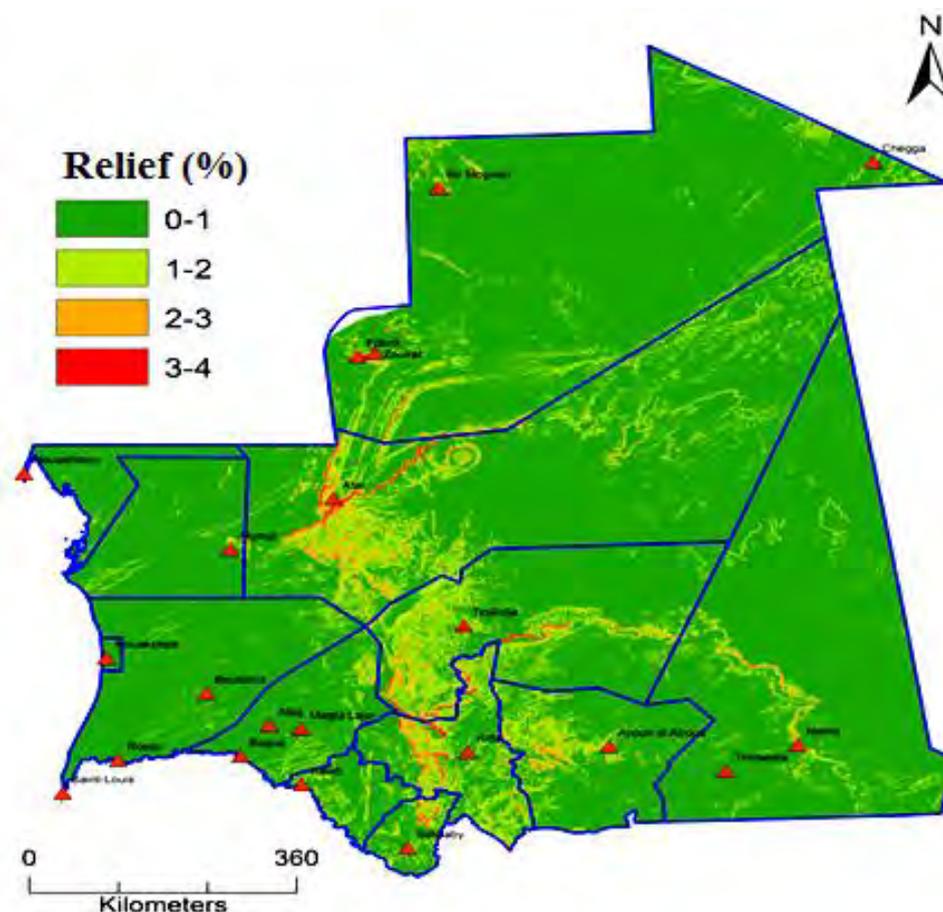


Figure 2.18 : Répartition du relief sur le territoire Mauritanien

Le champ d'héliostats des centrales à tour et les capteurs paraboliques peuvent, dans certains cas, tirer avantage d'un relief à forte pente [Tapachés, \[28\]](#). Une disposition adéquate permet de réduire les ombres portées d'un héliostat sur un autre et ainsi augmenter la densité du champ.

Ainsi, ces deux technologies pourraient tirer avantage des reliefs importants dans les régions de l'Adrar et le Tegant.

2.2.4. Evaluation des vitesses de vents en Mauritanie

L'évaluation des vitesses de vents pour un site favorable pour l'implantation des microcentrales CSP est importante. Les vitesses de vents exercent des pressions, parfois élevées, sur les miroirs du capteur. Dans des zones désertiques de Mauritanie, Ces vents sont souvent accompagnés de poussières ([figure 2.19](#)). Cela constitue un problème pour la structure porteuse des miroirs et la prise en compte de ces contraintes est recommandée pour des raisons économiques. L'analyse de vitesse de vent permet également de déterminer les vitesses moyennes de chaque zone de Mauritanie aidant ainsi à estimer la perte convective au niveau de la vitre du récepteur linéaire.



Figure 2.19 : Illustration de vents du désert de Mauritanie

2.2.4.1. Modèles et Méthodes

La carte de vitesse de vents permet d'identifier les zones à forte ventilation en Mauritanie. Cette carte a été établie à partir des données fournies par une équipe de HéliMAX dans le cadre du projet Eolien 2013. La méthode utilisée pour la mise au point de cette carte est basée sur l'analyse sous SIG. Elle diffère très légèrement de la méthode exposée précédemment. Cela est dû à la nature de données exploitées. En effet, nous n'avons pas pu trouver une base de données numérisée pour les vitesses de vent. Une carte de vitesses de vents a été délivrée par HéliMAX que nous avons reproduit à nouveau. A l'aide de cette carte nous avons constitué une base de données numérisée pour les vitesses de vents, ensuite la méthode illustrée à la [figure 2.20](#) a été appliquée pour la réalisation de la carte de vitesses de vents de la Mauritanie.

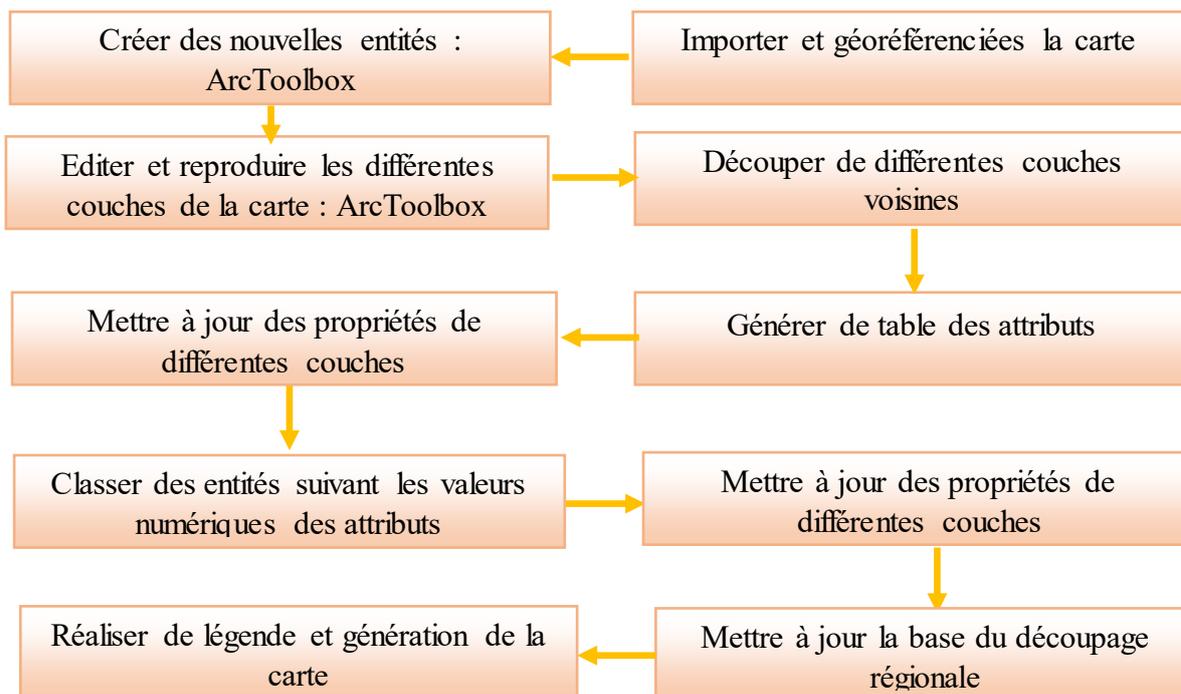


Figure 2.20 : Organigramme de réalisation de la carte de vitesse de vent

2.2.4.2. Résultats

La méthode décrite plus haut a permis la reproduction de la carte de vitesse de vents de Mauritanie de la figure 2.21. Le but est d'évaluer ce critère et de proposer la technologie du concentrateur viable pour chaque zone et ainsi minimiser l'influence de ces vents sur la structure porteuse de ces miroirs.

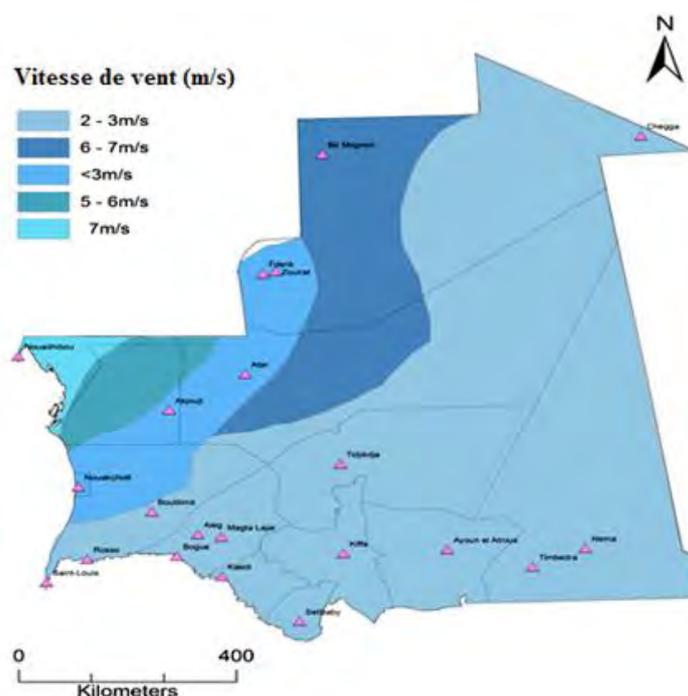


Figure 2.21 : Carte de vitesse de vent de Mauritanie

A partir cette carte on constate que le nord-est de la Mauritanie est caractérisé par des vitesses de vents faibles variant de 2 m/s à 3 m/s tandis que le reste des régions du pays bénéficie des vitesses moyennes allant de 5 m/s à 6 m/s et supérieur à 7 m/s dans les zones côtières. Dans les zones à forte ventilation, les concentrateurs linéaires de Fresnel et les centrales à tour sont recommandés à cause notamment du positionnement de leur miroirs plats (ou légèrement courbés) à l'horizontale ce qui permet de minimiser leur prise au vent. L'utilisation des capteurs cylindro-paraboliques et paraboliques dans ces zones semblent être plus problématique dans ces conditions. Dans les zones de faibles ventilations les quatre technologies sont envisagées mais la prise en compte de contraintes engendrées par ces vents apparaît nécessaire lors du dimensionnement du système.

2.2.5. Synthèses de travaux

Les régions favorables pour la technologie CSP en Mauritanie sont celles qui répondent à tous les critères. En effet, nous avons superposé les différentes cartes modélisant ces critères et les zones d'intersection de ces cartes sont jugées favorables. Dans le [tableau 2.4](#), les trois premières colonnes contiennent les conditions sur la vitesse de vents, le rayonnement direct normal et la pente du terrain, respectivement. La colonne 4 calcule la superficie des terres qui satisfait aux conditions dans les colonnes précédentes, tandis que la colonne 5 donne cette même superficie en pourcentage du territoire Mauritanien. La colonne 6 illustre la technologie du concentrateur le plus adaptée en fonction de vitesses de vents. La colonne 7 donne cette même technologie de concentrateur minimisant l'occupation du foncier selon le critère [Ong et al, \[12\]](#).

Tableau 2.4 : Identification des régions favorables

Vitesse de vents (m/s)	DNI (kWh.m ² .an ⁻¹)	Pente (%)	Superficie (km ²)	Pourcentage (%)	Technologie de concentrateur adaptée	L'occupation du foncier
$2 \leq V_m \leq 3$	1500 - 1800	0 - 1	331118,59	32 %	□□□	□□□
	1800 - 2000	0 - 3	72323,27	7 %	Cylindro-Parabolique ou Parabolique	Cylindro-Parabolique
	2000 - 2642	0 - 1	213982,28	21 %	Cylindro-Parabolique ou Parabolique	Cylindro-Parabolique
$5 \leq V_m \leq 6$	1500 - 1800	0 - 1	20614	2 %	linéaires de Fresnel ou centrale à tours	linéaires de Fresnel
	1800 - 2000	0 - 1	30995,68	3 %	linéaires de Fresnel ou centrale à tour	linéaires de Fresnel
	2000 - 2642	□□□	□□□	□□□	□□□	□□□
$6 \leq V_m \leq 7$	1500 - 1800	0 - 1	3485,45	< 1 %	linéaires de Fresnel ou centrale à tour	linéaires de Fresnel
	1800 - 2000	0 - 3	103070	10 %	linéaires de Fresnel ou centrale à tour	linéaires de Fresnel
	2000 - 2642	0 - 1	226754	22 %	linéaires de Fresnel ou centrale à tour	linéaires de Fresnel

2.2.6. Conclusion

Les modèles et les méthodologies présentées dans ce chapitre ont permis l'évaluation du potentiel de la technologie solaire à concentration et l'identification de régions favorables en Mauritanie.

Cinq critères importants à savoir : Les ressources solaires directes normales, la disponibilité des ressources en eau, la topographie du site (latitude, l'altitude et la pente), l'espace foncier disponible et les vitesses de vents extrêmes ont été dressés et analysés sur tout le territoire Mauritanien.

La première carte du rayonnement direct normal a été réalisée à partir de données satellitaires sur une moyenne de vingt ans de mesures. Elle a permis de renseigner sur la disponibilité et la variabilité du rayonnement direct normal en Mauritanie. Elle a également informé sur les régions favorables pour la production de l'électricité ou de la chaleur sur tout le territoire Mauritanien. Cette étude relève que 63 % (643252,51 km²) de la superficie Mauritanienne est dotée d'un rayonnement direct normal supérieur à 1800 kWh.m².an⁻¹.

Les cartes du réseau hydrographique et celles de la pluviométrie ont permis de localiser l'ensemble des cours d'eau, les surfaces d'eau temporaires ou permanentes sur tout le territoire Mauritanien. Cependant, Les ressources en eau en Mauritanie se présentent comme un critère limitant le développement de la technologie solaire CSP surtout pour les centrales de grande puissance où la demande de cette ressource est importante. Pour remédier à cette pénurie une étude de ressources en eau souterraine est souhaitable. Le besoin en eau pour les microcentrales CSP est faible et une bonne exploitation des ressources saisonnières est recommandée. Une méthode de localisation, délimitation et du calcul de ces réserves saisonnières a été proposée. Pour les centrales solaires à grande puissance le cycle des turbines à gaz peut être une bonne alternative pour la conversion thermique à électricité en cas d'indisponibilité de ressources en eau suffisante pour le refroidissement du cycle de Rankine Organique.

La carte d'élévation et celle du relief ont permis d'étudier la topographie de Mauritanie et ainsi prendre en compte l'influence de ce critère sur la performance et la rentabilité économique de la technologie solaire CSP en Mauritanie. Une pente inférieure à 1% est constatée sur tout le territoire Mauritanien à l'exception de régions de l'Adrar, du Teagan et de Selibaby où elle varie de 2 à 3% suite à la forte élévation de ces zones. La topographie influence fortement le choix du type de technologie. Sur tout le territoire Mauritanien, le choix de la technologie du concentrateur le plus appropriée suivant ce critère a été fait.

L'analyse du foncier occupé par une centrale solaire CSP en Mauritanie a été faite suivant le critère [Ong et al, \[12\]](#). Dans les zones où l'espace foncier est cher, il est recommandé d'exploiter la technologie du concentrateur qui minimise cette emprise au sol. Pour les villes où cet espace est limité, nous recommandons d'utiliser la technologie solaire photovoltaïque afin d'exploiter la toiture des habitats et éviter ainsi le coût supplémentaire pour les besoins de la technologie CSP.

La carte de vitesses de vents a permis d'identifier les régions à forte ventilation en Mauritanie afin de prendre en compte la pression engendrée par ces vents lors du dimensionnement de système de concentration. Une vitesse maximale supérieure à 7 m/s est enregistrée dans les zones côtières et désertiques. Cette carte peut être exploitée également pour évaluer le potentiel de la technologie éolienne en Mauritanie. Dans les zones à forte ventilation, il est conseillé, pour les futurs développeurs de projet d'énergie renouvelables de réaliser des études comparatives de point de vue économique sur les deux types de technologies (CSP ou Eolienne) dans ces zones afin de choisir la technologie rentable avant le démarrage d'un projet.

L'énergie solaire thermodynamique à concentration (CSP) nous semble être une solution très compétitive pour accroître l'accès à l'électricité en Mauritanie. Cependant, la mise en œuvre d'une telle centrale CSP nécessite impérativement une évaluation approfondie de son site d'implantation tout en tenant compte des contraintes locales du site. Parmi ces contraintes les vitesses de vents dans le désert de Mauritanie figurent en première position.

Bibliographie

- [1] P. Garcia, Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur, PhD Thesis. PROMES-CNRS. University of Perpignan. France, 2007.
- [2] Y. Azoumah, E. Ramdé, G. Tapsoba et a. S. Thiam, «Siting Guidelines for Concentrating Solar Power Plants in the Sahel: Case Study of Burkina Faso,» *Solar Energy*, vol. 84, n° 18, pp. 1545-1553. doi:10.1016/j.solener.2010.05.019, 2010.
- [3] Emmanuel Wendsongre Ramdé, Yao Azoumah, Abeeku Brew-Hammond, Anselme Rungundu et Gildas Tapsoba, «Site Ranking and Potential Assessment for Concentrating Solar Power in West Africa,» *Natural Resources*, vol. 4, n° 18, pp. 146-153, 2013.
- [4] Q. Hang, Z. Jun, Y. Xiao et C. Junkui, «Prospect of concentrating solar power in China—the sustainable future,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, n° 18, p. 2505–2514, 2008.
- [5] R. Meyer, C. Hoyer et E. Diedrich, «Use of long-term solar irradiance products derived from satellite for solar power project development,» chez *Proceedings of ISES Solar World Congress*, Orlando, 2005.
- [6] A. Ferrière, « Les centrales solaires thermodynamiques Nouvelles technologies de l'énergie: Les énergies renouvelables,» *Traité EGEM, Génie électrique*, Sabonnadie, 2006.
- [7] R. Meyer, C. Hoyer, E. Diedrich, C. Schillings, S. Lohmann, Schroedter-Homscheidt, Buell, R., Trieb, R. Buell et F. Trieb, «Solar energy mining: a high-quality satellite-based service to provide direct solar radiation for Europe, Brazil, Africa and Asia,» chez *proceedings of 12th Solar PACES International Symposium*, Oaxaca, Mexique, 2004.
- [8] C. Breyer et G. Knies, «Global energy supply potential of concentrating solar power,» chez *Proceedings SolarPACES 2009*, Berlin September, 15 – 18, 2009.
- [9] M. S. Al-Soud et E. S. Hrayshat, «A 50MW concentrating solar power plant for Jordan,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 17, n° 16, p. 625–635., 2009.

- [10] D. Kearney, D. Svoboda et P. Nava, «Impact of design choices and performance site influences on solar thermal electric plant economics and performance,» *proceedings of International Conference on Solar Energy*, Vols. 1 sur 2 New York, NY, USA, p. 389–395, 27–30 April 1997.
- [11] Müller-Steinhagen et F. Trieb, «Concentrating solar power – a review of the technology: Quarterly of the Royal Academy of Engineering Ingenia,» 2004.
- [12] S. Ong, C. Clinton, D. Paul et Robert, «“Land-Use Requirements for Solar Power Plants in the United States,» <http://www.nrel.gov/docs/fy13osti/56290.pdf>, 2013.
- [13] H. Broesamle, H. Mannstein, C. Schillings et F. Trieb, «Assessment of solar electricity potentials in North Africa based on satellite data and a geographic information system,» *Solar Energy*, vol. 70, n° 11, p. 1–12, 2001.
- [14] ADEME, “Feuille de Route Solaire Thermodynamique”, 2011.
- [15] organisation mondiale de la météorologie (OMM), Bulletin de station synoptique de l'Afrique de l'Ouest, niger, volume A n°9 publié en 2002.
- [16] Perez, Richard, Robert Seals et and Antoine Zelenka, «Comparing Satellite Remote Sensing and Ground Network Measurements for the Production of Site/time Specific Irradiance Data,» *Solar Energy*, vol. 60, n° 12 doi:10.1016/S0038-092X(96)00162-4, p. 89–96, 1997.
- [17] S. Lohmann, C. Schillings, B. Mayer et and R Meyer, «Long-Term Variability of Solar Direct and Global Radiation Derived from ISCCP Data and Comparison with Reanalysis Data,» *Solar Energy*, vol. 80, n° 11 doi:10.1016/j.solener.2006.03.004, p. 1390–1401, 2006.
- [18] C. Gueymard et and SM Wilcox, «Spatial and Temporal Variability in the Solar Resource: Assessing the Value of Short-Term Measurements at Potential Solar Power Plant Sites,» chez *Solar 2009 ASES Conf (May)*, 2009.
- [19] re.jrc.ec.europa.eu/pvgis. [En ligne].

- [20] <http://solargis.com/products/maps-and-gis-data/free/download/mauritania>. [En ligne].
- [21] Allal et Houda, «REMAP Synthesis: Action plan for high priority renewable energy initiatives in Southern and Eastern Mediterranean Area: how to promote wind energy in the Mediterranean region GEM, Global Energy for the Mediterranean,» *Available at www.ome*, vol. 5, pp. 29-32, 2009.
- [22] Reno, Matthew J, Clifford W Hansen et and Joshua S S, «“The Variability Index: A New and Novel Metric for Quantifying Irradiance and PV Output Variability.”,» *In World Renewable Energy Forum*, 2012.
- [23] S. Cros, O Liandrat, N Sébastien et and N Schumutz, «Clear Sky Models Assessment for an Operational PV Production Forecasting Solution.,» chez *In 28th European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition* <http://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00870092/>, 2013.
- [24] M. Lefèvre, L. Wald et and L Diabaté, «“Using Reduced Data Sets ISCCP-B2 from the Meteosat Satellites to Assess Surface Solar Irradiance,» *Solar Energy*, vol. 81, n° 12, p. 240–253. doi:10.1016/j.solener.2006.03.008, 2013.
- [25] Qu et Zhipeng, «La Nouvelle Méthode Heliosat-4 Pour L'évaluation Du Rayonnement Solaire Au Sol,» École nationale supérieure des mines de Paris. <http://pastel.archives-ouvertes.fr/hal-00870092/>, 2013.
- [26] A. Hammer, D. Heinemann, C. Hoyer, R. Kuhlemann, E. Lorenz, R. Müller et H. Beyer, «Solar energy assessment using remote sensing technologies,» *Remote Sensing of Environment*, vol. 86, n° 18, pp. 423-432, 2003.
- [27] C. Schillings, H. Mannstein et R. Meyer, « Operational method for deriving high resolution direct normal irradiance from satellite data,» *Solar Energy*, vol. 76, n° 14, pp. 475-484, 2004.
- [28] E. Tapachès, Estimation du Potentiel de la Technologie Solaire Thermodynamique à Concentration en Climat Non Désertique — Application à La Réunion, Réunion: University of La Réunion, 2015.

- [29] T. Fluri, «The Potential of Concentrating Solar Power in South Africa,» *Energy Policy*, vol. 37, n° %112, pp. 5075-5080. doi:10.1016/j.enpol.2009.07.017, 2009.
- [30] Y. Charabi et and A Gastli, «GIS Assessment of Large CSP Plant in Duqum,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n° %12, pp. 835-841. doi:10.1016/j.rser.2009.08.019, 2010.
- [31] J. Clifton et and B J Boruff, «Assessing the Potential for Concentrated Solar Power Development in Rural Australia,» *Energy Policy*, vol. 38, n° %19, pp. 5272-5280. doi:10.1016/j.enpol.2010.05.036, 2010.
- [32] «CGIAR-CSI, “SRTM 90m Digital Élévation Database,» [En ligne]. Available: <http://www.cgiar-csi.org> .
- [33] K. Ali, «Digital Geography,» 24 février 2013. [En ligne]. Available: <http://fr.digital-geography.com/calculer-laire-des-polygones-de-manire-automatique/#.WWEwYYlyfIU>. [Accès le 6 10 2015].
- [34] RIM, « programmes d'action nationale de la lutte contre la désertification en Mauritanie (PAN/LCD).,» 2001.
- [35] RIM-DHA, Note sur la situation de la déserte en eau potable en Mauritanie, Wilaya de Trarza, 2003.
- [36] E. Ould El Hadj , «Le secteur de l'hydrolique rurale en Mauritanie workshop n°2,» chez *internationale conférence "Water and sustainable development"*, 1998.
- [37] OMVS, «Plaquette_OMVS_décembre 2012 promotion institutionnelle,» 2012.
- [38] A. Ksentini, Réalisateur, *La Delimitation des bassins versants sur système d'information géographique*. [Film]. tunisie.2013.
- [39] J. Kerski, «GIS Education Community,» 28 February 2014. [En ligne]. Available: <https://blogs.esri.com/esri/gisedcom/2014/02/28/spatial-analyst-videos-describe-decision-making-with-gis/>. [Accès le 23 avril 2015].

**Chapitre 3 : Caractéristiques du site d'implantation et choix
technologique de la microcentrale**

Introduction

Cette partie présente les objectifs et les motivations de ce travail et fait le choix du site d'implantation de la microcentrale à modéliser. La stratégie de production et la configuration de la microcentrale de cette étude ont été inspirées de divers microcentrales de la littérature. Ensuite, le chapitre se termine par la présentation des différents composants de la microcentrale modélisée pour cette première étude.

3.1.Objectifs et motivation

Le chapitre 2 a mis en exergue l'ensemble de sites candidats à l'implantation de la technologie solaire thermodynamique à concentration. Cependant, la problématique posée pour la suite de ce travail est de savoir si ce procédé pouvait être appliqué sur les zones rurales de Mauritanie jugées favorables pour cette technologie et ainsi répondre aux besoins prioritaires en énergie électrique de ces populations rurales. En effet, depuis 2015, le taux d'électrification en Mauritanie est à 3.9 % dans les zones rurales et 37 % en milieu urbain [MPEM \[1\]](#). Cela fait que 90% de populations rurales de Mauritanie se trouvent dans des zones reculées et ne disposent pas du réseau de distribution électrique. Afin de répondre à la problématique de ces populations rurales, il a été fixé, comme objectif principal, de modéliser et de simuler le productible journalier d'une microcentrale solaire CSP de 3 kW fonctionnant dans une zone rurale favorable en Mauritanie à l'aide d'un modèle numérique. Cet objectif a été établi dans une perspective de répondre aux besoins prioritaires en énergie électrique de ces populations rurales tout en contribuant à la diminution des émissions de gaz à effet de serre, à la réduction du coût des importations des hydrocarbures. Ainsi donner des perspectives pour encourager l'intégration des énergies renouvelables d'origine solaire dans le pays.

3.2.Caractéristiques du site d'implantation

Aucun site en Mauritanie ne répond entièrement à tous les critères d'un site favorable à l'implantation de la technologie solaire thermodynamique. Dans la plupart des cas, la disponibilité du rayonnement directe normal est favorable mais les ressources en eau ou les vitesses de vents sont défavorable. Toutefois, nous avons fait le choix sur une zone rurale du Sahara de coordonnées géographiques (22°42'21.0078'' N, 12°57' 45.0020'' W). Cette zone dénommée Fdeirek se trouve dans le nord de Mauritanie, elle se caractérise par un rayonnement direct normal annuel variant de 2000 à 2642 kWh.m⁻².an⁻¹. Ces ressources en eau sont limitées, Cependant, la méthode décrite dans la [section 3.2.2](#) du chapitre II pouvait être employée afin

de mieux exploiter ces réserves en eau pour les besoins du refroidissement et la maintenance de la microcentrale. Le relief de cette zone varie de 1 à 2 % et les vitesses de vents varient de 6 m/s à 7 m/s. Ces deux contraintes doivent être prises en compte lors des choix technologiques de la μ -centrale de cette étude. La microcentrale solaire à concentration de cette présente étude est destinée aux dispensaires, aux écoles scolaires et aux bâtiments administratifs des zones rurales de Mauritanie dont le besoin en électricité est faible.

3.3.Choix technologique des éléments de la microcentrale

Afin de simuler le productible de la μ -centrale un choix technologique de ses éléments s'avère nécessaire. Le choix de la technologie finale de la microcentrale doit être fait suivant des critères de performance technique et économique tout en respectant les contraintes du site d'implantation.

La zone de Fdeirek a été sélectionnée comme site favorable d'implantation de notre μ -centrale de 3 kW. Du fait que la puissance de la microcentrale est petite, la technologie linéaire de Fresnel et la technologie cylindro-parabolique sont recommandées [Lovegrove et al, \[2\]](#). Au vu des contraintes liées à la pression des vents de cette zone du Sahara, nous recommandons d'utiliser un capteur linéaire de Fresnel. Ce capteur mobilise moins de foncières que le cylindro-parabolique, s'adapte à des pentes supérieures à 3 % et sa conception lui permet d'être exploité à des vitesses de vent allant jusqu'à 100 km/h. La perspective d'exploiter une centrale à tour sur cette zone n'est pas à exclure lorsque cette dernière produit une puissance élevée. Par contre, l'utilisation des capteurs paraboliques et cylindro-paraboliques semble être problématique en raison de leur importante prise au vent. Le [tableau 2.4](#) propose pour chaque zone de la Mauritanie la technologie du capteur la plus viable suivant les contraintes de chaque site.

