



Modélisation, Analyse Thermo-Economique et Optimisation du Procédé de Dessalement d'Eau de Mer par Evaporation à Effet Multiple Combiné avec les Technologies d'Energie Renouvelables

Mohamed Ghazi

► To cite this version:

Mohamed Ghazi. Modélisation, Analyse Thermo-Economique et Optimisation du Procédé de Dessalement d'Eau de Mer par Evaporation à Effet Multiple Combiné avec les Technologies d'Energie Renouvelables. Génie des procédés. Ecole Mohammadia d'Ingénieurs - Rabat (Maroc), 2020. Français. NNT: . tel-02949753

HAL Id: tel-02949753

<https://theses.hal.science/tel-02949753>

Submitted on 26 Sep 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Ecole Mohammadia d'Ingénieurs

Département : Génie des Procédés Industriels
Laboratoire ETACS

***Modélisation, Analyse Thermo-Economique et Optimisation du Procédé de
Dessalement d'Eau de Mer par Evaporation à Effet Multiple Combiné avec
les Technologies d'Energie Renouvelables***

Thèse de Doctorat (PhD)
Spécialité : Génie des Procédés Industriels

GHAZI Mohamed

*Soutenue le 15 Septembre 2020 à l'Ecole Mohammadia
d'Ingénieur, Rabat-Maroc*

Encadrant & Co-encadrant de thèse

Pr. MADA Mohamed	Ecole Mohammadia d'Ingénieur (EMI)	Encadrant
Pr. ESSADIQI Elhachmi	Université Internationale de Rabat (UIR)	Co-Encadrant

Membres de Jury

Pr. EZBAKH Ahmed	Université Internationale de Rabat	Président
Pr. SOUISSI Ahmed	Ecole Mohammadia d'Ingénieur	Examineur
Pr. TAHIRI Mohamed	Ecole Mohammadia d'Ingénieur	Examineur
Pr. BAKKAS M'bark	Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers	Rapporteur
Pr. FAQIR Mustapha	Université Internationale de Rabat	Invité
Pr. BENABDELLAH Abdellatif	Faculté des sciences et techniques-Tanger	Invité

Remerciements

Cette thèse de doctorat intitulée «Modélisation, Analyse Thermo-Economique et Optimisation du Procédé de Dessalement d'Eau de Mer par Evaporation à Effet Multiple Combiné avec les Technologies d'Energie Renouvelables » a été réalisée dans le cadre d'un projet de recherche scientifique, financé par l'IRESSEN et en cotutelle entre l'Ecole Mohammadia des Ingénieurs et l'Université Internationale de Rabat. Ainsi, et avant toute chose, je tiens à remercier mon encadrant et co-encadrants les Professeurs : Monsieur **MADA Mohamed**, et Monsieur **ESSADIQI Elhachmi** de m'avoir accordé l'opportunité d'effectuer cette thèse de doctorat sous leur direction. Je les remercie pour leur confiance, leur disponibilité et surtout l'autonomie qu'ils m'ont offerte.

Ensuite, j'aimerais vivement remercier les Professeurs, Monsieur **FAQIR Mustapha** et **BENABDELLAH Abdellatif**, pour leurs conseils et leur implication.

Je n'oublierai pas de remercier les honorables membres du jury qui ont accepté l'évaluation de ce travail : **Pr. Souissi Ahmed, Pr. Ezbakh Ahmed, Pr. Tahiri Mohamed et Pr. BAKKAS M'bark**.

Je souhaite également renouveler ma reconnaissance la plus sincère à tout le personnel du département Génie des Procédé Industriels de l'Ecole Mohammadia des Ingénieurs et du Pôle Aero/Auto de l'Université Internationale de Rabat. Je remercie finalement tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce Travail.