Pour le choix du récepteur linéaire, nous avons fait le choix du récepteur linéaire du Solar Novatec composé d'un tube absorbeur avec réflecteur secondaire en raison de ces performances notables par rapport à celui d'Areva-Solar [Abbas et al, \[3\]](#). Le fluide caloporteur choisi est une huile thermique – Syltherm XLT - qui présente une faible consommation électrique au niveau de la pompe avec un coût raisonnable [Olivier DUMONT et al, \[4\]](#). Il se caractérise par une bonne capacité thermique et peut être utilisé également pour le stockage de chaleur afin d'éviter les phénomènes de changements de phases et les écoulements diphasiques très complexes. Ce fluide caloporteur a été notamment utilisé dans une microcentrale solaire expérimentale de 2,5 kW [Olivier DUMONT et al, \[4\]](#).

Le choix du système de stockage est porté sur le stockage par chaleur sensible. Ce choix a été influencé par la disponibilité de l'huile de synthèse (Syltherm XLT) en tant que fluide caloporteur qui peut être utilisé pour le stockage par chaleur sensible d'une part et d'autre part, par la simplicité de sa mise en œuvre, coût d'investissement faible par rapport au stockage par chaleur latente.

Parmi les cycles de conversion thermodynamique à basse température, le cycle de Rankine organique présente un compromis de performance technique et économique avéré sur les autres cycles étudiés. Ce cycle a été finalement choisi pour la conversion thermodynamique en électricité de la microcentrale.

3.4.Exigence et stratégie de production de la μ -centrale

Pour le bon fonctionnement des charges connectées à la microcentrale de cette première étude, le consommateur exige une production stable et sécurisée malgré la nature intermittente de la ressource solaire directe normale. En effet, la production de la microcentrale est parfaitement conditionnée par la disponibilité d'un rayonnement direct normal suffisant. Ce rayonnement est une fonction variable dans le temps et n'est disponible que sur une partie de la journée. Cette variabilité s'oppose à l'équilibre entre la production et la demande. Cela, empêche de satisfaire les besoins des consommateurs en raison de l'impossibilité de produire de l'électricité continuellement et l'insécurité des charges en cas d'un passage nuageux par exemple.

Afin de solutionner les problèmes liés à la continuité et à la sécurité de la production, certaines microcentrales solaires thermodynamiques utilisent le stockage de l'énergie thermique. Ce stockage permet d'assurer la continuité de production même dans les heures d'indisponibilité du rayonnement. De plus, en cas de l'adaptation d'une stratégie de fonctionnement bien appropriée à la microcentrale, le système de stockage permettra également de lisser la production et d'adapter les pics aux besoins. Deux stratégies de fonctionnement sont suggérées pour cette première étude, la première consiste à produire l'électricité et parallèlement stocker de la chaleur, une partie du fluide caloporteur venant du champ solaire est dirigée vers la machine thermodynamique et l'autre partie est stockée. La chaleur contenue dans le stock est ensuite utilisée pour produire de l'électricité lorsque le rayonnement direct normal est insuffisant. Cette première stratégie est illustrée sur la [figure 3.1](#).

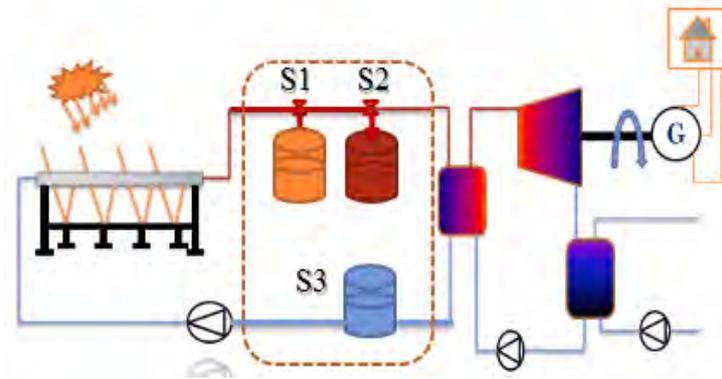


Figure 3.1 : Illustration de la première stratégie de fonctionnement

S1 est une électrovanne à trois voix attachée au stock 1 commandée électriquement. Cette électrovanne laisse passer le fluide caloporteur dirigé vers le stock 2 ou la machine thermodynamique dès lors que la température de consigne du fluide caloporteur est atteinte. Sinon elle le dirige vers le stock 1. Le fluide dirigé vers le stock 2 et la machine thermodynamique est ensuite divisé, en deux parties, une partie est acheminée vers la machine thermodynamique pour produire de l'électricité et l'autre partie est stocké et sera restitué une fois que le rayonnement solaire est indisponible. Cette stratégie permet éventuellement de prolonger la production de la μ -centrale dans les périodes d'indisponibilité de rayonnement sous réserve que le système de stockage soit bien dimensionné. Par contre, elle ne permet pas de gérer les pics et d'adapter la production à la demande.

A la différence de la première stratégie la seconde consiste à stocker toute la chaleur produite par le champ de capteur (figure 3.2), puis puiser dans le stocke 2 pour solliciter la machine thermodynamique pour produire de l'électricité. La chaleur contenue dans le stock 2 se retrouve à une température constante égale à la température de consigne fixée au préalable. Cette stratégie permet de produire l'électricité en continue et d'adapter la production à la demande et ainsi protéger les charges connectées et la machine thermodynamique de la μ -centrale.

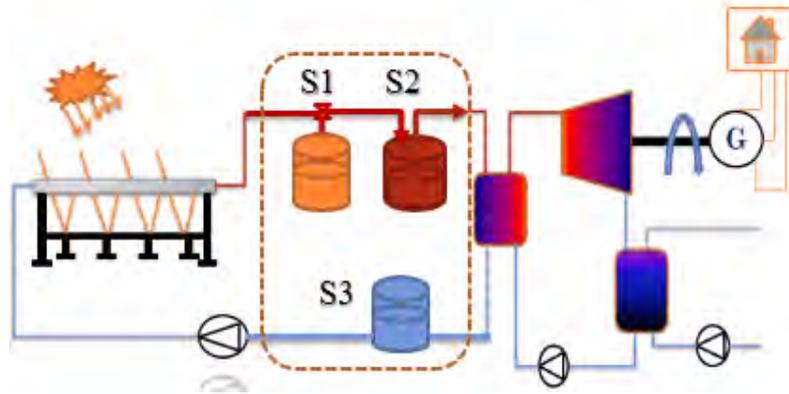


Figure 3.2 : Illustration de la deuxième stratégie de fonctionnement

A titre comparatif, ces deux stratégies sollicitent le système de stockage de façon différente. La première identifie clairement une phase de stockage dissociée de la phase de déstockage. Alors que la seconde stratégie permet de stocker et de produire en même temps. Ainsi, ces différentes sollicitations sont plus ou moins adaptées en fonction du principe de stockage retenu (sensible, latent). De point de vue économique, la première stratégie nécessite un volume de stockage moins important que la seconde, ce qui signifie un coût d'investissement et de maintenance moins élevé. En revanche, cette première stratégie ne permet pas le fonctionnement en régime nominal de la machine thermodynamique à cause notamment de la variabilité du rayonnement ce qui est mauvais pour la sécurité des charges connectées et la machine elle-même. Cependant, la seconde stratégie apparaît être plus compétitive du fait que le cycle thermodynamique peut fonctionner en régime nominal de façon continue bien que le coût d'investissement peut être élevé. C'est finalement cette stratégie de production que nous recommandons pour cette première étude.

3.5.Revue de μ -centrales solaires CSP existantes à travers le monde

Le choix de la technologie, de la configuration et la stratégie de production de la microcentrale doivent s'appuyer sur des microcentrales expérimentales afin de garantir la faisabilité d'un tel projet.

L'état de l'art réalisé sur les microcentrales solaires CSP existantes a permis d'identifier quinze microcentrales CSP de puissance varie de 1 kW à 500 kW comme présenté dans le tableau 3.1.

La puissance nette de 80 % de ces microcentrales identifiées variant de 1 à 15 kW. A l'exception des microcentrales SPS, AORA Solar et Daesung, toutes les autres microcentrales exploitent la technologie cylindro-parabolique comme la plupart des centrales à grande puissance. En effet,

les microcentrales sont principalement conçues pour la production des puissances faibles à partir des sources de chaleur à basse ou moyenne température (inférieure à 200 °C). En outre, le système de tracking ou de suivi à un axe est nécessaire pour la technologie Cyllindro-parabolique et Fresnel. Par contre les autres technologies de concentration exigent un suivi à deux axes. Cet aspect de suivi conduit à des problèmes de conception et de maintenance plus complexes et éventuellement coûteux. Presque toutes ces microcentrales utilisent un cycle de Rankine organique (tableau 3.1) pour la boucle de conversion thermodynamique car ce dernier est moins onéreux pour les sources de chaleur à basse température.

Chapitre 3 : Caractéristiques du site d'implantation, choix technologique, stratégie de production, revue de microcentrales existantes et la microcentrale modélisé pour l'étude

Tableau 3.1 : microcentrales solaires CSP existantes

Microcentrale	STG [5, 6]	Tianjin [7]	Sun2Power [8, 9, 10]	Micosol [11]	STG [12]
Puissance électrique [kWe]	1	1	2.5	3	3
Technologie	*CP	*CP	*CP	*CP	*CP
Température de fonctionnement °C	< 150	< 120	< 140	< 300	< 150
Efficacité globale (%)	6	4,2	5		8
Efficacité ORC (%)	10	13	8,5		13
Fluide de travail de l'ORC	R245fa	R245fa	R245fa	Eau	R245fa
Lieu d'implantation	Lesotho	Tianjin	Marseille	Rochelle	Lesotho
Date de début du service	2007	2010	2014	2014	2015
Cycle thermodynamique	*ORC	*ORC	*ORC	*R / Hirn	*ORC
μ-centrale	Powersol [13, 14]	SPS [15, 16]	LIPI [17]	Micosol [18]	METU [19, 20]
Puissance électrique [kWe]	5	6,5	10	10	18
Technologie	*PC	*LF	*PC	*PC	*PC
Température de fonctionnement °C	< 250	80-160	150-200	< 180	76-107
Efficacité globale (%)	7	7,7	4,7	6	
Efficacité ORC (%)	14	13,7	10,6	8	<9
Fluide de travail de l'ORC	SES36	R134a	R123	R245fa	R245fa

Chapitre 3 : Caractéristiques du site d'implantation, choix technologique, stratégie de production, revue de microcentrales existantes et la microcentrale modélisé pour l'étude

Lieu d'implantation	Almeria	Lausanne	Bandung	Cadarache	Northern
Date de début du service	2009	2001	2012	2013	2010
Cycle thermodynamique	ORC	ORC	ORC	ORC	ORC
μ -centrale	Cleco [21]	Tampa [22]	AORA Solar [23]	Daesung [24, 25]	Holaniku [26, 27]
Puissance électrique [kWe]	15- 50	50	100	200	500
Technologie	*CP	*CP	*CT	*CT	*CP
Température de fonctionnement °C	93-120	-	-	700-1000	93-176
Efficacité globale (%)	6	6-10	-	13	25
Efficacité ORC (%)	7,7	-	-	-	-
Fluide de travail de l'ORC	R245fa	245fa	-	Eau	245fa
Lieu d'implantation	Crowley	Tampa	Samar	Daegu	Holaniku
Date de début du service	2012	2012	2009	2011	2009
Cycle thermodynamique	*ORC	-	*MC	*R	*ORC

*CP : technologie Cylindro-parabolique

*CT : technologie de centrale à tours

*LF : technologie Linéaire de Fresnel

*MC : Machine à combustion

*ORC : Cycle de Rankine organique

*R : Rankine

La suite de cette partie présente en détail deux microcentrales solaires à concentration qui ont influencé la microcentrale modélisée dans cette étude. Ces microcentrales sont notamment, celles de Sun2Power et STG dont les puissances sont similaires à celle de la microcentrale de cette première étude.

3.5.1. Sun2Power

La microcentrale solaire thermodynamique Sun2Power est située à Marseille au nord-est de la France (Lat : 43.29 N ; Long : 5.38 E). À cet endroit, le rayonnement direct normal annuel varie de 2 500 à 2750 kWh.m⁻² selon Météo Passion. Cette microcentrale est propriété de l'université de Liège et elle a été mise en service en juin 2014.



Figure 3.3 : microcentrale Sun2Power de 2,5 kW utilisant des capteurs cylindro-paraboliques et une machine ORC

Cette microcentrale exploite des capteurs cylindro-paraboliques. Ces capteurs sont équipés d'un récepteur à tube sous vide dans lequel circule une huile de synthèse le Syltherm XLT fabriqué par l'industriel DOW CHEMICAL. Cette huile utilisée comme fluide caloporteur reste liquide sur sa plage de température de fonctionnement. Elle est présentée en détail au chapitre IV. La μ -centrale utilise un cycle de Rankine organique pour produire le travail mécanique utile pour l'alternateur. Cette machine utilise le R245fa comme fluide de travail. En régime nominal, elle fournit une puissance électrique nette de 2,5 kW. Dans ces conditions le rendement de cette machine est de 8,5 %. La particularité de cette microcentrale est la production de l'électricité à partir de la génération indirecte de vapeur. Cela veut dire que le fluide caloporteur est différent

de fluide de travail. L'architecture actuelle de la μ -centrale ne dispose pas du système de stockage entre le capteur et le cycle thermodynamique.

3.5.2. STG Lesotho

La microcentrale solaire thermodynamique STG est située à Maseru au sud-est de Lesotho (Lat : -29, 19 S ; Long : 27,28 E). À cet endroit, le rayonnement direct normal annuel varie de 2 000 à 2400 kWh.m⁻² selon GéoModel Solar. Cette microcentrale est propriété de l'université de Lesotho et a été financée par STG International et elle a été mise en service en juin 2015.



Figure 3.4 : Microcentrale STG Lesotho de 3 kW utilisant des capteurs cylindro-paraboliques et une machine ORC

Le champ de capteur utilisé dans cette microcentrale est de type cylindro-parabolique à un seul axe de 75 m² de surface. Ces miroirs réfléchissent le rayonnement solaire direct normal sur un récepteur linéaire constitué d'un tube absorbeur en aluminium (HCE) avec revêtement sélectif et anneau rempli d'air entre le tube absorbeur et le vitrage. Ce champ de capteur utilise Monoéthylène glycol (MEG) comme fluide caloporteur avec stockage par chaleur sensible composé d'un réservoir de 2 m³ et 19 mm d'hauteur. Le fluide caloporteur est utilisé également pour le système de stockage thermique. La microcentrale utilise un cycle de Rankine organique composé d'une μ -turbine commercial HVAC modifiée, échangeurs de chaleur à plaques pour le transfert de chaleur à haute pression et condenseur à air comprimé et à ventilation HVAC pour rejet de chaleur. La μ -turbine utilisé a été testé expérimentalement par [Lemort et al, \[28\]](#). Ce cycle exploite le R245fa comme fluide de travail et produit une puissance nette de 3 kW. Le

cycle de Rankine organique de cette étude a été modifié et sera présenté plus précisément dans le chapitre 4.

3.6. La microcentrale à modéliser

La microcentrale de cette étude se compose de trois systèmes différents.

Premièrement, un modèle d'une machine ORC. Cette machine est composée d'une μ -turbine scroll, une pompe diaphragma, un évaporateur et un condenseur et les appareils annexes. Toutefois des échangeurs additionnels peuvent être utilisés à la machine, tels que le récupérateur ou le sous-refroidisseur pour augmenter la performance de celle-ci. Cette machine doit produire 3 kW en régime nominal. Le choix de la machine de détente est un élément important de l'ORC étant donné que son efficacité influence fortement la performance du système global. Suivant le type d'application et la puissance produite par la machine ORC [Quoilin et al, \[29\]](#) ont classé les machines de détente pour les unités ORC de petite et de moyenne puissance ([Figure 3.5](#)). Ils ont également indiqué que les machines de détente volumétriques sont plus appropriées pour les puissances allant de 0,5 à 11 kW. Nous avons donc décidé d'utiliser une μ -turbine scroll pour la machine de détente de l'ORC de ma μ -centrale.

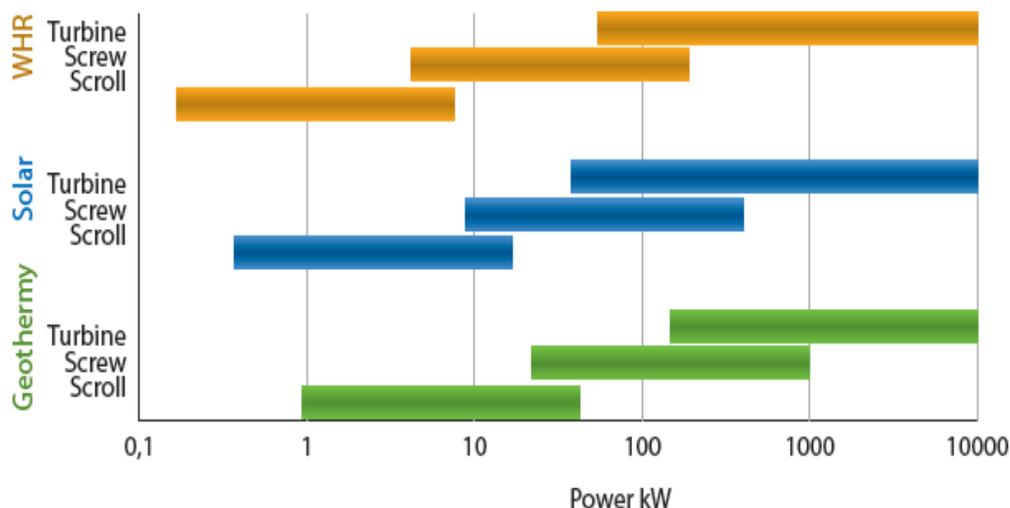


Figure 3. 5 : Technologies des machines de détente pour trois applications cibles [30]

Dans un autre travail, [Quoilin et al, \[12\]](#) ont étudié un modèle numérique d'une machine ORC de 3 kW de la microcentrale solaire STG Lesotho présentée dans la [section 3.5.2](#). C'est ce modèle que nous avons opté et modifié suivant les intérêts de notre étude. La μ -turbine scroll

et la pompe ont été conservés. Par contre, les échangeurs de chaleur ont été modifiés et un ajout d'un échangeur récupérateur a été fait. Ces modèles sont présentés et justifiés plus précisément au Chapitre IV. Le fluide de travail du cycle ORC a été sélectionné sous plusieurs critères, cette sélection est faite dans la première partie du Chapitre IV. La source froide choisie pour la machine ORC est de l'eau. Le modèle complet de la machine ORC, en fonctionnement nominal, doit fournir une puissance électrique de 3 kW avec la stratégie de production retenue dans la section 3.4.

Deuxièmement, le modèle du système de stockage pour cette étude doit être compatible à la stratégie de production retenue d'un côté et d'autre côté au fluide caloporteur choisi (section 3.3) du champ (Syltherm XLT). Ce fluide a été utilisé dans la microcentrale Sun2Power de 2,5 kW, il a été également exploité pour une microcentrale CSP de 3 kW comme fluide caloporteur et fluide de stockage en même temps [Wang et al, \[31\]](#). Nous avons décidé de stocker séparément ce fluide dans deux stocks de chaleur sensible en raison du compromis entre le faible coût et la simplicité de mise en œuvre de ce procédé malgré son rendement moyen dans ces conditions. Le premier, est un stock froid et le second est un stock chaud. Le matin, le stock froid est rempli de fluide caloporteur et le stock chaud est vide. Tout au long de la journée, lorsque le rayonnement direct est suffisant, le champ de capteur est commandé pour puiser dans le stock « froide », élever la température du fluide caloporteur en sortie du champ de capteur jusqu'à une valeur de consigne et remplir le stock « chaud ». Puis, puiser dans le stock chaud pour solliciter la machine ORC afin de produire l'électricité de façon continue. [Wang et al, \[31\]](#) ont modélisé un réservoir de stockage par chaleur sensible pour solliciter une machine ORC de 3 kW. Ce modèle a été récupéré et adapté à notre machine ORC et sera présenté au Chapitre VII.

Troisièmement, un capteur linéaire de Fresnel composé de plusieurs lignes miroirs couplé au récepteur linéaire du capteur Solar Novatec présenté à la [section 1.2.2.2](#), a été utilisé pour la conversion de l'énergie rayonnante en chaleur. Pour maximiser l'énergie concentrée et homogénéiser sa répartition au niveau de l'absorbeur un système de suivi de capteur (tracking system) est indispensable. Un système de suivi à deux axes est nécessaire pour un capteur linéaire de Fresnel [N'Tsoukpoe et al, \[32\]](#). Trois systèmes de suivi existent suivant l'orientation du capteur. Ces systèmes sont présentés par [Marif et al, \[33\]](#). Un système de suivi à un axe orienté dans la direction Nord-Sud est choisi pour le capteur de cette étude. [D. R. Mills et al, \[34\]](#) montrent que cette orientation permet d'augmenter de 17 % la chaleur annuelle produite

par le capteur qu'ils ont modélisé par rapport à une orientation dans la direction est-Ouest. La modélisation et les simulations de cette centrale sont présentées en VII de ce manuscrit.

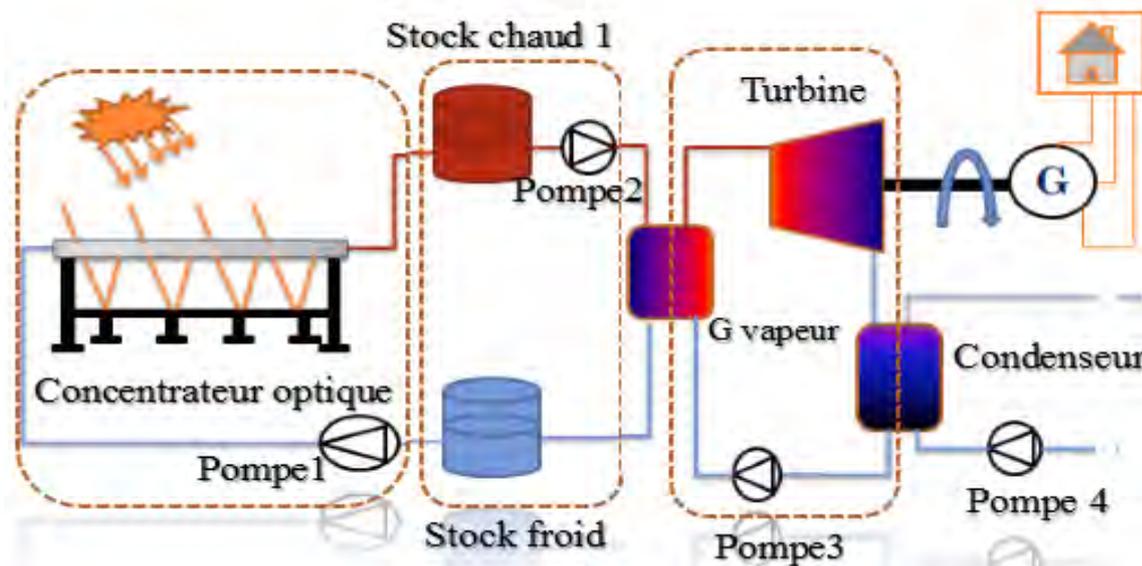


Figure 3. 6 : microcentrale à modéliser pour l'étude

Conclusion

Ce chapitre a pour but de présenter, tout d'abord, le site d'implantation de la microcentrale de cette étude. Le site Fdeirek a été choisi comme site favorable d'implantation de cette microcentrale.

Deuxièmement, plusieurs exigences sur la production de la microcentrale ont été identifiées et une stratégie de production bien adaptée et répondant à ces exigences a été mise en œuvre pour la microcentrale.

Troisièmement, Un choix technologique de différents éléments de la μ -centrale modélisée a été réalisé. Ce choix a été fait d'une part, sur la base des contraintes du site d'implantation et d'autre part, suivant les critères de performance technique et économique de diverses technologies existantes.

Une revue de différentes microcentrales existantes à travers le monde a été effectuée. Cette revue a permis d'inspirer sur ces microcentrales pour la mise en place de la configuration finale de la microcentrale à modéliser.

Les différents éléments de la microcentrale à modéliser ont été identifiés, nous pouvons par la suite passer à la modélisation et la simulation de microcentrale de cette première étude.

Bibliographie

- [1] MPEM (Ministere du Pétrole, d'Energie et de Mines de Mauritanie), «Rapport d'électrification rurale 2015,» Direction de l'électrification rurale, Nouakchott, 2015.
- [2] K. Lovegrove , Csiro WS et SteinW, « Introduction to concentrating solar power (CSP) technology,» *Conc Sol Power TechnolWoodhead Publishing*, vol. 34, n° %18, p. 3–15, 2012.
- [3] R. Abbas , M. Montes, A. Rovira et J. M. Martínez-Val, «Parabolic trough collector or linear Fresnel collector? A comparison of optical features including thermal quality based on commercial solutions,» *Solar Energy*, vol. 124, n° %18, p. 198–215, 2016.
- [4] D. Olivier , G. Emeline et D. Sébastien , Dimensionnement et modélisation d'une microcentrale solaire, Liege: Université de Liege – Laboratoire de thermodynamique, 2012.
- [5] Dumont O, Georges E, Declaye S, Lemort V et Quoilin , «Dimensionnement et modélisation d'une microcentrale solaire (Design and modeling of a micro solar plant),» *Acte Congrès Société Fr Therm. Gérardmer: Société Française de Thermique*, pp. www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/congres_2013/articles/6300.pdf., 17 Mai 2015 28-31 Mai 2013.
- [6] Quoilin S, Van Den Broek M, Declaye S et Dewallef P, «Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems,» *Renew Sustain Energy Rev* , vol. 22, n° %16, p. 168–86, 2013.
- [7] Wang XD, Zhao L, Wang JL, ZhangWZ, Zhao XZ et WuW, «Performance evaluation of a low lowtemperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa,» *Solar Energy*, vol. 84, n° %13, p. 353–64, 2010.
- [8] Deltour N, Laurent D et Vrancken B, «Modeling and design of the solar part of the Sun2Power solar plant [Modélisation et dimensionnement de la partie solaire de la centrale solaire Sun2Power,» 12 avril 2012. [En ligne]. Available:

www.sun2power.eu/fr/documents/PI%20-%20Sun2Power%20%28partie%20boucle%20chaude%20%20II%29.pdf .. [Accès le 12 janvier 2015].

- [9] Peigneux L , «Development of an experimentally validated dynamic model of a micro scale solar organic Rankine cycle,» Master thesis Liège : University of Liège; 2013, Belgium, 2013.
- [10] Dumont O, «Design, modeling and optimization of a solar organic Rankine cycle,» [Master Thesis] Liège : University of Liège;, Belgium, 2012.
- [11] Bouvier J-L, «Prototype d'un micro-cogénérateur à énergie solaire: MICOSOL (Prototype of a solarmicro-cogeneration unit: MICOSOL),» 14 Mai 2013. [En ligne]. Available: [events.femto-st.fr/sites/femto-st.fr.Journees-Cogeneration/files/content/pdf/19.%20Jean-Louis%20Bouvier-%20EXOES%20SAS.pdf](http://events.femto-st.fr/sites/femto-st.fr/Journees-Cogeneration/files/content/pdf/19.%20Jean-Louis%20Bouvier-%20EXOES%20SAS.pdf),. [Accès le 23 Mars 2015].
- [12] Quoilin S, Orosz M, Hemond H et Lemort V, «Performance and design optimization of a lowcost cost solar organic Rankine cycle for remote power generation,» *Solar Energy* , vol. 85, n° %15, p. 955–66, 2011.
- [13] García-Rodríguez L et Blanco-Gálvez J. , «Solar-heated Rankine cycles for water and electricity production: POWERSOL project.,» *Desalination* , vol. 56, n° %18, pp. 212-311, 2007.
- [14] Gálvez JB et CIEMAT, «Powersol, Mechanical power generation based on solar thermodynamic engines.,» Publishable Executive Summary – Final Report (Jan 07/Dec 09), Spain: CIEMAT; cordis.europa.eu/publication, 2011.
- [15] Giroud P-A, Gay B et Favrat D, «Solar Power System SPS, projet d'un mini-centrale pilote électro-thermo-solaire de 10 kWe. Phase 5 – Rapport annuel 2003,» Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, EPFL; Report No OFEN 150260. www.bfe.admin.ch/forschungsolarwaerme/02213/02642/index.html?lang, Lausanne, Suisse.

- [16] Kane M, Larrain D, Favrat D et Allani Y, «Small hybrid solar power system,» *Energy*, vol. 28, n° 114, p. 1427–43., 2003.
- [17] Pikra G, Salim A, Prawara B, Purwanto AJ et Admono T, «Development of small scale concentrated solar power plant using organic Rankine cycle for isolated region in Indonesia,» *Energy Procedia*, vol. 60, n° 18, p. 32:122, 2013.
- [18] Matthieu A, Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une microcentrale solaire thermo-électrique (Contribution to the thermodynamic optimisation of a micro thermoelectric solar power plant), Université de Lorraine: Lorraine, 2012.
- [19] ElectraTherm, «Presentation Technology ORC GREENMACHINE.,» 23 Mai 2010. [En ligne]. Available: www.enerdot.lv/GB%20-%20Green%20Machine%20presentation. [Accès le 12 juin 2015].
- [20] ElectraTherm, «Solar thermal in Cyprus,» 3 Février 2014. [En ligne]. Available: electratherm.com/case-studies/solar-thermal-in-cyprus/. [Accès le 4 avril 2016].
- [21] Raush JR, Chambers TL, Russo B et Ritter KA, «Demonstration of pilot scale large aperture parabolic trough organic Rankine cycle solar thermal power plant in Louisiana,» *Power Energy Eng*, vol. 01, n° 17, p. 29–39., 2013.
- [22] Florida Energy System Consortium et Solar Florida, «Design, construction and operation of CSP solar thermal power plants in Florida,» 4 Mars 2011. [En ligne]. Available: www.solar-florida.org/fl-solar-energy-by-city/solar-in-tampa-fl. [Accès le 4 Juin 2016].
- [23] Aora Solar, «AORA Solar,» 3 Mai 2015. [En ligne]. Available: www.aora-solar.com. [Accès le 7 Juin 2016].
- [24] Jang H, Kim T et Park M, «The first concentrating solar power project in KoreaProc 18th Int SolarPACES,» chez <http://cms.solarpaces2012.org/proceedings/paper/9a438571a3273438828b24a7efc116f>., Marrakech, Morocco, 2012.

- [25] Lee H-J, Kim J-K, Lee S-N, Yoon H-K et Kang Y-H, «Calculation of optical efficiency for the first central-receiver solar concentrator system in Korea,» *Energy Procedia*, vol. 69, n° 15, p. 126–31, 2015.
- [26] P. Technology, «Holaniku at Keahole Point CSP micro thermal plant, United States of America.,» 4 juillet 2015. [En ligne]. Available: <http://www.power-technology.com/projects/holanikutkeaholepoi>. [Accès le 8 Mai 2016].
- [27] Rawlins J et Ashcroft M, «Small-scale concentrated solar power.,» *A review of current activity and potential to accelerate deployment.* , p. Carbon Trust, 2013.
- [28] V. Lemort, S. Quoilin et C. Cuevas and J. Lebrun, «Testing and Modeling a Scroll Expander Integrated into an Organic Rankine Cycle.,» *Applied Thermal Engineering* , vol. 29, n° 16, pp. 3094-3102, 2009.
- [29] S.Quoilin, S. Declaye, A. Legros et L. Guillaume, «"Working fluid selection and operating maps for organic Rankine cycle expansion machines,» chez *the International Compressor Engineering Conference Purdue*, Purdue, 2012.
- [30] W. Yagoub et P. Doherty and S. B. Riffat, «"Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 18, pp. 1604-1610, 2006.
- [31] Man Wang , Jiangfeng Wang , Yuzhu Zhao , Pan Zhao et Yiping Dai , «Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors,» *Applied Thermal Engineering* , vol. 50 , pp. 816-825, 2013.
- [32] Kokouvi Edem N'Tsoukpoe , Ketowoglo Yao Azoumah, Emmanuel Ramde et A.K. Yesueneagbe Fiagbe , «Integrated design and construction of a micro-central tower power plant,» *Energy for Sustainable Development* , vol. 31, p. 1–13, 2016.
- [33] Yacine Marif ,, Hocine Benmoussa, Hamza Boug, Mohamed M. Belhadj et Moussa Zerrouki, «Numerical simulation of solar parabolic trough collector performance in the

Chapitre 3 : Caractéristiques du site d'implantation, choix technologique, stratégie de production, revue de microcentrales existantes et la microcentrale modélisé pour l'étude

Algeria Saharan region,» *Energy Conversion and Management* , vol. 85, p. 521–529, 2014.

[34] Mills DR and GL Morrison, «Compact Linear Fresnel Reflector Solar Thermal Powerplants,» *Solar Energy* , vol. 60, n° 13, p. 263–283., 2000.

**Chapitre 4 : Etude du cycle de conversion thermodynamique de la
microcentrale à modéliser : Cycle de Rankine Organique**

Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude des fluides de travail, à la modélisation et à la performance du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale. En analysant les besoins de l'application du cycle ORC, les critères de sélection de fluide seront présentés. Nous présenterons les modèles permettant de calculer les propriétés thermo physiques et les propriétés de transport de ces fluides. La connaissance de ces propriétés est primordiale à l'évaluation de performance et au dimensionnement du cycle.

4.1. Le cycle de Rankine organique

Le cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale de cette étude est un cycle de Rankine organique ou ORC (Organic Rankine Cycle). Ce cycle est composé d'une μ -turbine scroll, une pompe diaphragma, un évaporateur et un condenseur et les appareils annexes. L'ORC est un cycle thermodynamique ditherme qui permet de produire de l'électricité à partir de sources de chaleur de faible ou moyenne températures [Papadopoulos et al, \[1\]](#) et [Quoilin et al, \[2\]](#). Le principe de fonctionnement de cette technologie est similaire à celui d'un cycle de Rankine classique, à la différence que le fluide de travail est un fluide organique (hydrocarbures, réfrigérants ...) ou inorganique (ammoniac...). Les propriétés thermo physiques de ces fluides sont différentes de celles de l'eau et permettent une évaporation complète à des faibles températures (inférieures à 100 °C), ce qui représente un avantage considérable pour la récupération de chaleur à basse température [Ringler et al, \[3\]](#). La contrainte principale pour l'ORC réside dans la stabilité thermique des fluides de travail disponibles imposant une température maximale du cycle qui ne peut pas dépasser 400 °C.

4.1.1. Les ORCs d'aujourd'hui

La machine ORC est une technologie dont le degré de maturité s'est accru ces dernières années. Un ORC est fiable et présente deux principaux avantages : simplicité et disponibilité des composants [Quoilin et al, \[4\]](#). Les rendements de turbine sont élevés (de l'ordre de 90 % selon les constructeurs) et les vapeurs de fluides organiques à basse pression permettent de lubrifier la turbine tout en évitant les risques de corrosion et les fuites [Yam et al, \[5\]](#). La faible vitesse de rotation de la turbine limite son usure et permet également de la coupler directement à l'alternateur, sans réducteur intermédiaire [\[6\]](#). La maintenance d'un ORC est limitée, son fonctionnement automatique et continu et son démarrage simplifié (par rapport à celui d'une turbine à vapeur). Malgré un rendement dégradé, un module ORC possède une grande tolérance

de fonctionnement à charge partielle (de 10 % à 110 % de la charge nominale). Le fonctionnement à basse pression permet d'éviter les installations lourdes et coûteuses (en particulier la chaudière) habituellement nécessaires aux cycles vapeur à eau [7]. L'ORC ne nécessite pas de traitement de l'eau pour le refroidissement, autant de qualités qui font que le cycle organique de Rankine est aujourd'hui une technologie intéressante pour la production d'électricité avec de faibles sources de chaleur malgré de faibles rendements de production d'électricité (10 à 15 %) selon les températures disponibles et les fluides choisis Yann et al, [5]. Dans un contexte environnemental de plus en plus contraignant, la technologie ORC offre donc de nombreuses opportunités et apporte des solutions permettant de garantir une meilleure maîtrise de l'énergie. Cependant, la conjoncture actuelle (augmentation du coût de l'énergie) ramène logiquement cette technologie sur le devant de la scène, et permettra certainement son essor dans les années à venir.

4.1.2. Différentes configurations du cycle ORC

La première étape de l'analyse d'un cycle consiste à étudier la thermodynamique de manière à connaître les états du fluide moteur à différents points, ce qui permet de déterminer sa performance. Afin de procéder à cette analyse, il est nécessaire de déterminer la configuration du cycle pour connaître le type et l'emplacement des différentes composantes. Différentes configurations ont été proposées dans la littérature. Les plus utilisées pour la génération d'électricité sont les configurations sous-critiques qui sont équipées ou non d'un récupérateur Van Long LE [8]. Ces configurations sont le cycle ORC standard ou simple (Figure 4.1) et l'autre est le cycle ORC avec récupération (Figure 4.2).

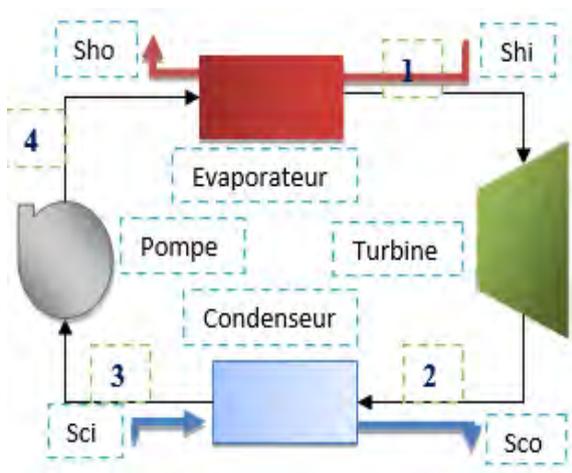


Figure 4.1 : Cycle ORC sans récupérateur

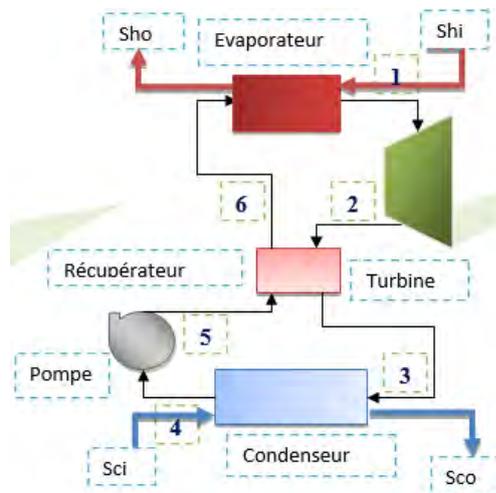


Figure 4.2 : Cycle ORC avec récupérateur

Le principe de fonctionnement du cycle dit standard est expliqué que la pompe fournit du fluide de travail à l'évaporateur où il est chauffé et vaporisé par le fluide caloporteur venant de la source chaude (collecteur solaire). L'enthalpie de la vapeur à haute pression produite à l'entrée de la μ -turbine est ensuite convertie en travail. La vapeur basse pression à la sortie de la μ -turbine est dirigée vers le condenseur où il se refroidit puis se liquéfie. Le liquide disponible est ensuite réinjecté dans l'évaporateur par la pompe pour recommencer un nouveau cycle. Dans les cas où la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est suffisamment chaude, on ajoute au cycle un échangeur de chaleur interne (ou récupérateur). Cette énergie est récupérée par échange avec le liquide sortant de la pompe. Cette récupération d'énergie diminue la quantité de chaleur demandée pour le chauffage et l'évaporation du fluide avant son entrée dans l'évaporateur et la quantité de chaleur du fluide de travail déchargée au puits froid et donc la taille du condenseur. Avec le récupérateur, la performance du cycle ORC est améliorée mais le système est plus complexe et coûteux. En plus, le récupérateur augmente également la perte de charge totale du système. La Figure 4.3 et Figure 4.5 présentent les diagrammes T-s du fluide de travail et les profils de température de la source thermique et du puits froid pour le cycle ORC simple et pour celui avec un récupérateur.

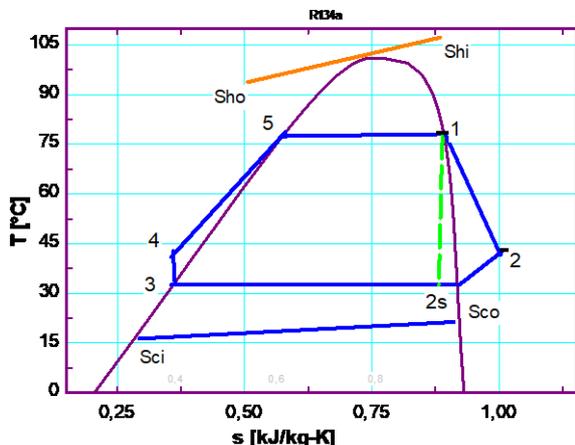


Figure 4.3 : Diagramme T-s sans récupérateur

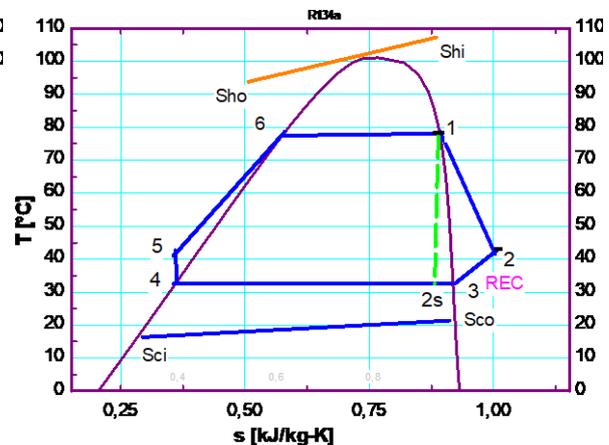


Figure 4.4 : Diagramme T-s avec récupérateur

Pour l'amélioration de performances et la faisabilité de la technologie ORC, deux champs d'investigations concentrent l'attention de la Recherche et qui sont la sélection du fluide de travail et le choix des composants du cycle Van Long LE [8]. En effet ces deux aspects influent fortement l'efficacité et la rentabilité économique du système. Dans ces travaux de thèse Van Long LE [8] a réalisé une étude exhaustive sur les composants des machines ORC pour différentes gammes de puissance et il signale que la machine de détente (turbine) est un

composant critique pour avoir un système ORC efficace et rentable. La sélection de la technologie de machine de détente dépend des conditions opérationnelles et de la puissance du système Sylvain Quoilin et al, [9]. Cependant, la machine de détente de cette étude a été sélectionnée suivant les conditions opérationnelles de la μ -centrale mais également sur des critères de performance technique et économique.

Le choix d'un fluide de travail d'une machine ORC est un aspect aussi important pour améliorer la performance de celle-ci, car les paramètres thermo physiques de ces fluides déterminent la performance globale du système.

Dans la suite de ce chapitre, ces deux aspects seront traités. Le premier est la sélection de différents fluides de travail pour le cycle ORC et le second est la comparaison de performance de différentes configurations du cycle ORC pré discuté.

4.2. Sélection de fluides de travail

4.2.1. Introduction

La performance et la rentabilité économique d'un cycle ORC sont liées aux propriétés thermo-physiques de son fluide de travail Schuster et al, [10]. Ces dernières influencent fortement la performance, la taille et la conception du système. Un mauvais choix pourrait donc conduire à un cycle moins efficace et coûteux. Les fluides de travail pour les cycles ORC peuvent être classés en trois groupes en fonction de la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme Température-entropie (T-s) Badr et al, [11]. En effet, selon la pente (ds/dT) de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme T-s (Figure 4. 5). Les fluides secs possèdent une pente positive, les fluides humides – négative tandis que les fluides isentropiques se caractérisent par une pente nulle.

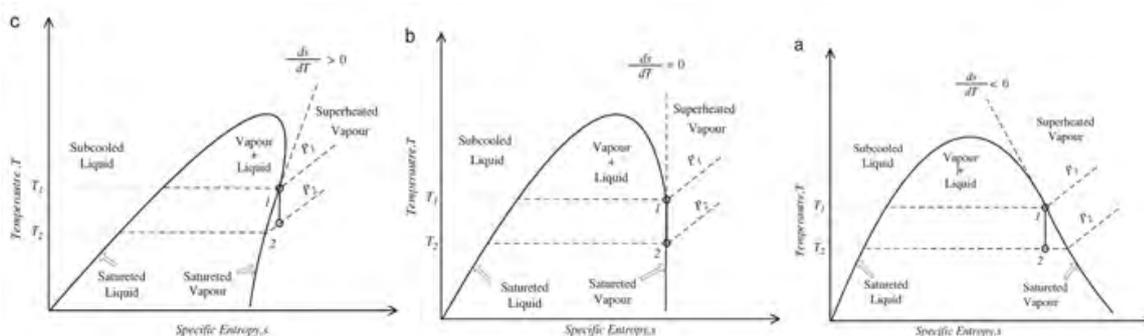


Figure 4. 5 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC [11]

Selon les travaux de [Hung et al, \[12\]](#) les fluides humides avec une forte pente de la courbe de saturation dans le diagramme (T-s) ont une performance plus meilleure que les fluides secs mais présentant de formations des gouttelettes du liquide qui peuvent endommager les aubages de la turbine pendant l'étape de détente du cycle ORC. Pour remédier à ce problème, il est nécessaire de prévoir une surchauffe pour ramener le titre de vapeur du fluide à la sortie de la turbine à 100 %. Cependant, la surchauffe n'est pas nécessaire pour les fluides secs sauf si la puissance n'est pas acquise [Rayegan et al, \[13\]](#). Dans les travaux de [Hung et al, \[12\]](#) et [T.C. Hung et al, \[14\]](#), les fluides isentropiques ou quasi-isentropiques sont en général considérés comme les meilleurs candidats pour les fluides de travail à basse température pour les machines ORC. Pour les fluides secs l'ajout d'un récupérateur est avantageux, d'une part permet d'obtenir une meilleure efficacité thermique et exergetique et en contrepartie permet d'augmenter l'irréversibilité du cycle [Mago et al, \[15\]](#), Par conséquent, Ces fluides seront comparés et analysé pour maximiser la performance du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale de cette thèse.

4.2.2. Etat d'art des fluides de travail

Ce paragraphe a pour but de faire une bibliographie des fluides de travail utilisés par le cycle organique de Rankine pour la génération d'électricité à partir des sources à basse température. En effet, tout dépend de l'application, de la source et du niveau de chaleur à utiliser. Un bon fluide de travail doit avoir des propriétés thermodynamiques optimales à basses températures et pressions et satisfait également de nombreux critères tels qu'économiques, non toxiques, non inflammables et respectueux de l'environnement. Si tous ces aspects sont pris en considération, très peu de fluides peuvent être utilisés [Vélez et al, \[16\]](#) et [Chen et al, \[17\]](#). Une étude de 68 fluides de travail potentiels réalisée par [Badr et al, \[18\]](#) en 1985 n'a donné les meilleurs résultats que pour trois d'entre eux (R11, R113 et R114) qui ne sont actuellement pas recommandés par les politiques mondiales de conservation de l'environnement [EPA \[19\]](#). D'autres chercheurs ont analysé les caractéristiques et les résultats de différents fluides de travail à utiliser dans les systèmes ORC sont entre autres [\[20, 21, 22\]](#) et [\[23, 24\]](#), dont leurs résultats montrent que : R245fa, R152a et R134a sont de bons candidats dans les cycles ORC sous critiques. [Lakew et al, \[25\]](#) ont étudié le comportement de R134a, R123, R227ea, R245fa, R290 et n-pentane du point de vue de la capacité de production d'énergie et de la taille des composants. Ils ont montré l'existence d'une pression optimale qui minimise la zone d'échange de chaleur, qui dépend évidemment de la source et de la température de la source. [Wang et al, \[26\]](#) ont étudié 13 fluides

de travail pour un cycle ORC dans le but d'optimiser la surface d'échange totale des échangeurs. [Chen et al, \[17\]](#) ont examiné des propriétés thermodynamiques, de la stabilité physique, de l'impact environnemental, de la sécurité, du coût et de la disponibilité de 35 fluides dans un cycle Rankine pour la conversion de la chaleur à basse température en électricité a été effectué.

Selon [Wang et al, \[27\]](#) les sélections optimales des fluides ORC correspondant au niveau de température de la source de chaleur sont données à la [Figure 4.6](#)

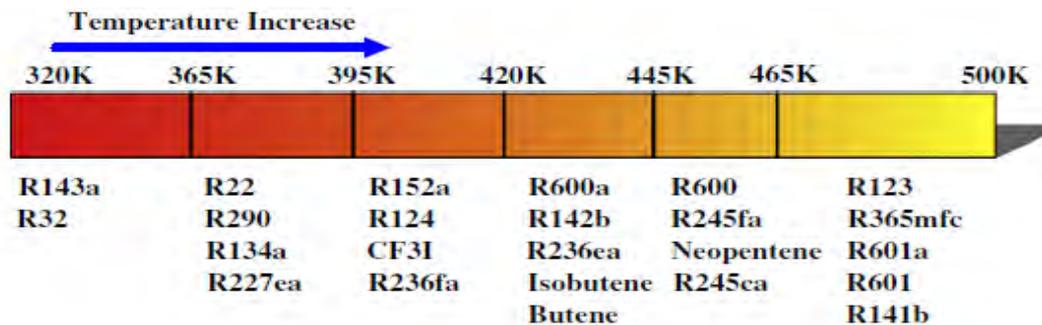


Figure 4.6 : Sélections optimales des fluides de travail correspondant au niveau de température de la source de chaleur [27]

[Tchanche et al, \[28\]](#) ont analysé les caractéristiques thermodynamiques et les performances de 20 fluides de travail d'un cycle ORC à basse température. [Van Long Le et al, \[29\]](#) ont étudié la performance d'un cycle ORC pour la production d'électricité en utilisant des fluides de travail à faible potentiel de réchauffement global (GWP). Des fluides de température critique supérieure à 75 °C ont été étudiés.

Ces travaux se sont intéressés aux cycles ORC standard c'est-à-dire sans récupérateur. Ces dernières années les cycles ORC avec récupérateur ont été développés dans le but d'accroître la performance des systèmes ORC. Plusieurs auteurs ont étudié les performances de différents fluides de travail pour ce type de système. [Kamyar Darvish et al, \[30\]](#) ont comparé la performance énergétique et exergetique de plusieurs fluides de travail pour un cycle ORC avec récupérateur. [Adriano Desideri et al, \[31\]](#) ont évalué expérimentalement et comparé les performances des différents fluides de travail dans un cycle ORC avec récupérateur. Des fluides de température critique supérieure à 150 °C ont été étudiés. A notre connaissance, les performances des fluides de travail dont la température critique est inférieure à 150 °C d'un cycle ORC avec récupérateur n'ont pas encore été étudiées. L'objectif de cette partie de l'étude est de comparer et classer suivant des critères énergétiques, exergetique, environnemental et

sécuritaire cinq fluides de travail de température critique compris entre 80 °C et 130 °C d'un cycle ORC avec récupérateur de puissance 3 kW.

4.2.3. Matériels et méthodes

a. Matériels

Le système ORC proposé est constitué d'une pompe de type diaphragme, trois échangeurs de chaleur évaporateur, récupérateur et condenseur et une μ -turbine Scroll, comme représenté sur la Figure 4.7. La μ -turbine et la pompe considérées ici sont similaires à celles utilisées dans le travail de Quoilin et al, [32] et Lemort et al. [33]. Dans un premier temps, le fluide de travail qui se trouve à l'état du liquide saturé (ou légèrement sous-refroidi) à la pression de condensation est porté à la haute pression grâce à la pompe. Ensuite, il est chauffé, puis vaporisé dans l'échangeur de chaleur à haute pression (Evaporateur) grâce à la chaleur du fluide qui constitue la source de chaleur du cycle (collecteur solaire). A la sortie de l'échangeur de chaleur à haute pression, le fluide de travail libère son énergie dans les aubages de la μ -turbine pendant l'étape de détente. La vapeur basse pression à la sortie de la μ -turbine est dirigé vers le récupérateur où il se refroidit puis vers le condenseur où il est liquéfié. Le liquide disponible est ensuite réinjecté dans l'évaporateur par la pompe pour recommencer un nouveau cycle. Tout le processus décrit plus haut est montré sur le diagramme T-s dans la figure 4.8.

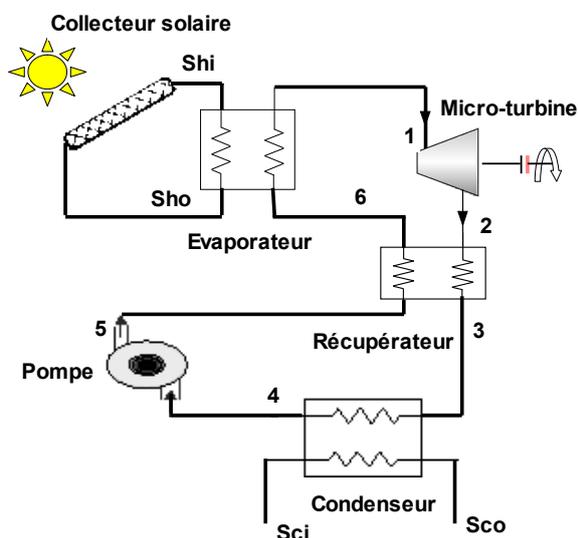


Figure 4.7 : Système ORC de l'étude

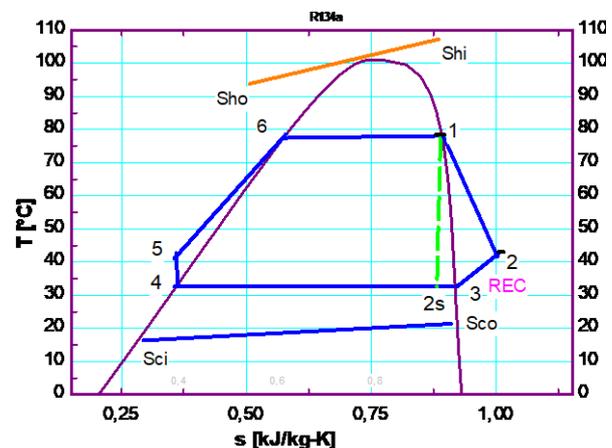


Figure 4.8 : Diagramme T-s du système ORC

b. Méthodologie de sélection des fluides de travail

En pratique, il n'existe pas un fluide de travail qui satisfait à tous les critères environnementaux, de sécurité et de performances. Un compromis doit donc être trouvé pour chaque application.

Dans ce travail la sélection de fluides de travail potentiels est effectuée en plusieurs étapes. Une sélection préliminaire a été réalisée sur la base de la température critique, de la pression de fonctionnement, des critères environnementaux et sécuritaires. Pour cette première sélection nous nous sommes appuyés sur les travaux antérieurs de [Tchanche et al, \[28\]](#) et [Wang et al, \[27\]](#). Ces auteurs ont travaillé sur la sélection des fluides de travail de températures critiques inférieures à 130 °C pour un cycle ORC standard (sans récupérateur). Onze fluides de travail ont alors été présélectionnés. Ces fluides ont été également soumis à une comparaison suivant d'autres critères. Selon [Delgado-Torres et al, \[34\]](#) la différence de température entre la température critique du fluide de travail et la température maximale de fonctionnement du cycle ne doit pas dépasser 10-15 °C. [Tchanche et al, \[28\]](#) rapportent que la température de fonctionnement maximale souhaitée doit être inférieure à 0.96 fois la température critique du fluide de travail pour des raisons de sécurité de ces fluides. Sur la base de ces deux critères nous avons fait une deuxième sélection. Les caractéristiques thermo-physiques, environnementales et sécuritaires des fluides retenus sont données dans les [Tableaux 4.1](#) et [4.2](#).

Tableau 4.1. Caractéristiques physiques des fluides de travail retenus

Fluide	T _{cri} [°C]	P _{cri} [MPa]	P _{max} [MPa]	P _{min} [MPa]	PR	Groupe de sécurité*	ODP	GWP (100 ans)
R290	96.68	4.247	2.85	1.218	2.34	A3	0	~20
R500	102.1	4.17	2.74	1.00	2.74	A1	0.74	8100
R152a	113.3	4.520	2.108	0.794	2.65	A2	0	124
R717	132.3	11.333	3.709	1.351	2.74	B2	0	<1
R134a	101	4.059	2.366	0.887	2.66	A1	0	1430

Tableau 4.2 : Classification ASHARAE des fluides de travail retenus [Facão et al, \[35\]](#)

Augmentation d'inflammabilité 	A3	B3
	A2	B2
	A1	B1
	Augmentation de toxicité 	

Dans ce qui suite, Nous allons faire une comparaison des différents fluides de travail retenus suivant plusieurs critères notamment : le rendement énergétique, le rendement exergetique, l'apport de chaleur du cycle, l'irréversibilité totale, le débit de volume, le débit de masse, le rapport de pression, la toxicité, l'inflammabilité, ODP (Potentiel d'appauvrissement de l'ozone)

et GWP (Potentiel de réchauffement global). L'ODP est un nombre, qui caractérise la menace que représente une substance chimique pour la couche d'ozone stratosphérique et GWP mesure quant à lui comment une certaine substance chimique est estimée pouvoir contribuer au réchauffement global. Le GWP doit être accompagné d'une mesure de temps, habituellement 100 ans, afin d'avoir un sens. La procédure générale pour la sélection des fluides de travail potentiels est illustrée sur le diagramme de la figure 4.8.

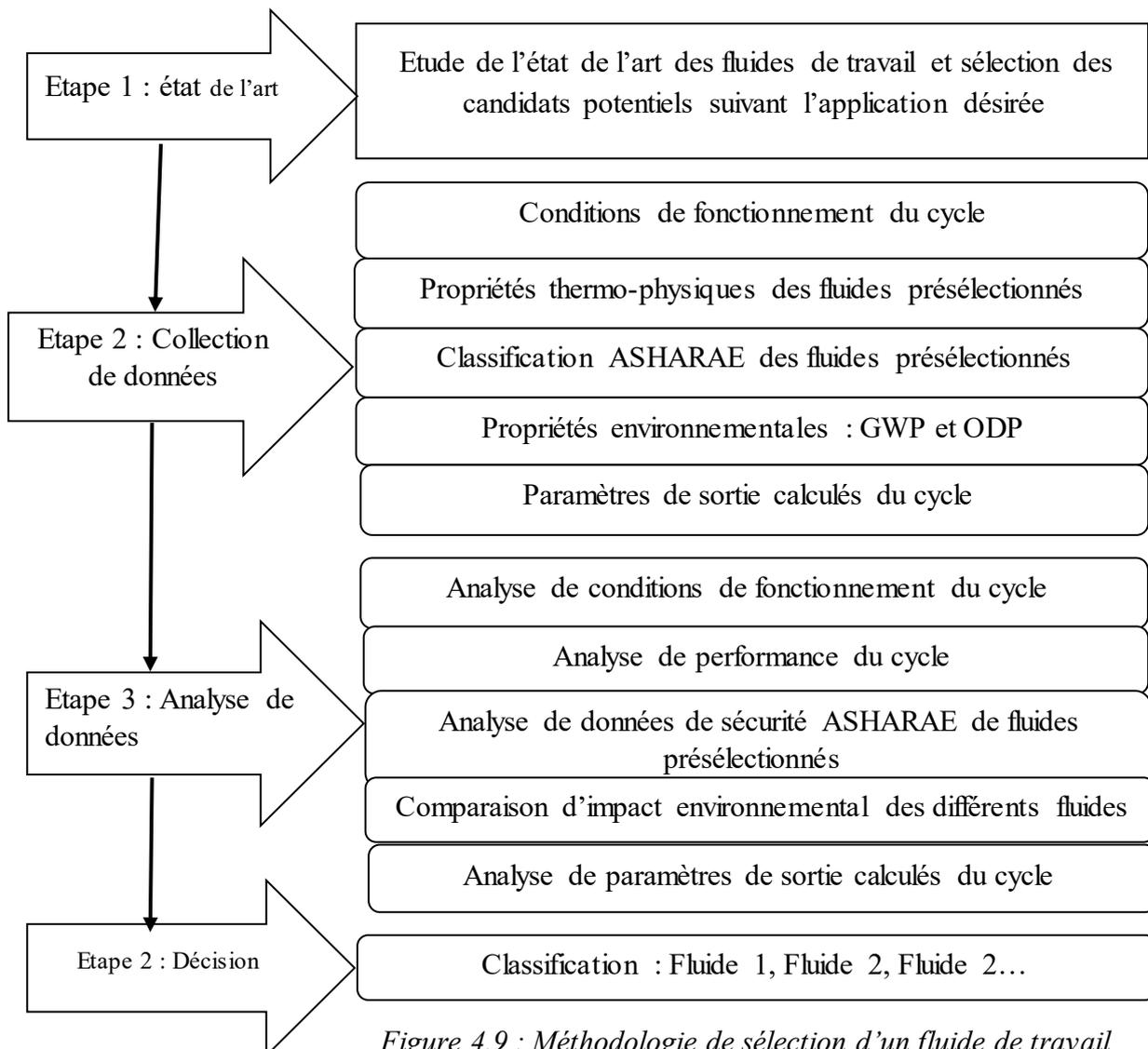


Figure 4.9 : Méthodologie de sélection d'un fluide de travail

4.2.4. Bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides retenus

Actuellement, plusieurs bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides purs et de mélanges de fluides sont disponibles. Ces propriétés peuvent être extraites à partir de plusieurs logiciels. Les plus utilisés ont été cités par Van Long LE [8] et sont notamment : REFPROP, EES, EES_Fluidprop et CoolProp_EES.

Le logiciel EES a été choisi pour réaliser cette étude en raison de plusieurs avantages.

Premièrement, il possède une librairie permettant d'estimer les valeurs des propriétés thermo-physiques d'une grande variété de fluides, dont les fluides retenus pour cette étude. Ceci permet alors d'utiliser un seul programme au lieu de devoir coupler un logiciel de résolution comme Matlab avec un logiciel de propriétés thermo-physiques comme REFPROP.

Deuxièmement, le logiciel EES possède également plusieurs méthodes numériques intégrées. Il peut numériquement résoudre des milliers d'équations algébriques non-linéaires et différentielles couplées. Il utilise alors une variante de la méthode de Newton pour résoudre ce système d'équations. Il peut être également utilisé pour résoudre des équations différentielles et intégrales, exécuter l'optimisation, fournir des analyses d'incertitude, réaliser la régression linéaire et non-linéaire, convertir les unités, vérifier la cohérence de l'unité et générer des graphes de bonnes qualités.

Une caractéristique majeure d'EES est la base de données de propriétés thermodynamiques et de transport fournie pour des centaines de substances. De plus, les techniques de matrices creuses sont employées pour améliorer l'efficacité du calcul. La convergence est également améliorée par le changement du pas de calcul et par l'utilisation d'Algorithme de Tarjan qui permet de segmenter un problème en plusieurs ensembles.

Différentes techniques d'optimisation sont également disponibles avec un maximum de 10 degrés de liberté. Pour un cas avec un seul degré de liberté, la détermination de l'optimum peut se faire avec deux méthodes : une approximation quadratique successive appelée méthode de Brent ou la méthode Golden Section search. Lorsque le nombre de degrés de liberté est supérieur à l'unité, EES utilise la méthode de Brent à plusieurs reprises pour trouver l'optimum en suivant un cheminement particulier déterminé soit par un algorithme de recherche directe, nommée méthode de Powell, soit par la méthode du gradient conjugué.

4.2.5. Modélisation thermodynamique du cycle ORC

a. Modèle énergétique

Les différents composants du cycle ORC sont des systèmes ouverts qui échangent de la matière. L'échange entre le système et le milieu extérieur est caractérisé par la puissance mécanique noté W et de la puissance thermique noté Q . Pour chaque composant du cycle on l'associe à un volume de contrôle correspondant. L'application des principes de conservation de la masse et de l'énergie sur un volume de contrôle entre l'instant t à $t+\Delta t$ peuvent se réduire, en régime permanent, aux équations suivantes :

$$\begin{cases} \sum_e \dot{m}_e + \sum_s \dot{m}_s = 0 \\ Q + W + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) = 0 \end{cases} \quad (4-1)$$

Pour la plupart des machines thermiques en régime permanent avec un écoulement unidirectionnel, les variations des énergies cinétique et potentielle sont souvent négligeables, le système d'équation (4-1) se simplifie encore :

$$Q + W + \dot{m}(h_e - h_s) = 0 \quad (4-2)$$

L'équation (4-2) sera particulièrement utilisée dans l'étude du cycle ORC. Dans les composants qui n'échangent que de la chaleur avec le milieu extérieur, $W = 0$ et (4-2) devient :

$$Q = \dot{m}(h_s - h_e) \text{ si } W = 0 \quad (4-3)$$

En revanche pour les transformations adiabatiques où il y aura production d'énergie mécanique, $Q = 0$ et (4-2) devient :

$$W = \dot{m}(h_s - h_e) \text{ si } Q = 0 \quad (4-4)$$

Pour les deux composants considérés adiabatiques (la pompe et la turbine), la puissance échangée avec l'extérieur est donnée par une adaptation de l'équation (4.4) :

Détente dans la μ -turbine :

$$W_t = \dot{m}(h_2 - h_1)\eta_{mt} \quad (4-5)$$

Puissance mécanique de la pompe :

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_5 - h_4)/\eta_p = \dot{m}v_4(P_5 - P_4)/\eta_p \quad (4-6)$$

Pour les deux composants de transfert de chaleur, il n'y a aucun échange de travail avec l'extérieur si bien que l'on utilise l'équation (4-3) pour obtenir la puissance calorifique échangée avec l'extérieur :

Puissance thermique reçue par le fluide de travail (évaporateur) :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad (4-7)$$

Puissance thermique regagnée au récupérateur :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4-8)$$

Puissance thermique rejetée au puits froid (Condenseur) :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (4-9)$$

Performances du cycle ORC :

Les performances du système ORC sont déterminées par les équations suivantes :

Puissance mécanique :

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (4-10)$$

Rendement thermique (rendement au sens du premier principe de thermodynamique) :

$$\eta_1 = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e} \quad (4-11)$$

T_0, T_c et T_h sont les températures de référence, de la source froide et de source chaude respectivement.

Le débit de volume de sortie de la turbine V_{t2} détermine la taille de la turbine et influence le coût du système. Par conséquent, les fluides de travail avec faible débit de volume sont préférés pour des raisons économiques.

$$V_{t2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2} \quad (4-12)$$

Où \dot{m} et ρ_2 sont le débit de masse et la masse volumique au point d'état 2.

b. Modèle exergetique

Selon le premier principe de thermodynamique, l'énergie ne peut être ni détruite, ni créée. La perte d'énergie utile d'un système ou d'un dispositif ne peut pas être justifiée par le premier principe de thermodynamique, car il ne distingue pas la qualité et la quantité de l'énergie. Chaque composant du système ORC a été choisi comme un volume de contrôle. L'équation du débit de destruction d'exergie (ou débit d'irréversibilité), pour un cycle ORC en régime permanent peut être exprimée comme suit :

$$I = T_0 \left(\sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e - \sum \frac{Q_k}{T_k} \right) \quad (4-13)$$

Pour les composants supposés adiabatiques cette équation peut se réduire à :

$$I = T_0 (\sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e) \quad (4-14)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie détruite dans la μ -turbine) :

$$I_t = T_0 \dot{m} (s_2 - s_1) \quad (4-15)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie détruite dans la pompe) :

$$I_p = T_0 \dot{m} (s_5 - s_4) \quad (4-16)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur) :

$$I_e = T_0 [\dot{m}_h (s_{h_0} - s_{h_i}) - \dot{m} (s_5 - s_1)] \quad (4-17)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie du condenseur) :

$$I_c = T_0 [\dot{m}_c (s_{c_0} - s_{c_i}) - \dot{m} (s_4 - s_3)] \quad (4-18)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie du récupérateur) :

$$I_r = T_0 \dot{m} [(s_6 + s_3) - (s_2 + s_5)] \quad (4-19)$$

L'irréversibilité totale du cycle :

$$I_{tot} = \sum I_i = I_t + I_{ev} + I_{co} + I_p + I_r \quad (4-20)$$

Performances du cycle ORC :

Rendement au sens du deuxième principe de thermodynamique :

$$\eta_{\Pi} = \frac{\eta_I}{(1 - T_c/T_h)} \quad (4-21)$$

T_0, T_c et T_h sont les températures de référence, de la source froide et de source chaude respectivement.

4.2.5. Hypothèses

Quelques hypothèses relatives aux conditions de fonctionnement du cycle ORC sont nécessaires pour simplifier la complexité du modèle thermodynamique. Ces conditions et les caractéristiques de la μ -turbine et de la pompe sont données dans le [Tableau 4.3](#). Le fluide travail à 80 °C est fourni par les collecteurs solaires. Le condenseur est refroidi par l'air ambiant. On suppose que le système est situé dans une zone rurale en Mauritanie où la température ambiante moyenne mensuelle est d'environ 30 °C. La température de la source chaude peut varier de 60 °C à 100 °C.

Tableau 4.3. Les données d'entrée pour l'analyse de modèle ORC.

Température d'évaporation	Tev	80 °C
Température de condensation	Tco	30 °C
Rendement mécanique de la μ -turbine	η_{mt}	0.63
Rendement isentropique de la μ -turbine	η_{st}	0.7
Rendement de la pompe	η_p	0.8
Température de référence	T0	25 °C

4.2.6. Résultats et discussions

Le [Tableau 4.4](#) montre les résultats de comparaison des performances de différents fluides de travail du système ORC pour une puissance de 3 kW

Tableau 4.4 : Comparaison des performances des différents fluides de travail pour une puissance de 3 kW.

Fluide	Pmax [MPa]	\dot{m} (kg/s)	η_I [%]	η_{Π} [%]	Itot [kW]	Qev [kW]	Vt2 [m3/h]	x2 [%]
R290	2.85	0.147	5.87	10.44	12.88	51.09	21.82	98.1
R500	3.735	0.290	5.92	10.54	12.49	50.62	24.34	93.9

R152a	2.108	0.174	5.9	10.52	12.4	50.69	28.34	98.4
R717	3.709	0.042	6.20	11.03	11.82	48.07	15.1	93.5
R134a	2.366	0.280	5.75	10.23	12.98	55.02	26.26	96.4

a. Pressions modérées dans le cycle

Une pression élevée à l'entrée de la turbine conduit à des problèmes de contraintes mécaniques. Selon Maizza et al, [36] les pressions modérées de vapeur dans la gamme de 0.1 – 2.5 MPa et un rapport de pression (PR) d'environ 3,5 est raisonnable. A partir du Tableau 4.4 les fluides R152a, R134a présentent des faibles valeurs de pression dans le condenseur. Les fluides R500, R290 et R717 ont des pressions supérieures à 2.5 MPa dans l'évaporateur. Tous les fluides sont caractérisés par un rapport de pression inférieur à 3.5 MPa. Les fluides R152a et R134a répondent aux critères cités ci-dessus et sont donc les meilleurs candidats de point de vu des pressions modérées de vapeur dans le cycle

b. Débit de volume à la sortie de la μ -turbine

Les résultats du Tableau 4.4 montrent que le R717 a le plus faible débit de volume. Un fluide à faible débit de volume est préférable pour deux raisons. D'une part il permet de choisir une micro-turbine de taille réduite, et d'autre part il minimise les pertes de charges de tuyauteries de raccordement. La Figure 4.10 montre l'évolution du débit de volume en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. On constate que quand la température d'entrée de la micro-turbine augmente le débit de volume diminue. La Figure 4.10 montre que le fluide R717 a le débit de volume le plus faible quelle que soit la température de l'entrée de la μ -turbine.

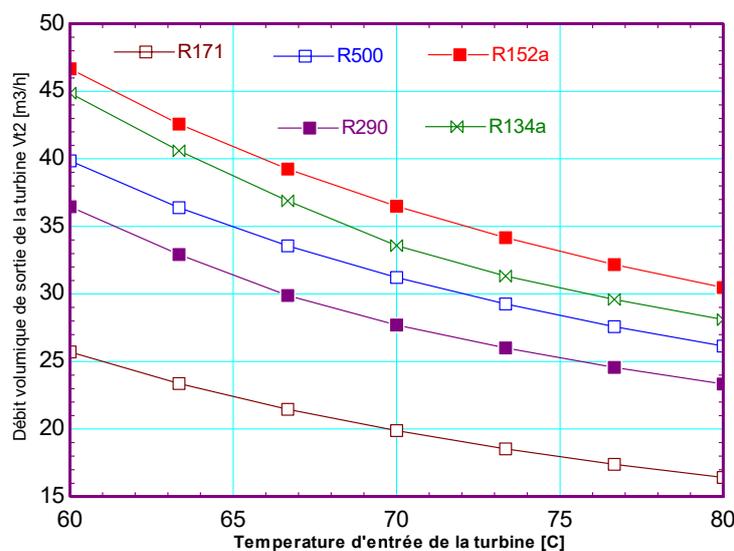


Figure 4.10 : Débit volumique vs la température d'entrée pour divers fluides de travail

c. Rendement énergétique du système

Les résultats du [Tableau 4.4](#) montrent que le rendement énergétique du cycle ORC varie de 5,75 % à 6,2 %. La [Figure 4.11](#) illustre l'évolution du rendement énergétique en fonction de la température d'entrée de la μ -turbine. Elle montre qu'une augmentation de la pression d'entrée de la μ -turbine entraîne une augmentation du rendement énergétique du système. La [Figure 4.11](#) montre que le fluide R152a a le rendement le plus élevé. Pour des pressions d'entrée de la micro-turbine élevées, le R717 devient plus efficace au-delà de ces pressions. Le R717 et R152a sont plus performants de vue de l'efficacité, on constate également que la température d'ébullition n'est pas un critère suffisant pour juger de l'efficacité du fluide contrairement aux résultats trouvés par [Tchanche et al, \[28\]](#).

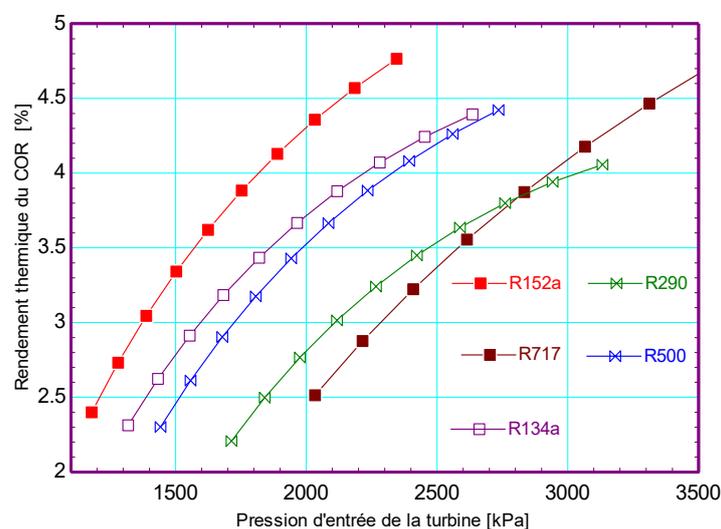


Figure 4.11 : Rendement thermique vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail

d. Rendement exergetique du système

A partir du [Tableau 4.4](#) le rendement exergetique varie de 11,03 % (R717) à 7,23 % (R134a). Le fluide R134a a le plus faible rendement exergetique cela s'explique par sa part d'irréversibilité élevée qui est de 12,98 kW. La [Figure 4.12](#) illustre l'évolution du rendement exergetique en fonction de la pression d'entrée de la μ -turbine. Elle montre que les fluides R152a a le rendement exergetique le plus élevé. Pour des pressions d'entrée de la μ -turbine supérieure à la pression maximale du R152a, le R717 devient plus efficace. Cela justifie que la température d'ébullition n'est pas le seul critère permettant de juger de l'efficacité du fluide contrairement aux résultats trouvés par [Tchanche et al, \[28\]](#).

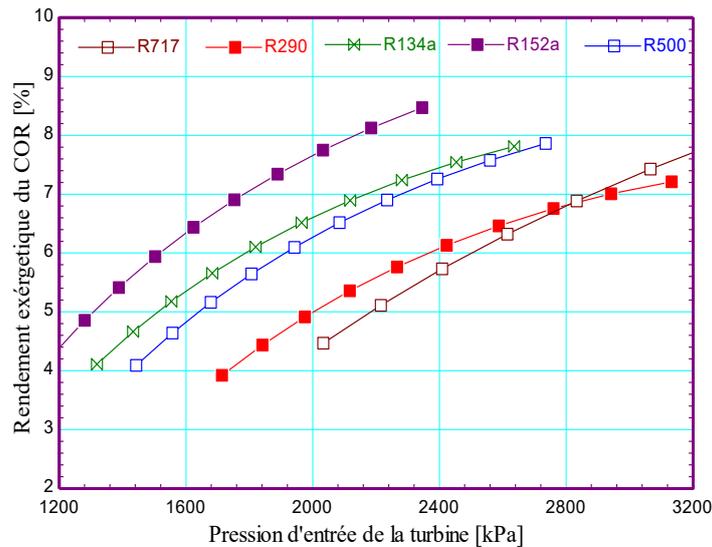


Figure 4.12 : Rendement exergetique vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail

e. Débit d'irréversibilité

Les résultats du [Tableau 4.4](#) montrent que le débit d'irréversibilité totale du cycle ORC varie dans la plage 11.82 à 12,98 kW. Un faible débit d'irréversibilité maximise le rendement exergetique du cycle ORC. Les fluides R717 et R134a donnent les taux les plus élevés et faibles de l'irréversibilité, respectivement. La [Figure 4.13](#) montre la distribution de l'irréversibilité des différents composants et pour différents fluides. L'évaporateur et le récupérateur contribuent de 74 % et 10 % de l'irréversibilité totale du cycle, respectivement, suivie par la turbine ([Figure 4.13](#)). Les [Figures 4.15](#) et [4.16](#) montrent l'évolution de la température et pression d'entrée de la μ -turbine sur l'irréversibilité totale du cycle, respectivement. L'irréversibilité totale du système diminue quand la pression ou la température à l'entrée de la μ -turbine augmente. Le débit d'irréversibilité le plus faible est obtenu pour R152a au-delà de la pression maximale du R152a ([Figure 4.15](#)). La [Figure 4.14](#) montre que le R717 a le plus faible débit d'irréversibilité quelle que soit la variation de la température à l'entrée de la μ -turbine.

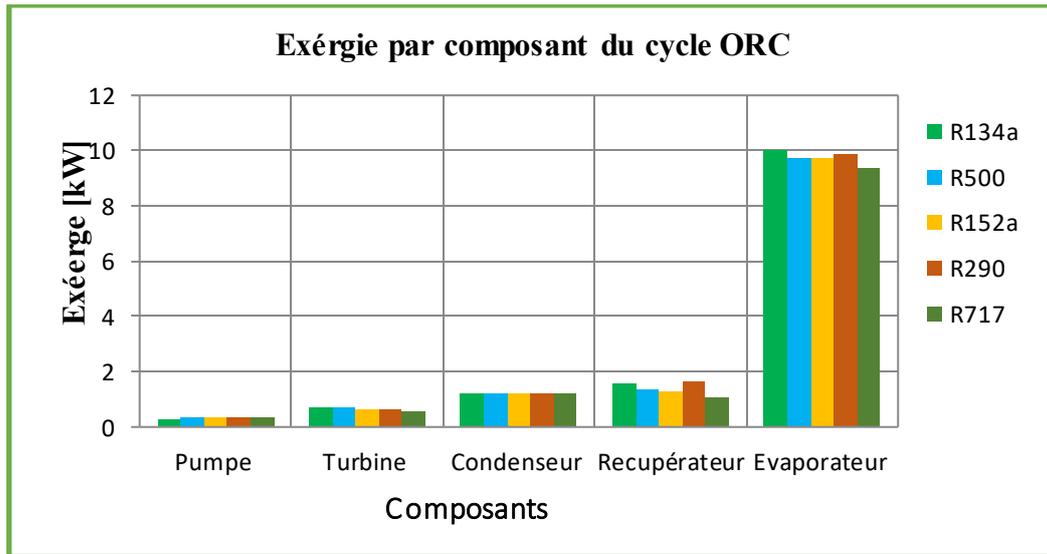


Figure 4.13 : Exergie de chaque composant pour divers fluides de travail

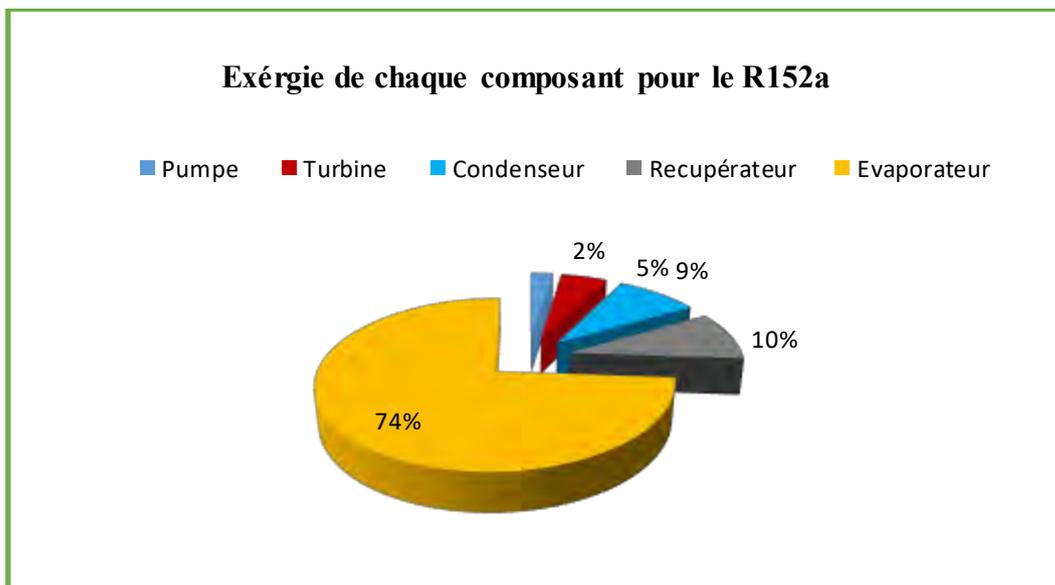


Figure 4.14 : Exergie de chaque composant pour fluides de travail R152a.

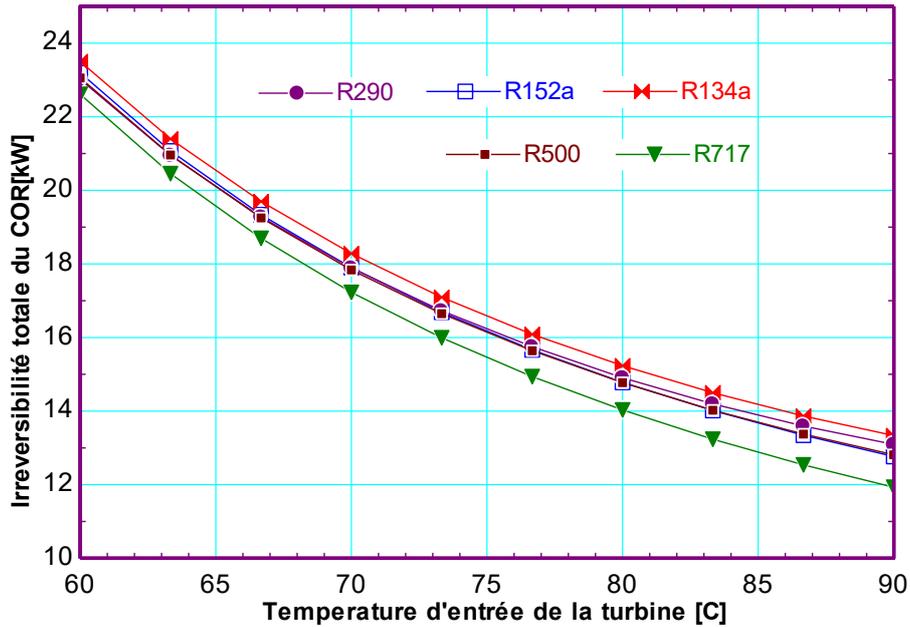


Figure 4.15 : Irréversibilité totale vs la température d'entrée pour divers fluides de travail

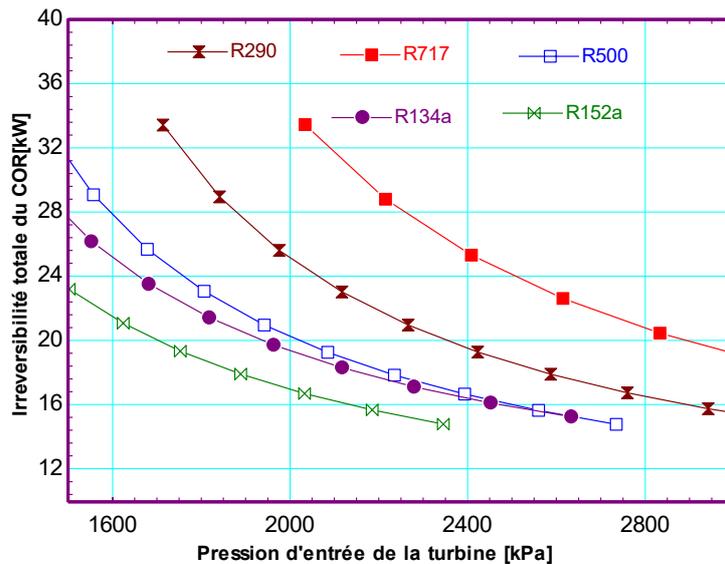


Figure 4.16 : Irréversibilité totale vs la pression d'entrée pour divers fluides de travail

f. Débit de masse du cycle

Les résultats du [Tableau 4.4](#) montrent que le R717 a le plus faible débit de masse. Un faible débit de masse est avantageux et conduit à un apport de chaleur faible. La [Figure 4.17](#) donne l'évolution du débit de masse en fonction de la température d'entrée de la μ -turbine. Le débit de masse diminue lorsque la température à l'entrée de la μ -turbine augmente. La [Figure 4.17](#) montre que le R717 a le plus faible débit de masse quelle que soit la variation de la

température à l'entrée de la micro-turbine. Pour de raisons économiques, les fluides à faibles débits de masse sont particulièrement intéressants surtout pour les systèmes à grande capacité.

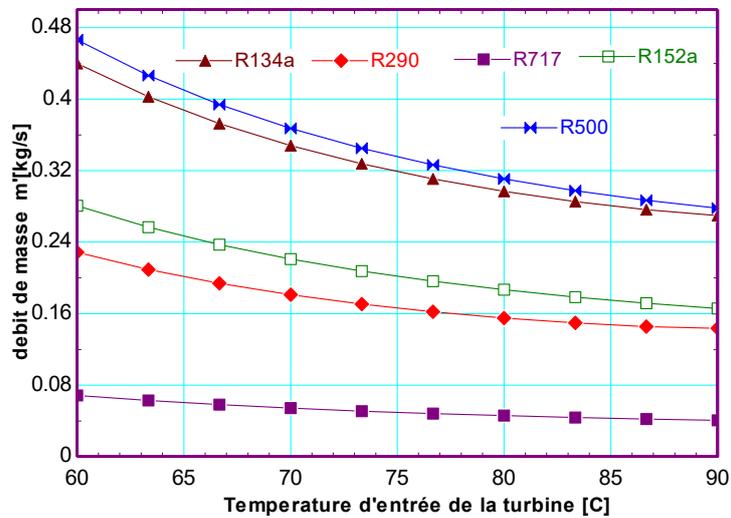


Figure 4.17 : Variation du débit de masse vs de la température d'entrée de la μ -turbine

g. Apport de chaleur de la source chaude

D'après le [Tableau 4.4](#) l'apport de chaleur nécessaire permettant de produire 3 kW varie de 48.07 kW (R717) à 55.02 kW (R134a). La [Figure 4.18](#) montre l'évolution de la puissance thermique de la source chaude en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. On constate que la puissance diminue quand la température d'entrée de la turbine augmente. La [Figure 4.17](#) montre également que le R717 a le plus petit apport de chaleur quelle que soit la variation de la température. Une faible puissance d'entrée de la source chaude minimise la surface du capteur solaire et constitue une partie importante du coût du système global.

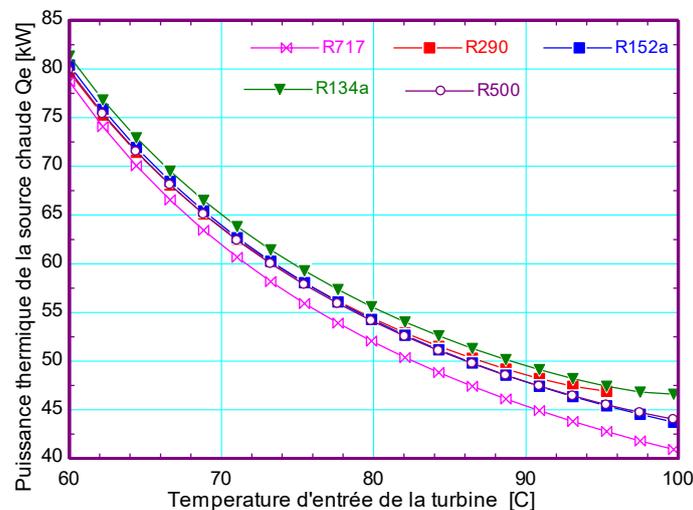


Figure 4.18 : Variation de l'apport de chaleur vs la température d'entrée de la turbine

h. Impact sécuritaire et environnemental

Certaines substances, principalement des fluides frigorigènes, appauvrissent la couche d'ozone et / ou contribuent à un réchauffement climatique. En raison de leurs effets négatifs, il y a une nécessité de choisir ceux qui ont moins d'effets nocifs sur l'environnement. Le [Tableau 4.4](#) montre la classification des différents fluides de travail présélectionnés sur la base des critères environnementaux et sécuritaires. Il montre que le fluide R500 est très nocif en raison de son ODP non nul et exclu de la sélection. Les fluides R717 et R290 ont un GWP faible suivi de R152a et R134a dont le GWP est un peu élevé. Selon la classification ASHRAE le R134a est le meilleur candidat (A1) non inflammable ni toxique suivi par R152a (A2) peu inflammable et non toxique. Le R290 (A3) plus inflammable que R152a et non toxique. Le R717 (B2) peu inflammable et toxique.

i. Classification des différents fluides

Le [Tableau 4.5](#) donne la classification optimale de différents fluides de travail appropriés pour les applications ORC de température comprise de 80 °C à 130 °C. Cette classification a été réalisée suivant les résultats de différents critères analysés. Cependant, les critères environnementaux et sécuritaires ont été priorisés, puis les critères de performances énergétiques et exergétique et enfin les critères économiques. La légende de la dernière ligne du Tableau explique la signification de chaque couleur.

Tableau 4.5 : Synthèse de la sélection du fluide de travail optimal

Fluide	Pmax	m'	η_I	η_{II}	φ	Itot	Qev	Vt2	Toxicité	Inflammabilité	ODP	GWP	Décision	Classement	
R290													Accepté		3
R500													Rejetée		5
R152a													Accepté		1
R7117													Accepté		4
R134a													Accepté		2
Légende															
	Mauvais	Bon	Très bien			Excellent									

4.2.7. Conclusion

Ce travail porte sur la comparaison et la classification de fluides de travail d'un cycle de Rankine Organique avec récupérateur (ORC) d'une microcentrale solaire à concentration de 3 kW. Cinq fluides de travail organiques (R500, R152a, R134a, R717 et R290) ont été évalués et comparés pour une meilleure optimisation du système. Plusieurs critères ont été utilisés pour la comparaison : pressions modérées de vapeur du cycle, rendements énergétiques et exergetiques, débits de masse et de volume, apport de chaleur du cycle, irréversibilité totale, sécurité et données environnementales.

Les fluides favorisés par les pressions modérées de vapeur dans le cycle sont : R152a, R134a et R500. Cela est très avantageux de point de vue sécuritaire et du coût du système. Les débits de volume les plus faibles ont été observés pour le R717, R290 et R152a, ce qui est préférable pour des raisons économiques également. De point de vue efficacité, les fluides à haut point d'ébullition comme le R152a et R717 sont très efficaces. L'analyse exergetique du cycle a permis d'évaluer le potentiel de récupération des énergies nobles et le niveau des irréversibilités des différents composants. Un faible Débit d'irréversibilité maximise le rendement exergetique. L'évaporateur et le récupérateur contribuent de 74 % et 10 % à l'irréversibilité totale du cycle, respectivement, suivie par le condenseur et la turbine. L'apport de chaleur nécessaire permettant de produire 3 kW varie de 55,01 kW (R717) à 48,95 kW (R134a). Suivant Les règlements internationaux (protocoles de Kyoto et de Montréal) le R500 est nocif pour l'environnement.

En conclusion, le R125a apparaît comme le meilleur candidat pour les applications ORC de température comprise entre 80 °C et 130 °C, suivis par le R134a. Les deux fluides R290 et R717 offrent des performances excellentes mais nécessitent des précautions de sécurité, en raison de leur inflammabilité et toxicité respectivement.

4.3. Comparaison de performances du cycle ORC avec et sans récupérateur

Un certains nombres d'auteurs ont travaillé sur les deux configurations du cycle ORC présentées plus haut. [Desai et al, \[37\]](#) concluent qu'un ORC simple ou standard peut être amélioré notamment en introduisant des récupérateurs et des prélèvements sur les turbines (soutirage). Différentes configurations du cycle ORC ont été comparées et simulées par [Yari et al, \[38\]](#), l'ORC standard, l'ORC avec récupération et l'ORC avec turbine de soutirage. Ils ont montré que les cycles avec récupération ou turbine de soutirage sont les plus prometteurs.

Les résultats de simulations, en régime permanent, du cycle ORC standard dans les conditions de fonctionnement décrites dans le [Tableau 4.3](#) montre que la vapeur du fluide de travail à la sortie de la turbine est en état saturant. Cela justifie que l'ajoute d'un récupérateur au cycle pouvait avoir un impact positif sur la performance de celui-ci [Van Long Le \[8\]](#). De plus, la présence d'un récupérateur pourrait également pallier à certaines contraintes présentes au niveau de la zone d'implantation. En effet, le site d'implantation de la microcentrale se caractérise par un déficit d'eau et la présence d'un récupérateur permettra de minimiser la consommation de l'eau pour le refroidissement du cycle thermodynamique et en même temps maximiser la performance énergétique et exergétique du système. C'est pourquoi une modification du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale solaire STG Lesotho opté pour cette étude a été envisagée et étudiée.

Ces dernières années les cycles de Rankine organique avec récupérateur ont fait l'objet de plusieurs recherches dans le but d'accroître leurs performances. [Donghong et al, \[39\]](#) et [Michel feid et al, \[40\]](#) ont comparé l'efficacité d'un cycle ORC avec et sans récupérateur sur une dizaine de fluides de températures critiques supérieures à 130 °C (R236ea et R245fa inclus). Leurs résultats montrent que l'ORC avec récupérateur est légèrement plus performant. [Kamyar et al, \[30\]](#) et [Adriano Desideri et al, \[31\]](#) ont étudié les performances énergétiques et exergétiques de plusieurs fluides de travail pour un cycle ORC avec récupérateur. Ces auteurs se sont intéressés à des cycles ORC avec récupérateur fonctionnant avec des fluides de travail de température critique supérieure à 130 °C. L'objectif de cette partie de l'étude est de comparer les performances énergétique et exergétique d'un cycle de Rankine organique avec et sans récupérateur fonctionnant avec un fluide de travail de température critique comprise entre 80 °C et 130 °C pour une μ -centrale solaire de 3 kW. Pour cela, plusieurs paramètres physiques tels que le rendement énergétique, le rendement exergétique, puissance thermique de la source chaude et le débit d'irréversibilité total ont été utilisé pour la comparaison. Puis, une analyse comparative entre les zones de fonctionnement optimales a été faite aidant à optimiser les paramètres de fonctionnement du cycle ORC.

4.3.1. Description du système et choix du fluide de travail

Les deux configurations du cycle ORC décrites dans la [section 4.2](#) ont été comparées suivant les conditions d'exploitation du modèle ORC donnée au [Tableau 4.3](#). Pour le choix du fluide de travail de cette comparaison, le choix est porté sur le R152a en raison de ces bonnes performances énergétique, exergétiques et environnementales parmi les fluides de travail de

critique comprise entre 80 °C et 130 °C Sidi BOUHAMADY et al, [41]. Ces caractéristiques physiques, environnementales sont données dans le Tableau 4.1.

4.3.2. Modèle thermodynamique du cycle ORC avec et sans récupérateur

La modélisation du cycle ORC avec récupérateur a été effectuée dans la section 4.3.4. La différence entre le modèle thermodynamique entre ces deux configurations se situe au niveau de l'emplacement du récupérateur. Les équations énergétiques et exergetiques du modèle ORC sans récupérateur sont comme suit :

Détente dans la μ -turbine :

$$W_t = \dot{m}(h_2 - h_1)\eta_{mt} \quad (4-22)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie détruite dans la μ -turbine) :

$$I_t = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (4-23)$$

Puissance mécanique de la pompe :

$$W_p = \dot{m}(h_4 - h_3)/\eta_p \quad (4-24)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie détruite dans la pompe) :

$$I_p = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (4-25)$$

Puissance thermique reçue par le fluide de travail (évaporateur) :

$$Q_{ev} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4-26)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur) :

$$I_{ev} = T_0 [\dot{m}_h(sh_o - sh_i) - \dot{m}(s_4 - s_1)] \quad (4-27)$$

Puissance thermique rejetée au puits froid (Condenseur) :

$$Q_{co} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4-28)$$

Débit de l'irréversibilité (exergie transportée entre l'entrée et la sortie du condenseur) :

$$I_{co} = T_0 [\dot{m}_c(sc_o - sc_i) - \dot{m}(s_3 - s_2)] \quad (4-29)$$

Les performances du système ORC sont déterminées par les équations suivantes :

Puissance mécanique :

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (4-30)$$

Rendement thermique :

$$\eta_I = \frac{W_{net}}{Q_e} \quad (4-31)$$

L'irréversibilité totale du cycle :

$$I_{tot} = \sum_l I_l = I_t + I_{ev} + I_{co} + I_p \quad (4-32)$$

Rendement au sens du deuxième principe de thermodynamique :

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{(1 - T_c/T_h)} \quad (4-33)$$

T_0 , T_c , T_h sont les températures de référence, de la source froide et de source chaude respectivement

4.3.3. Résultats et discussion

L'idée de base consiste à augmenter les rendements énergétiques et exergetiques et de faire croître la température à laquelle la chaleur est transférée au fluide. Sur la [Figure 4.19](#) on constate que quand la température d'entrée de la μ -turbine du fluide R152a augmente, la chaleur nécessaire (Q_{ev}) pour produire 3 kW du cycle diminue. Cela est justifié par la diminution du débit masse de R152a ([Figure 4.19](#)). Au-delà de la température critique (113,5 °C) de R152a (A partir de 102 °C pour l'ORC sans récupérateur et de 110 °C pour l'ORC avec récupérateur) le fluide commence à perdre ces caractéristiques thermo-physiques. Cela entraîne donc une augmentation de la quantité de chaleur (Q_{ev}) et par conséquence, une diminution du rendement thermique ([Figure 4.1](#)).

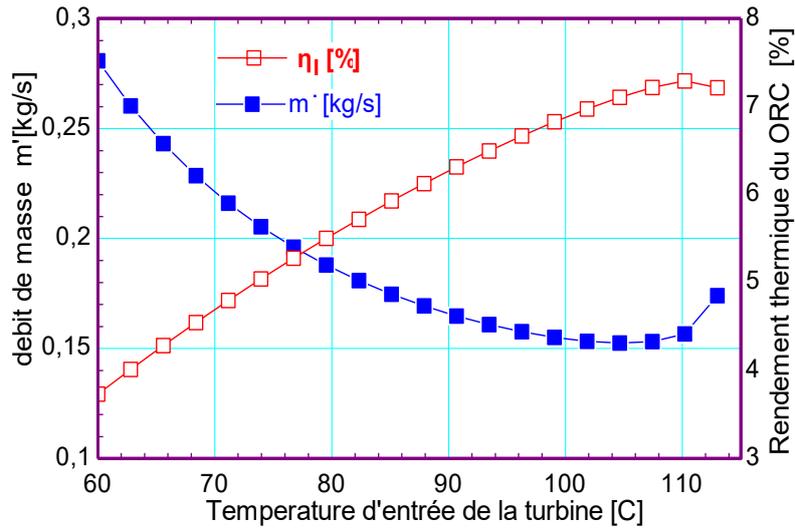


Figure 4.19 : Evolution du débit masse et le rendement thermique vs de la température d'entrée de la μ -turbine

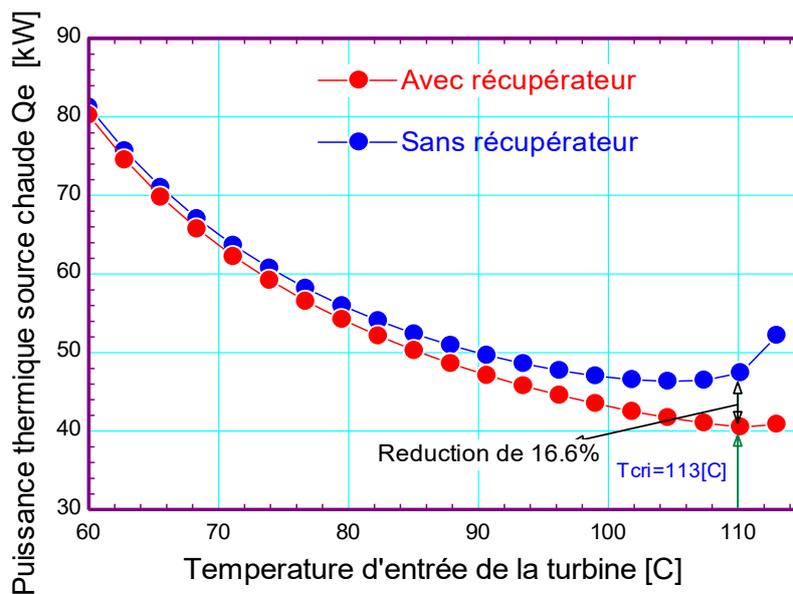


Figure 4.20 : Puissance thermique de source chaude vs température d'entrée μ -turbine sans et avec récupérateur

Avec le récupérateur, le rendement du cycle est amélioré considérablement (Figure 4.21), le rendement thermique maximum du cycle est de 7,1 % par rapport à 5,6 % dans le cas sans récupérateur (correspondant à une augmentation de 26,7 %). Cela se traduit par une diminution de la quantité de chaleur nécessaire (Q_{ev}) de 48 kW à 40 kW (une réduction donc de 20 %). La quantité de chaleur nécessaire qui est requise à produire le travail net de 3 kW est donc abaissé.

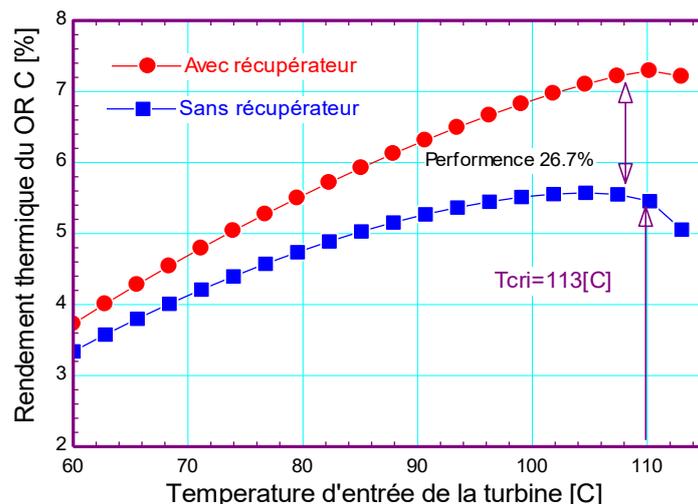


Figure 4.21 : Rendement thermique vs la température d'entrée de la μ -turbine sans et avec récupérateur

Malgré l'augmentation du rendement thermique du cycle, le rendement au sens du second principe (Rendement exérgétique) atteint le maximum de 12,5 % à la température d'entrée de la μ -turbine (T_{ev}) de 110 °C (Avec récupérateur) et de 7,1 % à la T_e de 102 °C (Sans récupérateur) (Figure 4.21). Une augmentation de 25% est atteinte. Au-delà de la température de 110 °C (avec récupérateur) et 102 °C (Sans récupérateur) le rendement au sens du second principe diminue. La raison de cette diminution est due à la croissance du débit d'irréversibilité du cycle à haute température d'évaporation T_{ev} (Figure 4.23). Les irréversibilités dans l'échangeur thermique évaporateur (I_{ev}) présentent 79,48% du débit d'irréversibilité totale du cycle ORC (Figure 4.23).

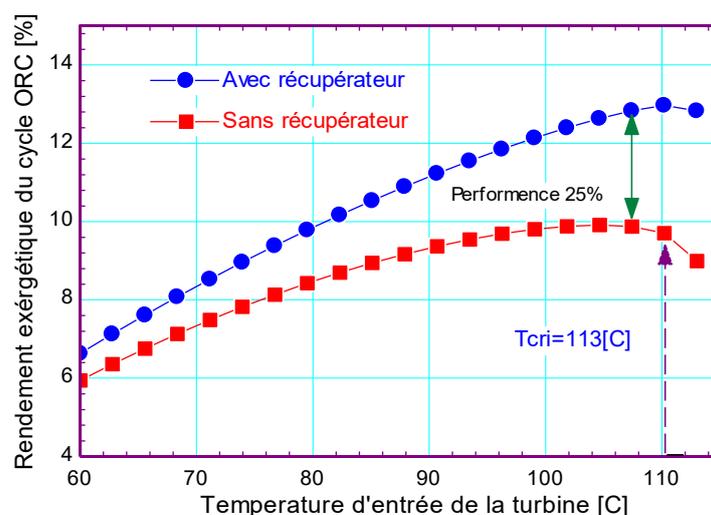


Figure 4.22 : Rendement exérgétique vs la température d'entrée de la μ -turbine sans et avec récupérateur

Avec le récupérateur, les irréversibilités du cycle sont diminuées de 35,7 % comparativement au cas sans récupérateur (Figure 4.23). Cela a pour retombée de maximiser le rendement au sens du deuxième principe qui est aussi amélioré de 25 % (Figure 4.22).

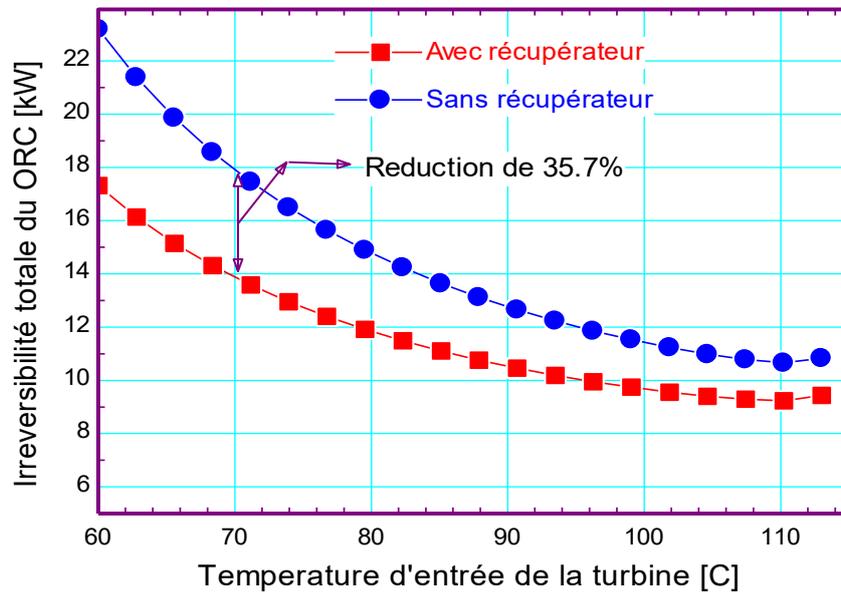


Figure 4.23 : Débit d'irréversibilité vs la température d'entrée de la μ -turbine avec et sans récupérateur

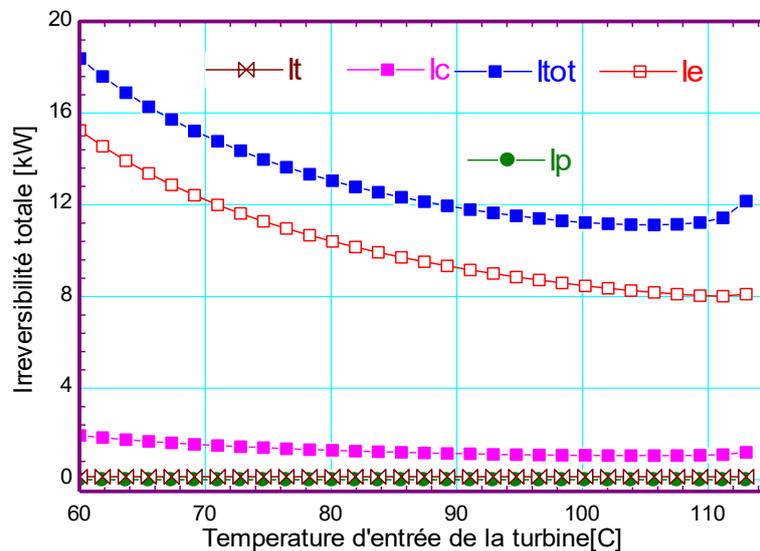


Figure 4.24 : Exergie de chaque composant vs la température d'entrée de la μ -turbine

4.3.4. Optimisation du rendement énergétique et exergetique avec et sans récupérateur

Cette partie traite l'optimisation et la comparaison de la performance thermodynamique entre les configurations étudiées du cycle ORC, le rendement thermique et le rendement exergetique seront à priori utilisés comme fonctions objectifs pour cette optimisation. La variable

d'optimisation pour le rendement thermique est la quantité de chaleur (Q_{ev}) de la source chaude et celle du rendement au sens du deuxième principe est le débit d'irréversibilité total du cycle (I_{tot}). Les autres paramètres pour la simulation sont présentés dans le [Tableau 4.3](#).

La méthode d'optimisation appliquée est une approximation quadratique successive appelée méthode de Brent. L'algorithme de cette méthode est implanté dans l'environnement du logiciel EES. Cette méthode permet de maximiser ou de minimiser une fonction objective d'un seul variable de décision. Le but de cette optimisation est d'identifier les zones où le rendement thermique et celui du second principe du cycle ORC avec et sans récupérateur sont maximaux tout en minimisant la quantité de chaleur (Q_{ev}) et le débit d'irréversible totale (I_{tot}) correspondants, respectivement.

Les [Figures 4.25](#) et [4.26](#) montrent les résultats de l'optimisation et de comparaison entre les zones de fonctionnement optimales pour les deux cas, avec et sans récupérateur. Les contours sur les deux figures et les valeurs qui sont associées correspondent au rendement thermique ([Figure 4.25](#)) et au rendement exergetique ([Figure 4.26](#)) pour le cas sans récupérateur.

Sur la [Figure 4.25](#) et pour le cas sans récupérateur, on constate que les zones où le fonctionnement est optimal se confondent avec celles où le fonctionnement est minimal pour le cas avec récupérateur. Cela peut justifier la performance notable du cycle en présence du récupérateur. Un rendement exergetique maximal de 9,8 % correspond à une valeur d'irréversibilité minimale de 9,5 kW à la température d'évaporation 105 °C a été observé pour le cas sans récupérateur. Dans la même zone, il vaut 12,5 % pour le cas avec récupérateur (correspondant à une augmentation de 31 %). Au-delà de la valeur minimale d'irréversibilité le rendement exergetique diminue avec l'augmentation du débit d'irréversibilité total du cycle.

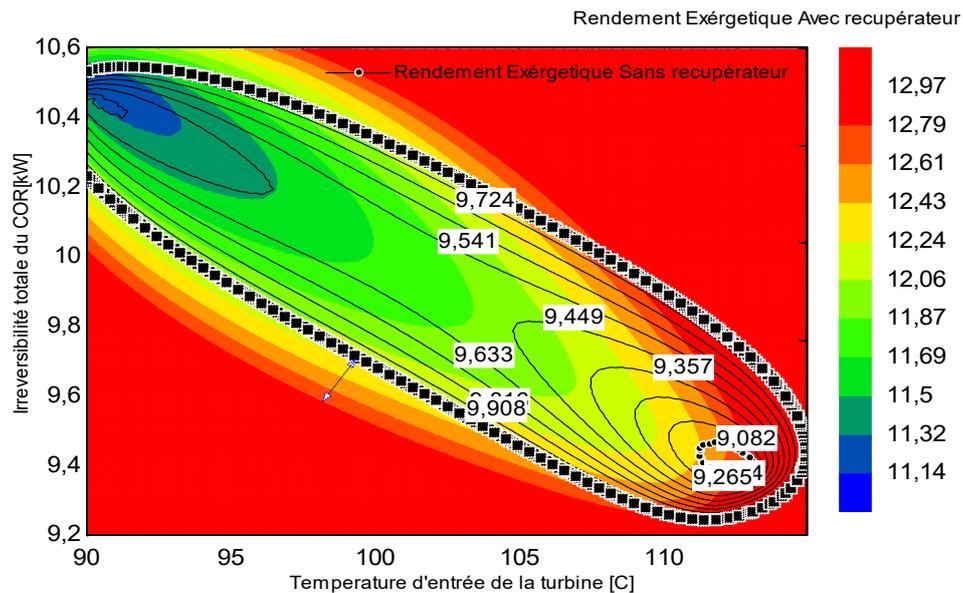


Figure 4.25 : Résultats d'optimisation du rendement exergetique avec et sans récupérateur

De façon similaire, la Figure 4.26 montre que les zones où le rendement thermique est maximal pour le cas sans récupérateur coïncident avec les zones de fonctionnement minimal pour le cas avec récupérateur. Garantissant encore une fois la performance du système en présence du récupérateur. Un rendement optimal de 5,52% (sans récupérateur) est observé à 44 kW et 100 °C d'irréversibilité totale et de température d'entrée de la turbine, respectivement. Avec récupérateur, un rendement thermique maximal de 7,42 % est atteint dans cette zone (équivalent à une optimisation de 34,4). Au-delà de 44 kW d'irréversibilité le rendement thermique pour le cas sans récupérateur décroît avec l'augmentation de la quantité de chaleur (Q_{ev}). Une fois que la température de l'évaporateur se rapproche de la température critique le rendement thermique diminue progressivement suite à une dégradation des propriétés thermo-physiques du fluide de travail au-delà de cette température.

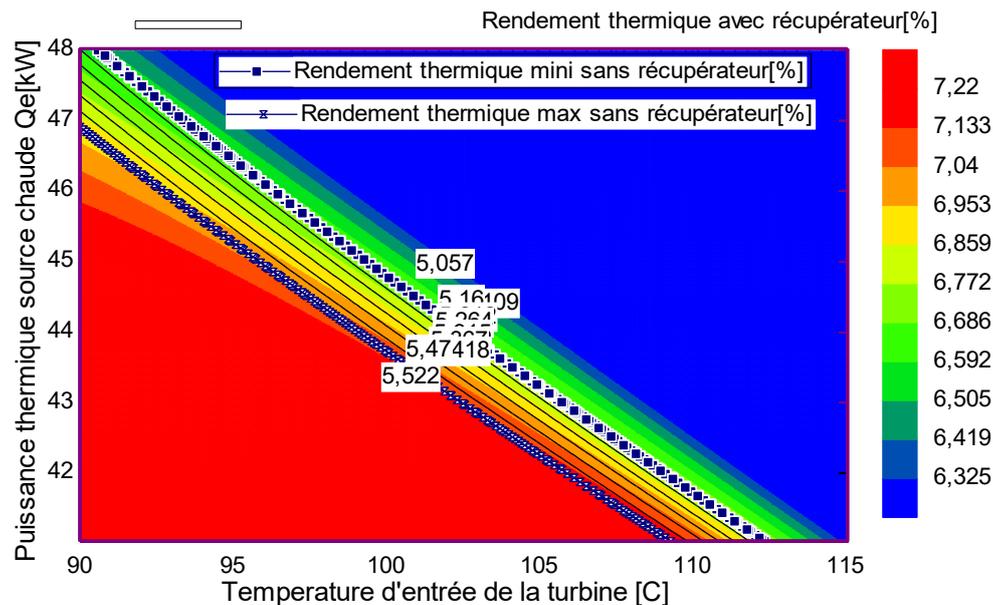


Figure 4.26: Résultats d'optimisation du rendement exergetique avec et sans récupérateur

4.3.5. Conclusion

La performance du cycle ORC avec et sans récupérateur a été étudiée en utilisant le fluide R152a comme fluide de travail. Le rendement thermique varie de 3.7 % à 5.8 % pour le cas sans récupérateur et de 3.8 % à 7.6 % avec récupérateur dans une gamme de température de 60-110 °C. La température d'évaporation influence fortement le rendement thermique du cycle. Parallèlement à l'augmentation de la température d'évaporation le rendement thermique du cycle augmente également et une fois qu'elle s'approche à la température critique du fluide R152a le rendement thermique du cycle commence à diminuer, suite à une dégradation des propriétés thermo physique au-delà de cette température.

La performance du cycle ORC est améliorée considérablement en présence du récupérateur dans l'ORC. Une augmentation de 26,7 % et de 25 % des rendements thermique et exergetique consécutivement pour le cas de l'ORC avec récupérateur. Les irréversibilités dans l'échangeur thermique évaporateur présentent la part la plus importante dans le débit d'irréversibilité total du cycle.

La méthode d'optimisation appliquée a permis d'identifier les zones de fonctionnement optimales dans les deux cas. Le rendement thermique et exergetique avec récupérateur ont été maximisés de 34,4 % et 31 % comparativement à 26,7 % et 25 % avant optimisation. Ces optimums sont traduit par une diminution quantité de chaleur (Q_{ev}) et le débit d'irréversible totale (I_{tot}) respectivement.

4.4. Modélisation et simulation de différents éléments de la machine ORC

4.4.1. Modélisation de la micro turbine

La détente dans la micro turbine scroll est modélisé d'après [Quoilin et al, \[2\]](#) et [Lemort et al, \[33\]](#) en deux étapes. Une détente isentropique suivi d'une détente à volume machine constant. Les équations modélisant ces deux processus sont décrites ci-après.

Le travail total développé est donné par l'expression 4.34 :

$$W_{tot} = W_{t,is} + W_{t,vc} \quad (4-34)$$

Le travail isentropique s'exprime comme la différence d'enthalpie entre le début et la fin de détente isentropique :

$$W_{t,is} = h_e - h_s \quad (4-35)$$

Le travail à volume constant s'exprime à partir de l'expression du travail pour un système ouvert, $W = v dP$ soit :

$$W_{t,vc} = v_{in}(P_s - P_e) \quad (4-36)$$

Le volume en fin de détente isentropique est donné par :

$$v_{in} = v_e \times r_{in} \quad (4-37)$$

Le rapport de volume interne r_{in} est fixé à 3.5

Le débit volumique en sortie de la micro turbine :

$$V_s = \dot{m} \times v_e \quad (4-38)$$

Toutes les pertes sont regroupées en une seule efficacité de conversion électromécanique. Ce dernier a été fixé à $\eta_{em} = 0,71$. La puissance électrique produite est donnée par l'expression :

$$W_{el} = \dot{m} \times W_{tot} \times \eta_{em} \quad (4-39)$$

Les caractéristiques de la micro-turbine sont présentées par [Lemort et al, \[33\]](#). L'efficacité isentropique globale du défilement est finalement calculée en fonction de ce qui suit :

$$\eta_{t,is} = \frac{W_{el}}{\dot{m}(h_e - h_s)} \quad (4-40)$$

4.4.2. Modélisation de la pompe

Deux pompes de circulation sont représentées dans le modèle : la pompe à fluide de travail et la pompe à fluide caloporteur. L'efficacité de la pompe est réglée sur une valeur constante de 70 %. La consommation de la pompe est calculée selon les équations suivantes :

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_e - h_{in}) \quad (4-41)$$

L'efficacité isentropique, définie par :

$$\eta_{p,is} = \frac{v_{p,e}(P_s - P_e)}{\dot{m}(h_s - h_e)} \quad (4-42)$$

4.4.3. Modélisation de l'évaporateur

L'évaporateur est modélisé à l'aide de la méthode de NUT pour un échangeur de chaleur à contre-courant. Le coefficient de transfert de chaleur U est calculé en considérant deux résistances de transfert de chaleur convective en série (coté du fluide secondaire et côtés de fluide frigorigène).

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{U_c} + \frac{1}{U_f} \quad (4-43)$$

Les coefficients d'échange U_c et U_f sont calculés à partir du nombre de Nusselt :

$$\begin{cases} U_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{d_c} \\ U_f = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{d_f} \end{cases} \quad (4-44)$$

Le nombre de Nusselt coté fluide froid et fluide chaud est calculé à l'aide de l'expression [42] :

$$\begin{cases} Nu_c = 0,023 \times Re_c^{0,8} \times Pr_c^{0,4} \\ Nu_f = 0,0027 \times Re_c^{0,8} \times Pr_c^{1/3} \end{cases} \quad (4-45)$$

La surface totale de l'évaporateur est calculée à partir de l'équation :

$$A_{ev} = \frac{NUT \cdot q_{tmin}}{U_g} \quad (4-46)$$

Le débit thermique unitaire minimal est le plus faible débit entre le fluide chaud et froid :

$$q_{tmin} = \min(q_{tf}, q_{tc}) \quad (4-47)$$

Le débit thermique unitaire de deux fluides est calculé à partir des équations :

$$\begin{cases} q_{tf} = q_{mf} \cdot C_{Pf} \\ q_{tc} = q_{mc} \cdot C_{Pc} \end{cases} \quad (4-48)$$

Dans un échangeur contre-courant le NUT est donné par l'équation :

$$NUT = \frac{1}{1-R} \ln \frac{1-R \cdot E}{1-E} \quad (4-49)$$

En mode contre-courant, avec $q_{tmin} = q_{tf}$ E et R s'exprime par les deux équations :

$$\begin{cases} E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \\ R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \end{cases} \quad (4-50)$$

La température de sortie du fluide chaud est déterminée à partir du bilan d'énergie :

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{q_{tf}}{q_{tc}} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4-51)$$

4.4.4. Modélisation de l'échangeur récupérateur

La méthode de NUT a été également utilisée pour la modélisation de l'échangeur récupérateur. Le principe reste le même que celui utilisé dans la modélisation de l'évaporateur sauf que le débit thermique unitaire de fluide chaud et froid son égaux. La configuration est maintenue contre-courant. Toutes les équations développées dans le modèle de l'évaporateur sont valables sauf les équations suivantes :

La température de sortie du fluide froid est déterminée à partir du bilan d'énergie :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{q_{tc}}{q_{tf}} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (4-52)$$

Dans un échangeur contre-courant $q_{tc} = q_{tf}$ et $R=1$, le NUT est donné par l'équation :

$$NUT = \frac{E}{1-E} \quad (4-53)$$

Le nombre de Nusselt coté fluide froid et fluide chaud est calculé à l'aide de l'expression [42] :

$$\begin{cases} Nu_c = 0,33 \times Re_c^{0,6} \times Pr_c^{0,33} \\ Nu_f = 0,023 \times Re_c^{0,8} \times Pr_c^{0,4} \end{cases} \quad (4-54)$$

La surface totale de l'évaporateur est calculée à partir de l'équation :

$$A_{re} = \frac{NUT \cdot q_{tc}}{U} \quad (4-55)$$

4.4.5. Modélisation de l'échangeur condenseur

Le modèle du condenseur de la microcentrale de Lesotho est un modèle simplifié basé sur les données du fabricant [43]. Ce modèle est utilisé pour calculer la performance du condenseur et la consommation des ventilateurs. Les deux entrées sont le point de pincement, défini comme la différence entre la température de condensation et la température ambiante, et la puissance thermique du condenseur.

Une attention particulière est accordée à la consommation du ventilateur, car elle peut représenter une part non négligeable de la puissance générée. La consommation du ventilateur est calculée en fonction de la puissance thermique du condenseur et du point de pincement avec la relation suivante :

$$W_{cv} = 54,5 + 0,0185 \times Q_{co} \times \frac{8,333}{Pin_{cd}} \quad (4-56)$$

4.4.6. Performance du cycle global

Le modèle global du cycle ORC est obtenu comme suit :

Puissance électrique de sortie :

$$W_{net} = W_{tot} - W_p - W_{cv} \quad (4-57)$$

Le rendement global du cycle ORC :

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{ev}} \quad (4-58)$$

4.4.7. Résultats

Le [Tableau 4.6](#) présente les résultats de simulation de quelques points optimaux du cycle et pour les différents fluides de travail testés. Les caractères gras indiquent les valeurs les plus avantageux pour chaque colonne.

Tableau 4-6 : Résultats de simulation pour les différents fluides de travail

Fluides	T_{ev} (C)	$\eta_{t,is}$ (%)	η_{ORC} (%)	V_t (cm ³)	A_{ev} (m ²)	A_r (m ²)
R152a	90	57,6	6,7	24	1,2	0,18
R134a	90	59,1	6,5	15	1,5	0,2
R717	90	55,3	7,5	56	0,8	0,08
R290	85	58,3	6,4	24	1,51	0,23

A partir du [Tableau 4.6](#) le R717 est le fluide le plus efficace mais a le plus grand volume d'entrée de la micro turbine. Le volume observé est de 56 cm³ à une température d'évaporation de 90 °C. Les fluides R134a et le R152a au contraire montrent des volumes spécifiques très avantageux, ce qui pourrait réduire le coût du système. La température d'entrée de la turbine influence de manière significative les différents paramètres du [Tableau 4.6](#). Il est donc toujours nécessaire de fonctionner avec des températures les plus élevées pour garantir une performance maximale du cycle tout en respectant que ces températures de fonctionnement doivent se situer autour de 10-15 °C inférieure à la température critique de fluide de travail [Delgado-Torres et al, \[34\]](#).

Un rendement maximal de 9,5% du cycle à la température à 90 °C est observé pour le R717 et le minimal est 6,4 % pour le R290. La [Figure 4.27](#) montre l'évolution du rendement du cycle ORC en fonction de la température d'entrée de la micro turbine. Plus la température critique d'un fluide de travail est élevée plus que son rendement est élevé, ce constat est vérifié pour tous les fluides testés. Au-delà des températures critiques, des différents fluides, le rendement thermique diminue suite à une perte de caractéristiques thermo-physiques de fluides au-delà de leurs températures critiques.

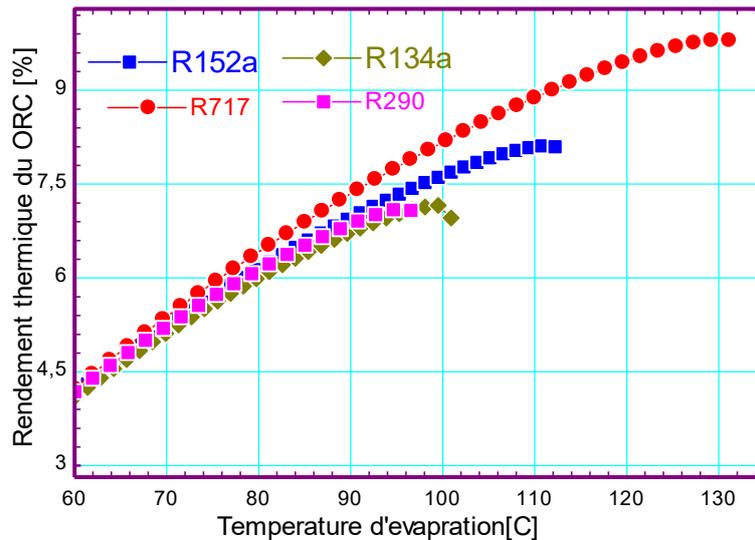


Figure 4.27 : Rendement thermique du cycle ORC vs la température d'évaporation

L'une des principales influences d'un fluide de travail sur l'architecture du cycle ORC réside dans le volume spécifique de la micro turbine, généralement, plus la température critique est élevée, plus que le débit de volume en sortie de la turbine est élevé. Le débit volumique de sortie de la turbine joue un rôle important car il détermine la taille et le coût de la micro-turbine. Comme le montre le [tableau 4](#), le fluide R717 et R152a ont les plus faibles débits. Un faible débit volumique diminue également la taille de la pompe et réduit les pertes de charges de tuyauteries de raccordement. En général, le débit volumique de sortie de la turbine est inversement proportionnel à sa température d'entrée, ce qui peut être illustré sur la [Figure 4.28](#).

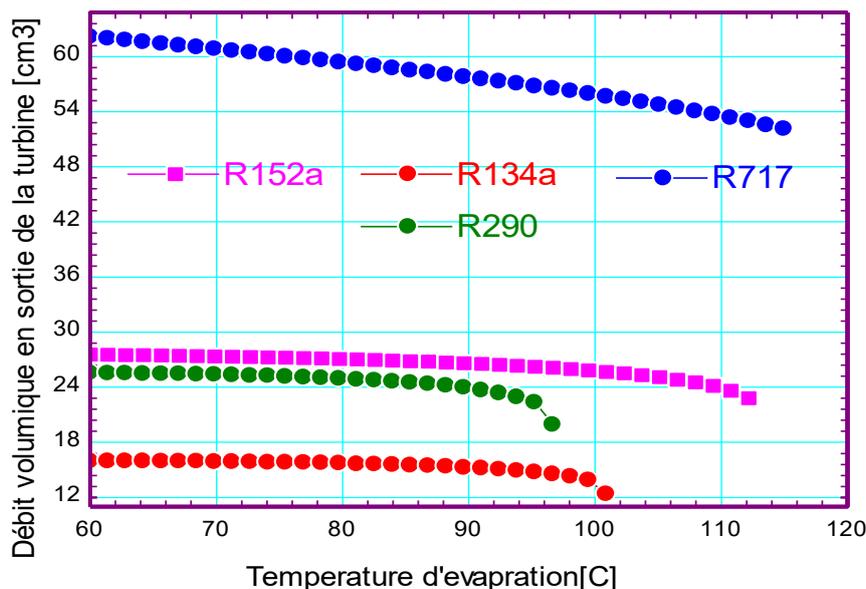


Figure 4.28 : Débit de volume de la micro turbine vs la température d'évaporation

Suivant les conditions nominales définies dans le [Tableau 4.6](#), nous avons réalisé les évaluations de surface d'échange pour l'évaporateur et le récupérateur. Les [Figure 4.29](#), [Figure 4.30](#) et le [Tableau 4.6](#) présentent les résultats. Nous comparons les surfaces d'échange calculées pour les cinq fluides. Les surfaces d'échange nécessaires pour les fluides organiques de températures critiques élevées sont beaucoup plus grandes que pour ceux de température critique plus faible.

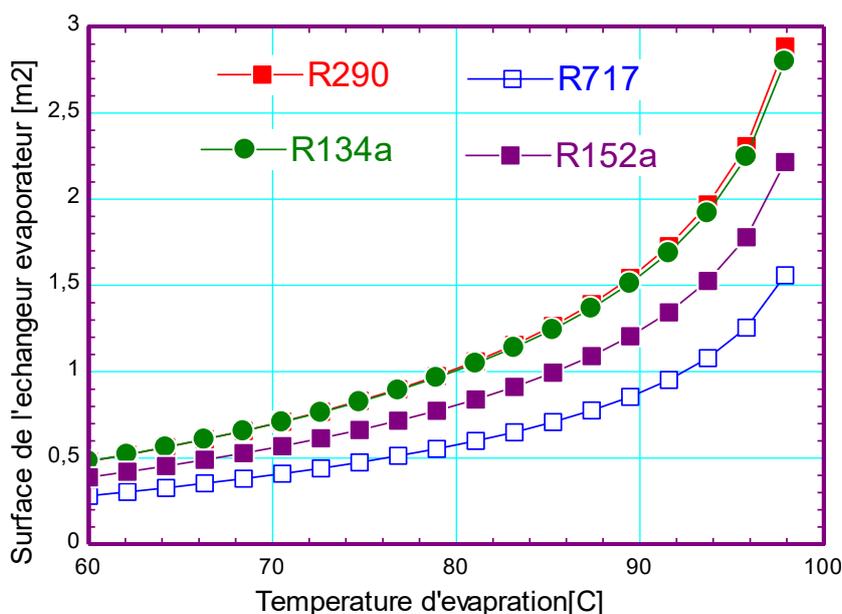


Figure 4.29 : Surface d'échange de l'évaporateur vs la température d'évaporation

Pour le récupérateur, la principale résistance aux transferts thermiques provient de la faible capacité de convection entre le même fluide se trouvant dans deux états différents à l'entrée et à la sortie de celui-ci. On observe relativement peu de différence de surfaces d'échange sur ce composant. En revanche, les écarts sont plus prononcés sur l'évaporateur. En effet, le facteur limitant du transfert thermique dans l'évaporateur correspond à la capacité convective des fluides organiques, plus faible que celle de l'huile de synthèse.

Le [Tableau 4.6](#) présente les résultats des calculs de surface d'échange pour l'échangeur évaporateur. En effet, le coefficient d'échange du fluide à l'état liquide est très faible devant celui de l'huile de synthèse liquide. Par conséquent, sa contribution dans la résistance thermique est très significative, d'où la différence très importante entre l'huile de synthèse et les fluides organiques. Le rapport des surfaces calculées est de l'ordre de 5 à 7.

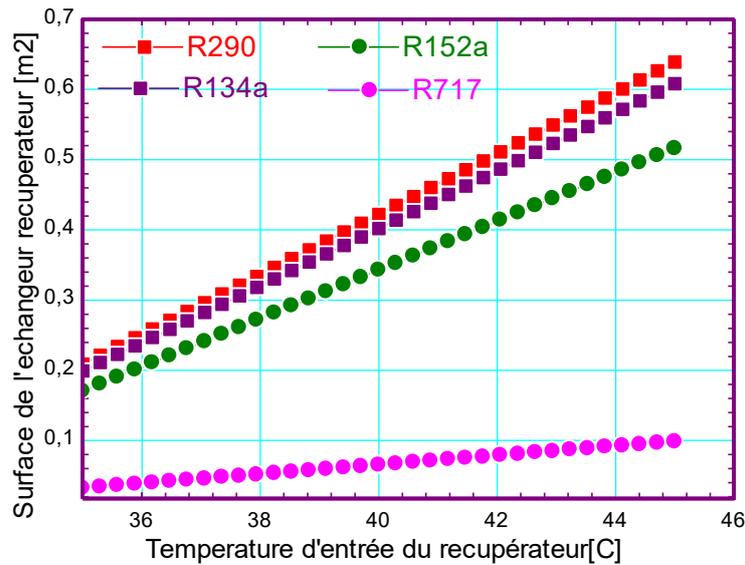


Figure 4.30 : Surface d'échange de l'évaporateur vs la température d'évaporation

La figure 4.31 montre l'évolution de l'efficacité de l'échangeur de chaleur évaporateur pour le fluide 152a en fonction de la puissance thermique. L'efficacité augmente avec l'augmentation de la température d'évaporation du fluide. La puissance thermique nécessaire pour garantir une efficacité maximale est de 24 kW cette puissance est atteinte à une température de fonctionnement de 90 °C. L'efficacité de l'échangeur évaporateur est proportionnelle à sa surface d'échange. Plus l'efficacité est maximale plus la surface de l'échangeur est importante. Une optimisation de la surface d'évaporateur pourra être réalisée utilisant le débit du fluide chaud comme variable de décision.

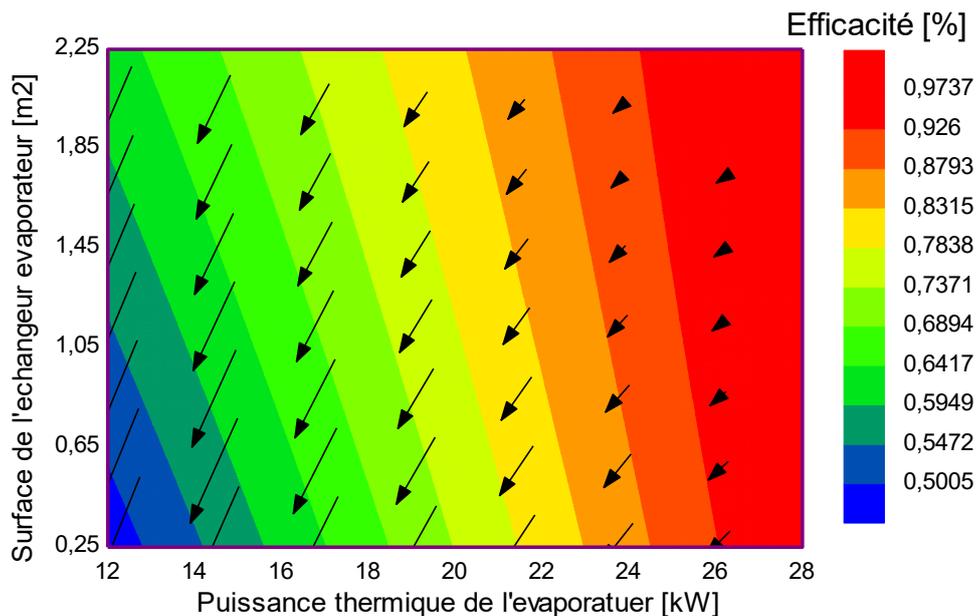


Figure 4.31 : Efficacité de l'échangeur vs la température d'évaporation

En régime nominal le cycle ORC doit produire 3 kW. La Figure 4.32 montre l'évolution de la puissance électrique du cycle ORC en fonction de la température d'entrée de la micro-turbine. On constate que la puissance électrique produite augmente quand la température d'entrée de la turbine augmente.

Les fluides R290 et R134a fonctionnant, en régime nominal, à une température d'entrée de la micro turbine de 90 °C permettent de produire la puissance désirée (Figure 4.32). Cependant, les températures critiques de ces fluides sont proches de la température de fonctionnement, ce qui est déconseillé pour des mesures de sécurité par Delgado-Torres et al, [34]. Le fluide R717 permet de produire 3 kW à de température plus faible notamment à 75 °C, son inconvénient majeur est le débit de volume en sortie de la micro turbine très élevé comparativement aux autres fluides, quatre fois le débit demandé par le R134a par exemple. Pour le fluide R152a la puissance désirée est obtenue à de température de fonctionnement de 90 °C et le débit de volume en sortie de la micro turbine est deux fois moins faible de celui demandé par le fluide R717. La différence de température de fonctionnement du fluide R152a et sa température critique répond au critère de Delgado-Torres et al, [34]. Le fluide R152a est retenu pour fonctionner la machine ORC de la microcentrale de cette étude.

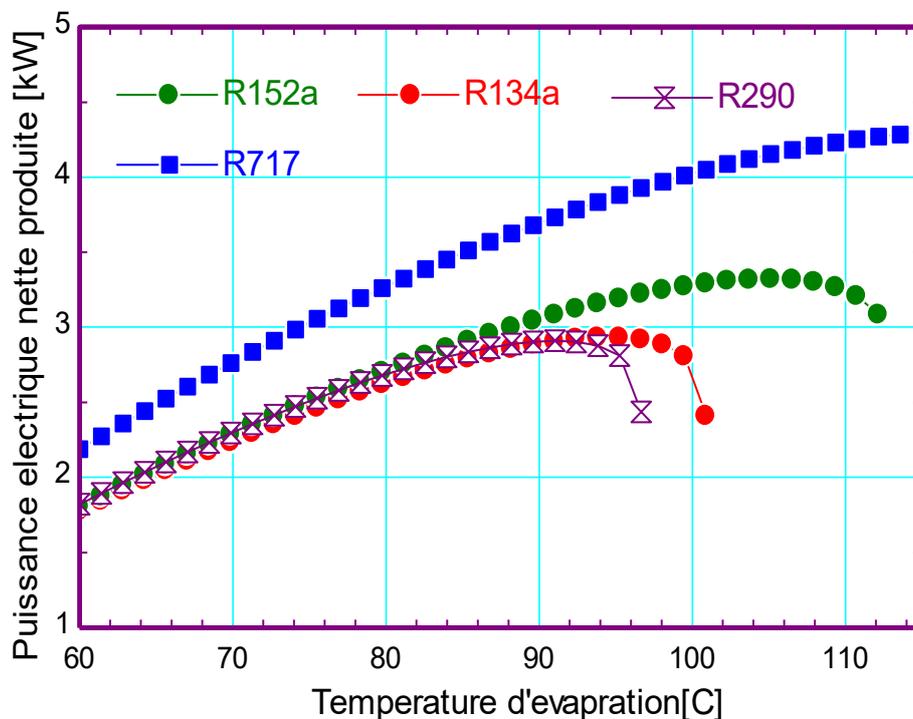


Figure 4.32 : Puissance produite vs la température d'évaporation

Conclusion

Ce chapitre avait pour objectif, tout d'abord, de faire comprendre le principe du fonctionnement, de modéliser, d'optimiser et d'étudier la performance du cycle de conversion thermodynamique de la microcentrale de cette étude.

Le savoir scientifique de plusieurs configurations potentielles du cycle ORC a été abordé avec une comparaison technique des différentes configurations. Actuellement, le cycle ORC sous-critique avec récupérateur est la configuration la plus utilisée pour sa simplicité, sa sécurité et sa stabilité de fonctionnement.

Une étude bibliographique sur les différents fluides de travail à basse température a été réalisée aidant ainsi de faire une première sélection de fluides de travail de notre cycle ORC. Une procédure générale de sélection de ces fluides basée sur plusieurs critères liés aux performances et à la sécurité des fluides a été également mise en lumière à partir des données bibliographiques. Une revue assez exhaustive de la littérature scientifique se rapportant à la sélection des fluides de travail utilisés été aussi opérée.

Au final cinq fluides de travail ont été présélectionnés suivant les conditions de fonctionnement du cycle. Les performances théoriques, les propriétés thermodynamiques et environnementales de ces fluides ont été évalués et comparés suivant plusieurs critères. Sur les cinq fluides étudiés le R125a a été le meilleur candidat pour les applications solaire ORC de température critique inférieure à 130 °C, suivie par le R134a. Les R290 et R717 présentent des bonnes performances mais nécessitent des précautions de sécurité, en raison de leur inflammabilité et toxicité respectivement. Le fluide R500 était exclu de la sélection en raison de son ODP non nul.

La performance du cycle ORC avec et sans récupérateur a été étudiée, l'ORC avec récupérateur a montré assez ces bonnes performances énergétiques et exergetiques. Les zones de fonctionnement optimales dans les deux cas avec et sans récupérateur ont été identifiées dans le but de maximiser le rendement thermique et exergetique tout en minimisant la quantité de chaleur (Q_e) et le débit d'irréversible totale (I_{tot}) respectivement.

La modélisation du cycle de conversion thermodynamique a été réalisé et quelque paramètre lié à sa performance ont été simulés et analysés. Les résultats montrent que le fluide R152a permet de produire la puissance 3 kW si la température de fonctionnement est fixée à 90 °C. L'utilisation de ce fluide comme fluide de travail permet également de réduire le volume sortie de la micro turbine et par conséquence son coût.

Bibliographie

- [1] Papadopoulos et Stijepovic and Linke, «On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles,» *Applied Thermal Engineering*, Vols. %1 sur %230(6-7), p. 760–769, 2010.
- [2] Quoilin S, Orosz M et Hemond H et Lemort V, , «Performance and design optimization of a lowcost cost solar organic Rankine cycle for remote power generation,» *Solar Energy* , vol. 85, n° %113, p. 955–66, 2011.
- [3] Ringler J, Seifert M et Guyotot V and Hubner, «Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines,» chez *SAE Int J. Engines Number: V118-3 Published : 2009-10-01*, 2009.
- [4] Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye, Bertrand F. Tchanche et Vincent Lemort, «Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° %114–15, pp. 2885-2893, 2011.
- [5] Y. ROGAUME, Production de chaleur à partir du bois- Installations industrielles, Techniques de l'ingénieur, 10 avr. 2005.
- [6] BIOENERGIESYSTEME GmbH,, «Description of the ORC technology for biomass Combined Heat and Power plants as well as further possibilities for process integration,» 6 juin 2009. [En ligne]. Available: <http://www.bios-bioenergy.at/en/electricity-from-biomass/orc-process.html>. [Accès le 4 avril 2015].
- [7] «[http://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/14609/1/ ECEMEI_PaperULg_SQLV090916.pdf](http://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/14609/1/ECEMEI_PaperULg_SQLV090916.pdf),» [En ligne].
- [8] L. Van Long , «Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques,» chez *THÈSE de doctorat de l'Université de Lorraine, Discipline/ Spécialité: Mécanique et Energétique*, Lorraine, Université de Lorraine,, 2014, p. 267.

- [9] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef et Vincent Lemort, «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, June 2013.
- [10] A. Schuster, S. Karellas et H. Spliethoff, «"Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1809-1817, 2009..
- [11] O. Badr et . S.D. Probert and O'Callaghan, «Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine,» *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [12] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo et B. S. Pei and K.F. Tsai, «A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources,» *Energy*, vol. 35, pp. 1403-1411, 2010..
- [13] R. Rayegan and Y. X. Tao, «A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs).,» *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 659-670, 2011.
- [14] T.C. Hung et T.Y. Shai and S.K. Wang, «A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat waste heat,» *Energy*, vol. 22, n° 17, pp. 661-667, 1997.
- [15] P.J. Mago, L.M. Chamra et K. Srinivasan and C. Somaayaji, «An examination of regenerative organic rankine cycles using dry fluids,» *Applied thermal engineering*, , Vols. 28(8-9), p. 998–1007, 2008.
- [16] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín et G. Antolín, «A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 4175-4189, 2012.
- [17] H. Chen et D. Y. Goswami and E. K. Stefanakos, «"A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.

- [18] O. Badr et S. D. Probert and P. W. O'Callaghan, «Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine,,» *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [19] EPA, «Recent International Developments Under the Montreal Protocol,» 5 Mai 2013. [En ligne]. Available: <http://www.epa.gov/ozone/intpol/mpagreement.html>. [Accès le 24 janvier 2015].
- [20] Wang EH, Zhang HG, Fan BY, Ouyang MG, Zhao Y et Mu Q, «Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery.,» *Energy* , vol. 36, p. 3406–3418, 2011.
- [21] Lambrinos G, Frangoudakis A et Papadakis G and Tchanche, «Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle,» *Appl Therm Eng* , vol. 29, p. 2468–2476., 2009.
- [22] Chen H, Goswami DY et Stefanakos EK. , «A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat.,» *Renew Sustain Energy Rev* , vol. 14, p. 3059–67., 2010.
- [23] Aghahosseini S et Dincer I, «Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids,» *Appl Therm Eng* , vol. 54, p. 35–42., 2013.
- [24] Tchanche BF, Lambrinos G, Frangoudakis A et Papadaki, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—A review of various applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , vol. 15, n° 18, p. 3963–79, 2011.
- [25] Lakew AA and Bolland O. , «Working fluids for low-temperature heat source,» *Applied Thermal Engineering* , vol. 30(10), p. 1262–8, 2010.
- [26] Wang ZQ , Zhou NJ, Guo J et Wang XY, «Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat,» *Energy* , vol. 40, n° 11, p. 107–15., 2012.

- [27] Wang D, Ling X, Peng H, Liu L, et Tao L., «Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation,» *Energy* , vol. 50, p. 343–52, 2013.
- [28] Tchanche BF, Papadakis G, Lambrinos G et Frangoudaki A, «Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 29(11–12);, p. 2468–76, 2009.
- [29] Van Long Le, Michel Feidt et Abdelhamid Kheir and Sandrine Pelloux-Prayer, «Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids,» *Energy*, Vols. %1 sur %267, , pp. 513-526, 1 April 2014.
- [30] Kamyar Darvish et Mehdi Ehyaei and Marc, «Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses,» *Sustainability*, vol. 7, pp. 15362-15383, 2015.
- [31] Adriano Desideri, Sergei Gusev, Martijn van den Broek, Vincent Lemort et Sylvain Quo, «Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications,» *Energy* , vol. 97, pp. 460-469, 2016.
- [32] S. Quoilin, M. Orosz et V. Lemort, «Modeling and experimental investigation of an organic rankine cycle using scroll expander for small solar applications,,» chez *Proccing Eurosun Conf*, Lisbon, Portugal, 2008..
- [33] V. Lemort, «Testing and Modeling Scroll Compressors with a View to Integrate Them as Expanders into a Rankine Cycle,» DEA Thesis, University of Liege, 2006.
- [34] Delgado-Torres and García-Rodríguez, «Preliminary assessment of solar organic Rankine cycles for driving a desalination system,» *Desalination*, vol. 216, pp. 252-75, 2007.
- [35] J. Facão, «Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing an adequate working fluid for small ORC systems,» *International Mechanical Engineering Congress*, vol. 134, pp. 1234-1247, 2009.

- [36] V. M. a. M. A, «Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems,» *Applied Thermal Energy*, vol. 16, p. 579–590., 1996.
- [37] Desai NB and Bandyopadhyay S, «Process integration of organic Rankine cycle,» *Energy*, vol. 34(10), p. 1674–86, 2009.
- [38] Yari M et Mahmoudi SMS, «Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles.,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30 (4), p. 366–75, 2010.
- [39] Donghong et Wei Xuesheng Lu and Zhen Lu, «Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery,» *Energy Conversion and Management*, p. 1113–1119, 2007.
- [40] Abdelhamide et Michel Feidet, «Analyse exergetique d'un cycle d'organique de Rankine sous-critique pour recuperer les chaleur perdue à basse température,» chez *COFRET 12*, Sozopol Bulgarie, 2012.
- [41] Sidi BOUHAMADY, Mactar FAYE, Abderahmane Moctar et El bah MENNY et Dorothé AZILINON, «Comparaison des fluides de travail d'un cycle de Rankine Organique avec récupérateur pour une microcentrale solaire CSP,» *Afrique SCIENCE*, vol. 13, n° 13, pp. 169 - 181, 2017.
- [42] S. Quoilin, V. Lemort et J. Lebrun, «Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander,» *Applied Energy*, vol. 87, p. 1260–1268., 2010.
- [43] Witt, «Air Cooled Condenser 550 RPM/Flying,» 2004. [En ligne]. Available: www.witthtp.com/literature.html.

**Chapitre 5 : Modélisation de la microcentrale : Pré
dimensionnement**

Introduction

Ce chapitre présente un modèle global de la microcentrale en vue de son dimensionnement. La surface du champ de capteur et le système de stockage de la microcentrale ont été modélisés et dimensionnés suivant les besoins nominaux de la machine ORC. Les résultats seront présentés et une optimisation de quelques paramètres influençant la performance de la microcentrale a été réalisée. Puis, le chapitre se termine par une conclusion et des perspectives.

5.1. Le modèle de la microcentrale de cette étude

La microcentrale de cette première étude est constituée d'un champ de capteurs, deux stocks de chaleur sensible et une machine thermodynamique. L'objectif de cette partie de l'étude est de dimensionner le système de stockage et la surface du concentrateur permettant de produire une puissance électrique constante (stable) de 3 kW via la machine thermodynamique en suivant la stratégie de production de la microcentrale retenue dans la section 2.4.

La modélisation de cette microcentrale se base sur les modèles expérimentaux de microcentrales [Sun2Power](#) et [STG de Lesotho](#) d'un côté et d'autre coté sur un champ de capteurs linéaire de Fresnel et son récepteur présenté à la [section 1.2.2.2](#) développé par [Solar Novatec](#). La machine thermodynamique de la microcentrale de cette étude est celle utilisée dans la microcentrale STG de Lesotho à la différence que le fluide de travail utilisé dans cette machine est le R152a au lieu du R245fa en raison de ces bonnes performances et de coût comparativement à R245fa. Cette machine fournit une puissance nominale nette d'environ 3-kWe. Ce modèle statique a été développé et présenté en détail dans [la section 4.5](#). Le capteur solaire considéré pour cette étude a été modélisé par un modèle de rendement empirique basé sur le capteur *NOVA-1* développé par la société [Novatec Solar](#). Le fluide caloporteur modélisé de la microcentrale de cette étude est une huile de synthèse [Syltherm XLT](#) similaire à celle exploitée dans la microcentrale [Sun2Power](#). Ce fluide est utilisé également comme fluide de stockage et fabriqué par l'industriel *DOW CHEMICAL*. Les stocks de chaleurs sont modélisés par de simples bilans d'énergie sous certaine hypothèses. Les dissipations thermiques des stocks ne sont pas prises en compte pour cette modélisation quasi statique.

Pour assurer une production stable et sécurisé de la microcentrale, le système de stockage « chaud » doit être rempli avec du fluide caloporteur à une température égale à la température nominal d'entrée du générateur de vapeur de la machine ORC. Ensuite, puiser dans le stock chaud pour solliciter, en permanence, la machine ORC pour produire la puissance électrique désirée. Le champ de capteur et les stocks de chaleur doivent être dimensionnés afin d'exploiter au mieux la ressource solaire directe locale du site d'implantation et satisfaire également les

conditions nominales de fonctionnement de la machine ORC. Pour cela, Il faut donc déterminer la surface totale de miroirs et les volumes de stockage nécessaire pour assurer une production stable et sécurisé de la microcentrale de cette étude. Un modèle quasi statique simple a été codé à partir de modèles existants dans la littérature. Ce modèle a été utilisé pour estimer grossièrement la surface totale du champ de capteur et les volumes de stockage afin d'estimer le productible de la microcentrale et figer certaines dimensions.

5.2. Modélisation du champ de capteur

Le champ de capteur considéré pour cette étude est un modèle de champ Linéaire de Fresnel couplé au récepteur développé par [Novatec Solar](#) présenté dans la [section 1.2.2.2](#). Ce modèle comprend plusieurs lignes de champs miroirs et un récepteur de cavité CPC. Le récepteur de cavité CPC est composé d'un tube absorbeur surmonté dans un seconde concentrateur parabolique composé (CPC). Il est fermé en face avant par un vitrage plat et il est isolé thermiquement en face arrière ([Figure 1.4.2](#)). Le modèle de ce système (champ de capteur et le récepteur) a été décrit par un modèle de rendement basé sur le capteur *NOVA-1* développé par la société [Novatec Solar](#). Ce modèle de rendement est implémenté par défaut dans le logiciel *System Advisor Model* (SAM) [Dobos et al, \[1\]](#). Le rendement global du capteur est le produit du rendement optique de concentrateur par le rendement thermique du récepteur linéaire donné par l'équation 5.1 :

$$\eta_c = \eta_{opt} \times \eta_{th} \quad (5-1)$$

5.3. Modèle optique du concentrateur

Le concentrateur optique du model de capteur NOVA-1 est modélisé par son modèle du rendement optique défini comme suit :

$$\eta_{opt} = \eta_0 \cdot K_{\perp}(\Theta_{\perp}) \cdot K_{\parallel}(\Theta_{\parallel}) \quad (5-2)$$

η_0 est le rendement optique maximal du concentrateur. Pour ce concentrateur, ce rendement vaut 0,67. En dehors de la position zénithale du Soleil, ce rendement maximal est multiplié par deux facteurs de corrections, l'un dit transversal (K_{\perp}) et l'autre dit longitudinal (K_{\parallel}). Les facteurs de correction transversale et longitudinale sont définis de façon discrète en fonction de l'angle qui leur est associé et sont donné au [Tableau 5.1](#).

Tableau 5.1 : Facteur de correction du rendement optique du capteur NOVA-1

$\Theta \perp$ où //	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Transversal $K \perp$	1.00	0.98	0.95	0.95	0.91	0.86	0.7	0.48	0.24	0.00
Longitudinal $K //$	1.00	0.98	0.92	0.83	0.7	0.53	0.33	0.12	0.01	0.00

5.4. Modèle thermique du récepteur linéaire

Le récepteur linéaire du capteur NOVA-1 a été présenté sur la [Figure 1.4.2](#) dans la [section 1.2.2.2](#). Le fluide caloporteur circule à l'intérieur dans un seul tube absorbeur. Ce tube est recouvert d'une cavité CPC et une enveloppe en verre pour réduire la perte de chaleur due au rayonnement et à la convection. Le rendement thermique se calcule en fonction du rendement optique, de la puissance thermique dissipée par le récepteur et du rayonnement direct normal par l'équation 5.4 :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{P_{loss}}{DNI \cdot \eta_{opt}} \quad (5-4)$$

P_{loss} est la puissance thermique dissipée par le récepteur et DNI est le rayonnement direct normal. Cette puissance est en fonction de l'écart de température entre la température locale du fluide caloporteur et celle d'air extérieur. Elle est exprimée en Watt par mètre carré de miroirs.

$$P_{loss} = u_0 \cdot \Delta T + u_1 \cdot \Delta T^2 \quad (5-5)$$

Avec u_0 et u_1 sont des coefficients valent respectivement $5,6 \cdot 10^{-2} W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ et $2,13 \cdot 10^{-4} W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-2}$. Ces facteurs sont donnés par les conditions standards définies par le constructeur. Pour les simulations présentées par la suite, ces valeurs sont utilisées indépendamment des conditions de fonctionnement du capteur. ΔT est l'écart de température entre la température du fluide caloporteur et la température d'air extérieur.

5.4.1. Modélisation du fluide caloporteur

Le fluide caloporteur utilisé dans cette étude est l'huile de synthèse Syltherm XLT fabriquée par DOW CHEMICAL. D'après DOWTHERM cette huile offre une stabilité thermique excellente dans leur plage de température de fonctionnement et un transfert de chaleur d'une efficacité optimale. Deux températures fixent les limites d'utilisation de ce fluide, la température du point de congélation et la température d'auto-inflammation. Ces températures valent respectivement $-110^\circ C$ et $350^\circ C$. Pour cette étude, ce fluide reste toujours en état liquide en fonctionnement nominale.

Les propriétés thermo physiques du fluide sont dépendantes de la température. Elles sont présentées sous forme de tables par le fabricant sous le lien <http://www.celsius-process.com/pdf/Syltherm%20XLT.pdf> . Les valeurs contenues dans ces tables ont été utilisées pour obtenir les équations polynomiales suivantes :

$$\rho(T) = 875,84 - 1,026.T + 6,62.10^{-10}.T^2 - 1,12.10^{-7}.T^3 + 2,81.10^{-10}.T^4 \quad (5-6)$$

$$\lambda(T) = 0,115 - 2,02.10^{-4}.T - 1,7.10^{-7}.T^2 + 1,07.10^{-10}.T^3 \quad (5-7)$$

$$Cp(T) = 1729,3 + 2,1.T + 6,98.10^{-5}.T^2 - 8,27.10^{-7}.T^3 + 1,84.10^{-9}.T^4 \quad (5-8)$$

$$\mu(T) = 2,07.10^{-3} - 4,41.10^{-5}.T + 6,15.10^{-7}.T^2 + 4,8.10^{-9}.T^3 + 1,5.10^{-11}.T^4 \quad (5-9)$$

L'ensemble de ces grandeurs sont exprimées dans les unités du système de mesures internationales.

5.5.Modélisation du cycle de Rankine organique

Le modèle ORC de la microcentrale a été modélisé et simulé en section 4.5. Ce modèle a été inspiré sur celui de la machine ORC de la microcentrale de STG de Lesotho. Le modèle permet de produire 3 kW et utilisant le fluide le R152a comme fluide de travail avec une température d'évaporation de 90 °C. Chaque composant du cycle ORC (générateur de vapeur, turbine, récupérateur, condenseur et pompe) a été modélisé à l'aide de bilans d'énergie. Ce modèle a été établi en régime permanent et d'autres hypothèses de fonctionnement. Les équations de modèle ont été décrites dans la section 4.5. Néanmoins, elles sont résumées comme suit à partir de la Figure 5.1 :

Puissance thermique reçu par le fluide de travail (l'évaporateur) :

$$Q_{ev} = m(h_1 - h_2) \quad (5-10)$$

Puissance mécanique développée par la micro turbine :

$$W_t = m(h_2 - h_1)\eta_{mt} \quad (5-11)$$

Puissance rejetée au condenseur :

$$Q_c = m(h_3 - h_4) \quad (5-12)$$

La consommation du ventilateur est calculée en fonction de la puissance thermique du condenseur et du point de pincement avec la relation suivante :

$$W_{cv} = 54,5 + 0,0185 \times Q_{co} \times \frac{8,333}{Pin_{cd}} \quad (5-13)$$

Puissance mécanique de la pompe :

$$W_p = \frac{mw_4}{\eta_p} (P_5 - P_4) \quad (5-14)$$

L'efficacité de l'échangeur récupérateur est calculée à partir d'un bilan d'énergie en son sein :

$$m(h_2 - h_3) = m(h_6 - h_5)\eta_r \quad (5-15)$$

Puissance mécanique nette de sortie :

$$W_{net} = W_{tot} - W_p - W_{cv} \quad (5-16)$$

Le rendement global du cycle ORC :

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{ev}} \quad (5-17)$$

Puissance électrique produite :

$$W_{el,ORC} = W_{net} \times \eta_{em} \quad (5-18)$$

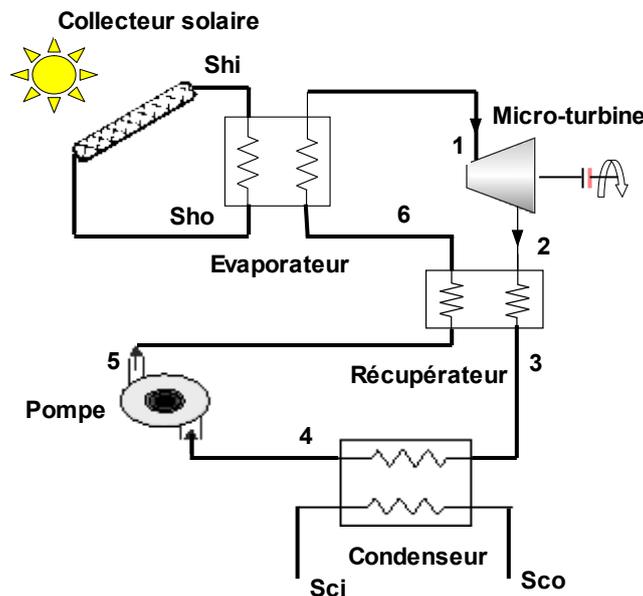


Figure 5.1 : Schéma du cycle ORC de ce modèle

5.6. Modèle global de la microcentrale

Le couplage du modèle du capteur (Equation 5.1) et la machine ORC (Equation 5.16) présentés plus haut, permet de réaliser une première approximation du productible de la microcentrale de cette première étude. Il permet également de calculer la puissance thermique transportée par le

fluide caloporteur à travers le champ de capteurs nécessaire pour satisfaire en régime permanent les conditions de fonctionnement nominal de la machine ORC. Cette puissance est nécessaire à évaluer, d'un côté pour calculer la surface totale de miroirs du champ de capteur et d'autre coté, pour déterminer le volume du système de stockage suivant la stratégie de fonctionnement de la microcentrale retenu en section 3.4. La surface totale de miroirs est le produit de la largeur cumulé des miroirs par la longueur du champ fixé à 6 m. Cette grandeur correspond environ à la longueur cumulée des capteurs, s'il y en a plusieurs en série. La configuration de ce champ est similaire à un champ expérimental modélisé par Veynandt, [2].

$$\dot{Q}_{th} = DNI \cdot A_{ca} \cdot \eta_c \quad (5-19)$$

Avec Sch est la surface totale des miroirs du concentrateur et le DNI et le rayonnement direct normal reçu au sol.

A partir de l'équation 5.19 la surface totale du concentrateur est déterminée par la formule :

$$S_{ch} = \frac{\dot{Q}_{th}}{DNI \cdot \eta_{ca}} \quad (5-20)$$

L'objectif est de satisfaire les conditions de fonctionnement nominales de la machine ORC. Par conséquent, une première approximation de la température souhaitée en sortie de récepteur (T_{fs}) a été fixé à la température nominale d'entrée du générateur de vapeur, c'est à- dire 90 °C. La température à l'entrée du récepteur (T_{fe}) a été calculé à la température nominale de sortie du générateur de vapeur, c'est-à-dire 85,3 °C. Le débit de masse du fluide caloporteur a été calculé à partir des données de la géométrie du tube absorbeur du récepteur donné dans le travail de Veynandt, [2].

Les dissipations d'énergie dans la boucle composée du champ de capteurs, les deux stocks de chaleur et de l'évaporateur de la machine ORC sont négligées. Avec ces hypothèses, le débit volumique du fluide a été calculé comme suit :

$$\dot{V}_f = \frac{\dot{Q}_{th}}{\bar{\rho}_f \cdot \bar{C}_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})} \quad (5-21)$$

Les équations 5.21 et 5.4 sont évaluées pour une température moyenne du fluide caloporteur

$\bar{T}_f = 0,5 \cdot (T_{fs} - T_{fe})$ et $\bar{\rho}_f$ et \bar{C}_{pf} sont respectivement la masse volumique et la capacité calorifique.

Afin de satisfaire les conditions de fonctionnement de la machine ORC, le volume de fluide contenu dans le stock « chaud » doit être suffisant. Il a été calculé, pour une journée, en intégrant le débit volumique de l'équation 5.21. Le stock chaud est supposé vide chaque matin, le fluide stocké à 90 °C (source chaude) et la source froide sont exploités par la machine ORC pour produire une puissance électrique de 3 kW. Cette puissance est produite dans les heures où le rayonnement direct est suffisant. Parallèlement à la production de cette puissance la chaleur est stockée également pour produire de l'électricité dans les heures où le rayonnement est indisponible (en nuit). Cette stratégie conduit à dimensionner le volume du stock chaud nécessaire pour satisfaire les conditions de la machine ORC si le rayonnement est insuffisant. Pour cette première étude, la microcentrale est supposée produire 14 heures sur 24 heures, dont 9 heures le rayonnement direct normal est considéré suffisant. Lors de la phase de production, le fluide est pompé dans le stock « chaud » et circule dans l'évaporateur de l'ORC à un débit nominal calculé par l'équation 5.21 pour satisfaire la machine ORC. Le débit nominal entrant dans le système de stockage est calculé sur la base de satisfaire la machine ORC d'un côté et d'autre coté assurer un stockage d'une période de Δt_{des} . Ce débit volumique est déterminé comme suit :

$$\dot{V}_{entrant} = \dot{V}_{sortant} + \dot{V}_{stock}, \text{ pour } 9 \text{ h} \leq t \leq 18 \text{ h} \quad (5-22)$$

$$\dot{V}_{sortant} = \frac{\dot{V}_{stock}}{\Delta t_{pr}}, \text{ pour } \Delta t_{pro} \text{ entre } 18 \text{ h} \leq t \leq 23 \text{ h} \quad (5-23)$$

$$\dot{V}_{entrant} = 0, \text{ pour } 18 \text{ h} \leq t \leq 23 \text{ h} \quad (5-24)$$

Volume de stockage pour une période Δt_{des} :

$$\dot{V}_{stock} = \frac{\Delta t_{des} \cdot \dot{m}_{fc,ev}}{\rho(T_{fs})} \quad (5-25)$$

Où $\dot{m}_{fc,ev}$ est le débit nominal du fluide caloporteur circulant dans l'évaporateur et $\rho(T_{fs})$ est la masse volumique prise à la température T_{fs} et Δt_{pr} est le temps de déstockage.

$$\dot{V}_{entrant} = \frac{\dot{V}_{stock}}{\Delta t_{en}} + \dot{V}_f \quad (5-26)$$

Ainsi, le temps production d'électricité Δt_p (équation 5.27) et l'énergie électrique produite par la microcentrale (équation 7.28) ont été calculés par les formules suivantes :

$$\Delta t_p = \frac{\dot{V}_{entrant} \cdot \rho(T_{fs})}{\dot{m}_{fc,eva}} \quad (5-27)$$

Où $\dot{m}_{fc,eva}$ est le débit nominal du fluide caloporteur circulant dans l'évaporateur et $\rho(T_{fs})$ est la masse volumique prise à la température T_{fs} .

$$E_{elec} = \Delta t_{pr} \cdot W_{el,ORC} \quad (5-28)$$

Où $W_{el,ORC}$ est la puissance nominale.

Le rendement global de la microcentrale est calculé comme suit :

$$\eta_{gl} = \eta_{ORC} \cdot \eta_{ca} \quad (5-29)$$

Avec η_{ORC} est et η_c sont le rendement de la machine ORC et le capteur solaire respectivement.

5.7.Résultats

Ce modèle statique a été utilisé pour dimensionner la surface du champ de capteur et le système de stockage afin d'évaluer grossièrement les performances de la microcentrale.

Le [Tableau 1](#) présente la fonction cumulative du volume de fluide stocké et la surface totale du champ de capteur correspondant. Ces résultats ont été obtenus pour un rayonnement direct normal de 600 W/m^2 . Pour pouvoir produire une puissance électrique de 3 kW la surface totale vaut $49,61 \text{ m}^2$. Cette surface passe à $70,29 \text{ m}^2$ quand la microcentrale produit et stockes-en même temps pour satisfaire une heure de fonctionnement nominal de la machine ORC. Le volume de fluide stocké permettant de fonctionner la machine pendant une heure est de $24,63 \text{ m}^3$ occasionnant ainsi une augmentation de $41,6 \%$ de la surface totale du champ de capteur. La capacité de stockage permettant de produire 3 kW pendant deux heures, trois heures et quatre heures sont respectivement $49,27 \text{ m}^3$, $73,9 \text{ m}^3$ et $98,53 \text{ m}^3$. Ces capacités correspondent à des surfaces de capteur respectif de $85,98 \text{ m}^2$, $105,7 \text{ m}^2$ et $115,3 \text{ m}^2$. On constate que la surface du champ de capteur est proportionnelle à la capacité de stockage. Plus que la capacité de stockage est importante plus que la surface du champ de capteur est grande. Cela a un impact sur le coût de construction des stocks et sur le coût d'achat du volume de fluide caloporteur nécessaire. Cependant, ces résultats présentent grossièrement des estimations de la surface totale du champ de capteurs et le volume de stocke correspond en fonction du rayonnement directe normal.

Tableau 5-2 : Résultats de simulation pour le pré-dimensionnement

DNI (W/m ²)	T_{ev} (C)	Δt_{des}	η_{orc} (%)	η_c (%)	η_g (%)	Q_f (kW)	S_c (m ²)	V_s (m ³)
600	90	0	6,9	67,5	4,7	56,57	49,61	0
		1				75,92	70,29	24,63
		2				95,28	85,98	49,27
		3				114,6	105,7	73,9
		4				134	115,3	98,53

La quantité et la qualité du rayonnement d'un site d'implantation de la microcentrale influence beaucoup la performance et le coût de celle-ci. L'apport de chaleur nécessaire pour produire une puissance de 3 kW dépend exclusivement du rayonnement direct normal reçu au site. Quand cette grandeur est élevée au site d'implantation la surface du champ de capteurs diminue. Cela entraîne une réduction du coût du système global ainsi que le coût de la superficie occupée par la microcentrale. D'après le [Tableau 5-2](#), la surface nécessaire pour produire 3 kW est de 49,61 m² si le rayonnement est à 600 W/m².

La [Figure 5.3](#) présente le dimensionnement de la surface totale et le volume de stockage pour plusieurs valeurs du rayonnement direct normal. Pour les sites dont le rayonnement direct normal moyen journalier est environ 600 W/m², 700 W/m², 800 W/m² et 900 W/m², la [figure 5.3](#) donne les surfaces du champ de capteur nécessaire pour produire 3 kW et les volumes de stocks correspondant à un temps de déstockage variant de 1 à 5 h permettant de produire la puissance 3 kW pendant les heures où le rayonnement direct normal est indisponible. Ce résultat permet d'estimer la surface du champ de capteur et le volume de stockage dès la connaissance du rayonnement direct normal sur un site donné. Pour le cas de notre microcentrale le rayonnement direct du site d'implantation est estimé à 700 W/m², elle est souhaitée produire cinq heures pendant que le rayonnement est insuffisant (de 18 h à 23 h). La surface du champ de capteur et le volume du stocke chaud sont respectivement 160 m² et 129 m³.

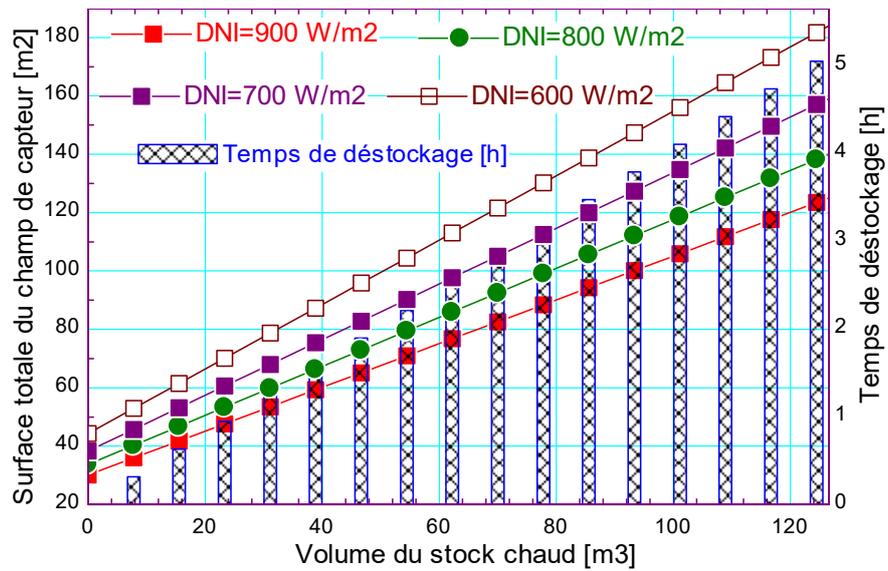


Figure 5.3. Surface du champ de capteur vs le volume de stockage

La figure 5.4 illustre l'évolution de la surface totale du champ de capteur en fonction du débit masse du cycle ORC. Elle montre qu'une augmentation du débit de masse entraîne une augmentation de la surface totale du champ de capteur. Au-delà d'un débit de masse de 0,1375 kg/s du cycle ORC la surface du champ de capteur diminue suite à une augmentation de la température du fluide de travail au-delà de sa température critique (Figure 5.4) occasionnant ainsi une dégradation de ces caractéristiques thermo-physiques après cette température. Un débit de masse optimal dans le cycle ORC est observé à 0,14 kg/s à la Figure 5.4. Ce débit permet de garantir une bonne performance globale de la microcentrale tout en minimisant la surface totale de son champ de capteurs.

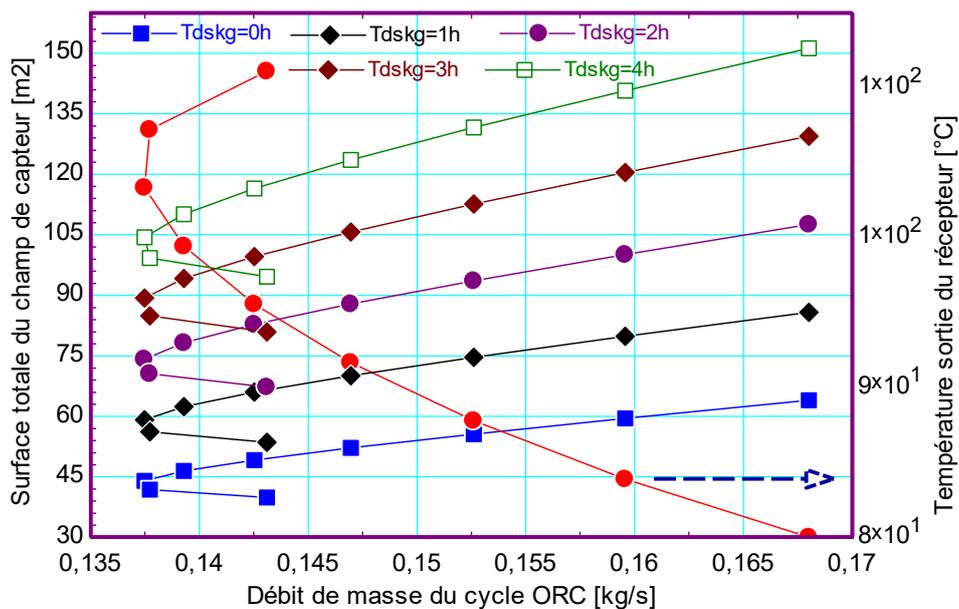


Figure 5.4. Surface du champ vs le débit du cycle ORC

Le rendement global de la μ -centrale est faible variant de 4,2 % à 5,4 % pour une plage de température de fonctionnement de 75 °C à 110 °C. La figure 5.5 montre les zones où le rendement global est maximal en fonction de la température de sortie du récepteur. Elle montre également que pour produire 3 kW à 90 °C le rendement 4,67 %. Ce rendement est le produit du rendement du cycle ORC et celui du champ de capteur. La faiblesse de ce rendement est potentiellement due au rendement du cycle ORC qui est faible et variant de 6,2 % à 8,3 % comparativement au rendement du concentrateur variant dans une plage de 68,6 % à 69,1 % (Figure 5.6). La température de sortie du récepteur du champ de capteur influence de manière significative le rendement du cycle ORC, le rendement du concentrateur et par conséquent le rendement global. Ces rendements augmentent quand la température de sortie du récepteur du champ de capteur augmente. Il est donc toujours recommandé de faire fonctionner le champ de capteur avec des températures élevées pour garantir une performance maximale du cycle tout en respectant que ces températures de fonctionnement doivent se situer autour de 10-15°C inférieure à la température critique de fluide de travail du cycle ORC (Delgado-Torres et al.2007) [13].

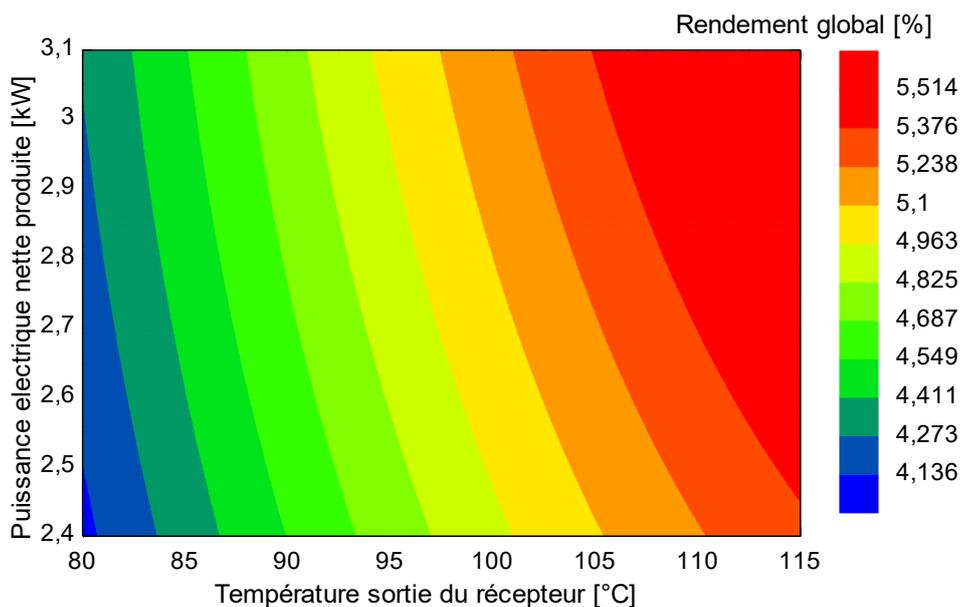


Figure 5.5 : Rendement global vs la température de sortie du récepteur

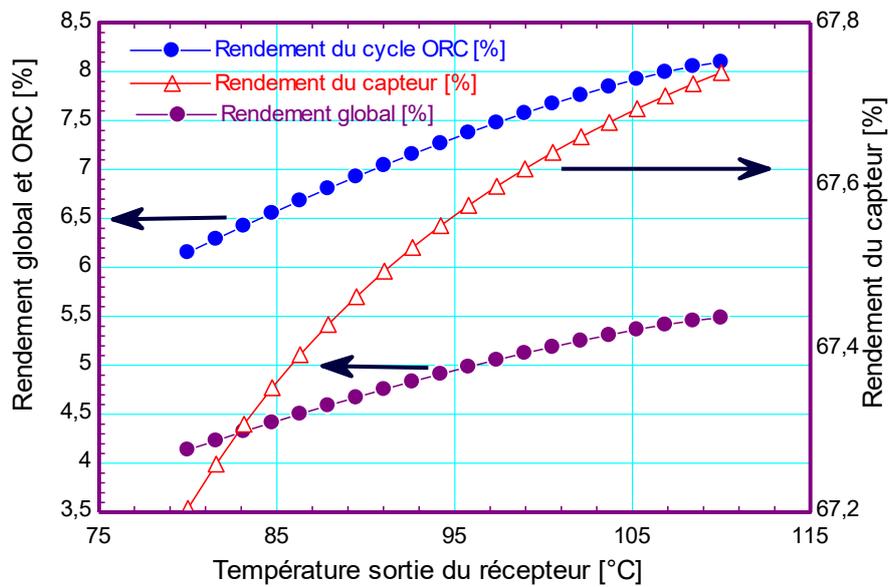


Figure 5.6. Performances de la microcentrale vs la température de sortie du récepteur

La température ambiante influence fortement la performance de la microcentrale (Figure 5.7). Le rendement global, le rendement du cycle ORC et celui du champ de capteur augmentent quand la température ambiante augmente. A partir d'une température ambiante de 42 °C le rendement global diminue à cause de la réduction du celui du cycle ORC au-delà de ce seuil de température. Dans les zones chaudes il est recommandé d'utiliser des fluides de travail de température critique élevée pour le cycle ORC afin de pallier à l'influence de la température ambiante sur la performance du système global.

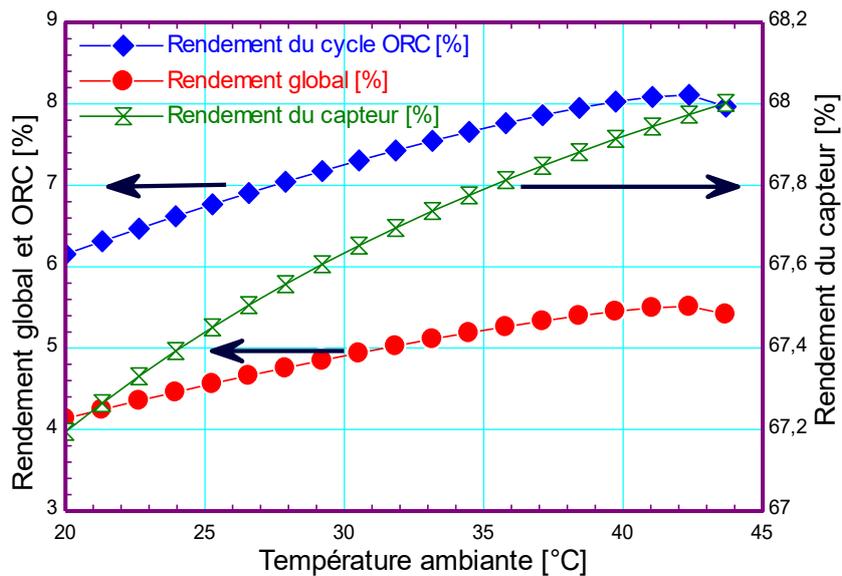


Figure 5.7. Influence de la température ambiante sur la performance globale de la microcentrale

La Figure 5.8 présente l'évolution de la performance de la microcentrale en fonction de la pression d'entrée de la micro turbine. Elle montre que l'augmentation de la pression d'entrée de la micro turbine entraîne une augmentation du rendement global et celui de l'ORC. Par contre le rendement du champ de capteur diminue avec l'augmentation de la pression d'entrée de la micro turbine. Une pression élevée dans un cycle ORC est avantageux de point de vue performance mais demande un système robuste et augment le coût des composants. (Maizza et al, 1996) suggère les pressions les plus élevées dans un cycle ORC ne doit pas dépasser 2.5 MPa.

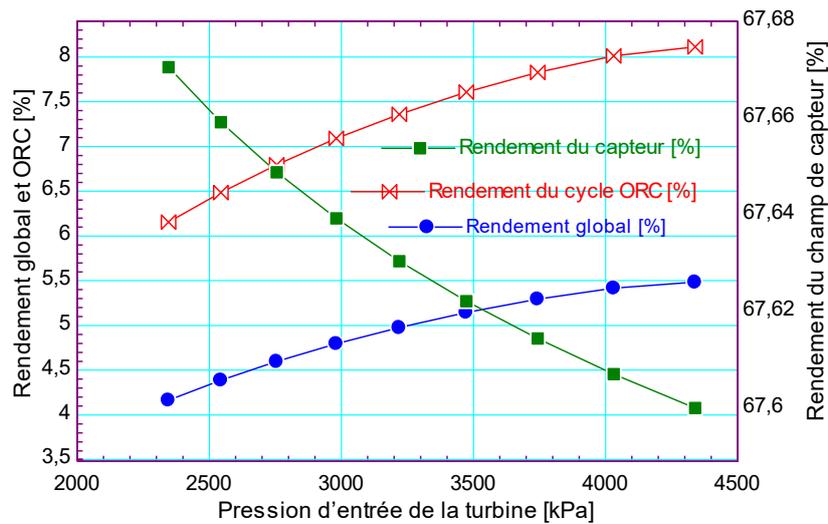


Figure 5.8 : Influence de la pression d'entrée de la turbine sur la performance du modèle global

Les Figures 5.9 et 5.10 montrent les résultats de l'optimisation de la surface du champ de capteur et le Rendement global du cycle ORC. La méthode d'optimisation utilisée est une approximation quadratique successive appelée méthode de Brent décrite dans la section 4.4.4. La variable d'optimisation pour la surface du champ de capteur est le rayonnement direct normal direct et celle du rendement global est le débit de masse du cycle ORC. Les autres paramètres pour la simulation sont présentés dans le Tableau 4. Le but de cette optimisation est de minimiser la surface totale du champ suivant les valeurs du rayonnement direct normal et maximiser le rendement global suivant le débit de masse du cycle ORC.

L'optimisation de la surface du champ permettra de réduire le coût du système optique et par ricochet une diminution de la superficie globale occupée par la μ -centrale. Sur les Figures 5.9 et 5.10 les flèches s'orientent vers les zones minimisant la surface totale du capteur tandis que les zones optimales sont identifiées par les points. Une surface minimale variant de 104,1 m² à 138,3 m² est observé à un DNI de 970 W/m² à 700 W/m² respectivement (Figure 5.9) par rapport à 160 m² avant optimisation (Réduction de 15,6 %).

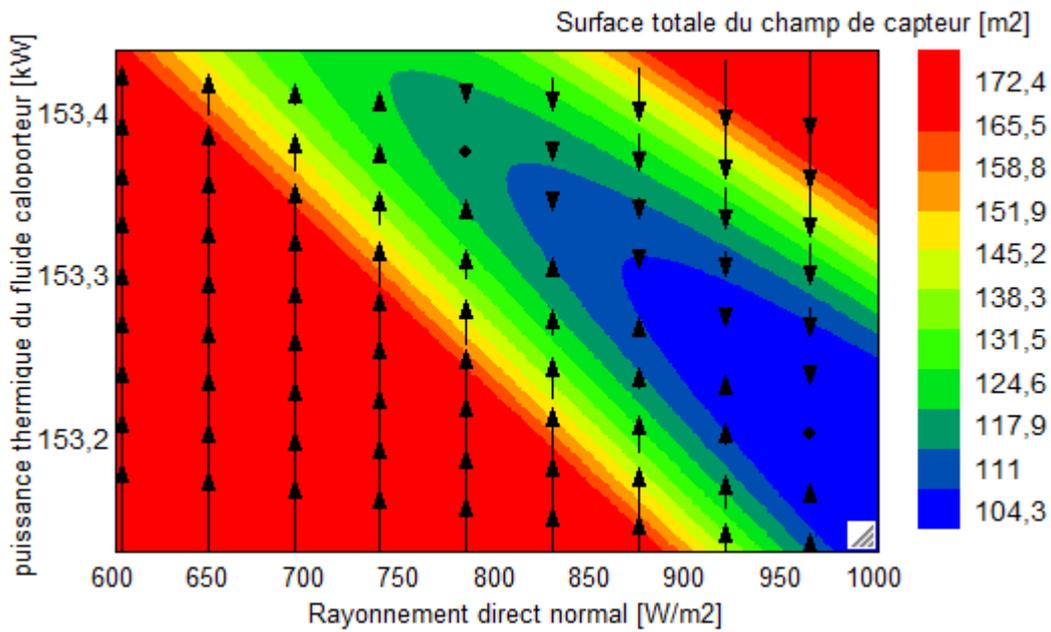


Figure 5.9 : Optimisation de la surface du champ de capteur

Du point de vue économique, le débit volumique de sortie de la turbine joue un rôle important car il détermine la taille et le coût de la micro-turbine. La zone optimale permettant de maximiser le rendement global et de minimiser le débit volumique en sortie de la micro turbine est observée à un débit de masse variant de 0,14 kg/s à 0,16 kg/s. Le débit volumique optimal est de 21,25 cm³ (Figure 5.10) est observé à une température d'évaporation de 90.

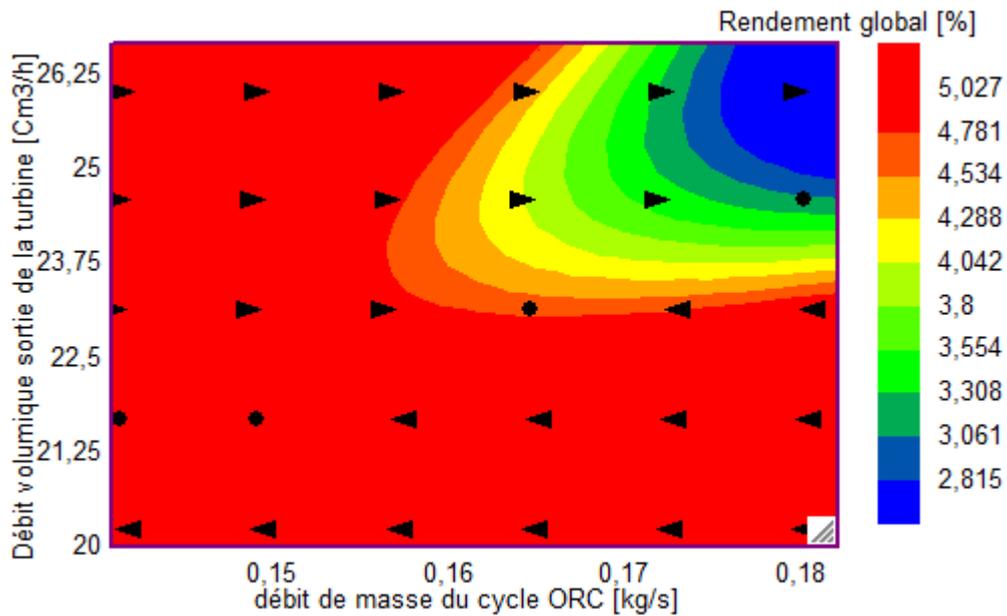


Figure 5.10 : Optimisation du débit volumique de sortie de la turbine

Conclusion

Le modèle de la microcentrale présenté dans ce chapitre a été utilisé comme aide au dimensionnement des volumes de stockage et de la surface totale des miroirs nécessaire pour

exploiter au maximum l'énergie solaire disponible. Pour produire une puissance électrique de 3 kW pendant que le rayonnement direct normal est suffisant (à partir de 600 W/m^2) une surface totale du champ de capteur évalué à $49,61 \text{ m}^2$ est nécessaire. Cette surface passe à 160 m^2 quand la microcentrale produit une puissance électrique de 3 kW et en même temps stocke du fluide caloporteur pour produire cette même puissance pendant 5 h en absence du rayonnement direct normal. Ce modèle est similaire à des modèles implémentés dans le logiciel de référence SAM (System Advisor Model) qui est développé par le NREL.

Pour cette étude les dimensions trouvées pour la surface du champ de capteur et les volumes de stocke se sont basé sur des critères techniques. Cependant, Ces critères seuls ne suffisent pour déterminer les dimensions optimales. Il faut inclure des critères économiques chiffrés pour faire apparaître des dimensions optimales, ce qui n'est pas fait dans cette étude. En effet, très simplement plus la surface totale des miroirs est grande, plus l'énergie stockée quotidiennement est grande. Ce qui augmente la durée de production d'énergie et implique également une augmentation du coût de construction et de maintenance de la microcentrale (au bout d'un certain temps, il faut renouveler l'huile de synthèse, car elle se dégrade cycle après cycle). Pour minimiser ces coûts, nous avons décidé d'optimiser la surface du champ de capteur pour cette première étude. Cette optimisation a permis d'une réduction de 15,6 % de la surface totale du champ. Avec cette dimension et la solution de stockage retenue, il faudrait utiliser au minimum 129 m^3 de fluide caloporteur pour avoir 5 h d'autonomie. Cet important volume d'huile de synthèse représente un coût important cela est due à la solution de stockage retenue. Par conséquent, pour de futures études il est recommandé d'étudier d'autres solutions de stockage et en particulier celui de stockages par chaleur latente.

Le logiciel SAM permet d'inclure des critères économiques chiffrés dans l'étude des performances d'une telle centrale. Pour de futures études, nous recommandons donc d'utiliser ce logiciel pour pré dimensionner une centrale lorsque le choix des dimensions est fortement lié au critère économique.

Ce modèle quasi statique a également permis d'étudier la performance de la microcentrale et l'influence de quelques paramètres sur son fonctionnement. De plus, ce type de modèle ne permet pas d'étudier le contrôle-commande de la microcentrale. Pour cela, il est nécessaire d'utiliser un modèle dynamique du capteur linéaire de Fresnel qui prend en compte les effets des transitoires.

Bibliographie

- [1] V. François, «Cogénération Héliothermodynamique Avec Concentrateur Linéaire de Fresnel : Modélisation de L ' Ensemble Du Procédé,» Rapport de Thèse de Doctorat, 2011.
- [2] Dobos A et Neises T and M Wagner, «Advances in CSP Simulation Technology in the System Advisor Model,» *Energy Procedia*,, vol. 49, p. 2482–2489., 2013.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de cette thèse a été à la fois l'évaluation du potentiel de la technologie solaire à concentration en Mauritanie et la simulation du productible électrique journalier d'une microcentrale solaire fonctionnant dans une zone rurale identifiée favorable. Pour répondre à cet objectif, plusieurs travaux ont été entrepris et présentés dans ce manuscrit.

Pour déterminer les régions favorables de la technologie CSP en Mauritanie, cinq cartes modélisant les différents critères évaluant un site favorable pour la technologie CSP ont été dressées et analysées sur tout le territoire Mauritanien. La carte du rayonnement direct normal de Mauritanie a été réalisée à partir de données satellitaires. Cette carte montre que les régions de Tiris Zemmour, de l'Adrar, du Tagant et une partie des régions de l'Inchiri au nord-ouest et du Hodh Charghi au nord-est bénéficient d'un rayonnement direct normal suffisant (supérieur à $1800 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$) pour l'exploitation la technologie solaire à concentration. Ces régions représentent une superficie de 63 % du territoire Mauritanien. Contrairement aux ressources solaires directes, les ressources en eau sont limitées dans ces régions, néanmoins une méthode d'identification et de calcul des bassins versants a été présentée aidant à récupérer les eaux de surfaces (pluies) pour le développement des microcentrales solaires dans ces régions. Les autres critères, à savoir la topographie, la vitesse de vent et l'espace foncier occupé par une centrale ont été évalués. Suivant les résultats de cette évaluation, et les spécificités et contraintes de chaque zone de Mauritanie, la technologie à concentration viable, sur chaque zone, a été proposée. Cela a conduit à choisir et à étudier une microcentrale solaire exploitant la technologie linéaire de Fresnel sur la zone rurale de Fdeirek. En effet, la vitesse de vent de cette zone est importante, car elle se situe dans une région désertique poussiéreuse du Sahara. Ainsi, les capteurs de Fresnel présentent l'avantage d'avoir des miroirs avec des surfaces morcelées ou légèrement courbés pour résister contre ces vents ; ils permettent également de minimiser également l'espace foncier occupé par la microcentrale comparativement à la technologie cylindro-parabolique. Cependant, les capteurs de type central à tour ne sont pas à exclure dans cette zone quand la puissance à produire est élevée.

En parallèle à cette évaluation et au choix du site d'implantation de la microcentrale, les exigences et les préconisations du consommateur (les charges connectées à la microcentrale) ont été prises en compte. La stratégie de production d'électricité retenue pour répondre à ces exigences consiste à stocker, à une température de consigne, toute la chaleur produite par le champ de capteurs, puis produire l'électricité de façon stable via une machine thermodynamique couplée à un alternateur.

Conclusion générale

Pour évaluer le productible électrique, une microcentrale de 3 kWe a été modélisée. Cette microcentrale est constituée d'un champ de capteurs de Fresnel, de deux stocks de chaleur sensible et d'une machine *ORC*. La machine *ORC* de cette microcentrale est celle exploitée dans la microcentrale de Lesotho, à la différence que celle-ci possède un échangeur de chaleur récupérateur et utilise le fluide organique R152a au lieu du R252fa. Cette modification se justifie par les raisons suivantes : l'ajout du récupérateur à la machine *ORC* permet de minimiser la consommation de l'eau pour le refroidissement du condenseur et en parallèle maximise sa performance énergétique et exergetique. Une augmentation de 26,7 % et de 25 % sur les rendements énergétique et exergetique de la machine *ORC* de Lesotho est atteinte en présence du récupérateur. Pour le fluide de travail, deux raisons ont poussé à le changer, la première est l'indisponibilité du fluide R245fa dans le marché, et la seconde est liée à des raisons économiques. En effet, le fonctionnement avec un fluide de travail de température d'ébullition plus faible réduit la taille des composants du cycle. La machine *ORC* de Lesotho fonctionne avec le R245fa à une température d'évaporation de 109 °C pour produire 3 kW, la surface du champ de capteur solaire nécessaire est de 75 m². Comparativement à notre modèle fonctionnant avec le R152a à des températures d'évaporation plus basse, à 90 °C, la surface du champ de capteurs est de 49,61 m². Cette diminution de la surface du champ s'explique par la faible puissance thermique nécessaire pour évaporer le R152a. Cela conduit à une réduction de l'espace occupé par la microcentrale et par conséquent diminue le coût d'investissement de la microcentrale. De point de vue performance, le rendement de la machine *ORC* de Lesotho est de 7,7 % comparativement à 6,7 % pour notre modèle. Ce même rendement pouvait être obtenu si notre modèle fonctionne à une température de 110 °C. De plus, le fonctionnement avec des fluides de travail de températures critiques inférieures à 130 °C constitue une bonne opportunité pour la valorisation de la chaleur à basse température.

La dernière partie de ce document présente le pré dimensionnement du champ de capteurs, le volume de stockage et la performance globale de la microcentrale. Pour produire 3 kW et avoir 5 h d'autonomie la surface du champ de capteur vaut 160 m² et le volume du stockage est de 129 m³. Le rendement global de la microcentrale est faible variant de 4,2 % à 5,4 % pour une plage de température de fonctionnement de 75 °C à 110 °C. Ce faible rendement s'explique par le faible rendement de conversion de la machine *ORC*, ce qui pénalise le rendement global de la microcentrale.

Outre ces résultats concernant les performances de la microcentrale solaire thermodynamique, les modèles et les méthodes développés dans cette thèse sont avant tout des outils Pertinents

Conclusion générale

pour étudier le modèle dynamique et la stratégie de contrôle-commande des capteurs linéaires de Fresnel.