DEDICACE

.... A ma grande et petite famille, à petite fille, et à mes chers Amis

Ghazi Mohamed

Résumé

L'objectif de cette thèse est d'évaluer le potentiel du procédé de dessalement par effet multiple couplé aux technologies d'énergie renouvelable à assurer la disponibilité d'eau douce à faible coût et à faible effet sur l'environnement et aussi de chercher les différents moyens et possibilité pour rendre ce procédé plus compétitif au point de vue économique, technique et environnemental. Cette étude se base principalement sur la modélisation, l'analyse thermique, exergetique et thermo-économique, l'optimisation et comparaison des différentes possibilités et couplages des techniques. Premièrement, une étude de cas d'unité à quatre effets à l'échelle pilote est réalisée en utilisant la modélisation et analyse thermique et en se basant sur les lois de conservation d'énergie et de matière et des équations et corrélations de transfert thermique. Cette étude a permis de déterminer le degré d'influence des paramètres opératoires et de design sur les performances de l'unité. Ensuite, une extension de l'étude précédente a été faite dans le but de trouver la configuration optimale de l'unité d'évaporation à effet multiple pour différentes capacités de production et en tenant par considération l'impact du nombre d'effets sur les performances de l'unité. Dans cette étude la fonction objective retenue est le coût unitaire de production d'eau douce. Puis, une comparaison détaillée des différentes technologies et systèmes de production d'énergie solaire thermique est faite pour déterminer le meilleur choix entre eux pour être couplé avec le procédé d'évaporation à effet multiple. Finalement, c'est dans l'optique de recherche des améliorations possibles qu'il a été proposé de réaliser une étude supplémentaire du potentiel que peut offrir le couplage du procédé à effet multiple et la compression mécanique de vapeur. Les résultats d'étude de cette proposition offre une perspective prometteuse en terme de coût de production et aussi en terme de protection d'environnement.

Mots clés: *Dessalement par Evaporation à Effet Multiple ; Analyse Thermique ; Thermo-Economique ; Exergetique ; Optimisation ; Energie Renouvelable.*

Abstract

The aim of this thesis is to evaluate the potential of the multiple-effect desalination process coupled with renewable energy technologies to ensure the availability fresh water with at low-cost and low environmental impact as well as to seek different ways and possibilities to make this process more competitive from an economic, technical and environmental point of view. This study is mainly based on modeling, thermal, exergy and thermo-economic analysis, optimization and comparison of the different possibilities and coupling of desalination and renewable energy technologies. Thus, firstly, a pilot scale four-effect case study is performed using thermal modeling and analysis and based on energy and matter conservation laws and heat transfer equations and correlations. This preliminary study is carried out to determine the degree of influence of the operating and design parameters on the unit performance. Then, it is extended to find the optimal configuration of the multiple effect evaporation units for different production capacities and taking into consideration the impact of the number of effects on the unit performance. The main objective function is the unit cost of freshwater production. Then, a detailed comparison of different solar thermal power generation technologies and systems is made to determine the best choice between them to be coupled with the multiple effect evaporation process. Finally, the analysis and optimization studies take into consideration the coupling of the multiple effect process and the mechanical vapor compression process driven by renewable energy. The results of this proposal shows that this new coupling could offer a very promising prospect in terms of production cost and also in terms of environmental protection

Keywords: *Desalination; Multi-Effect-Evaporation Process; Thermal Analysis; Thermo-Economic Analysis; Exergy Analysis; Optimization; Renewable Energy.*

Sommaire

Chapitre I : Introduction Générale

I.1 Contexte générale	006
I.2 Contexte, justification et objectifs du projet	007
I.3 Organisation et plan de thèse	009

Chapitre II: Propriétés chimiques et thermo-physique de l'eau de mer

II.1 Introduction	011
II.2 Propriétés chimique de l'eau de mer	011
II.2.1 Salinité de l'eau de mer	011
II.2.2 Composition de l'eau de mer	013
II.3 Propriétés physique et thermique de l'eau de mer	014
II.3.1 Elévation ébullioscopique des eaux salées	014
II.3.2 Capacité thermique de l'eau de mer	015
II.3.3 Conductivité thermique de l'eau de mer	016
II.3.4 Densité de l'eau de mer	016
II.3.5 Viscosité dynamique de l'eau de mer	016
II.3.6 Tension de surface de l'eau de mer	017
II.4 Conclusion	018

Chapitre III: Les différents procédés de dessalement de l'eau de mer et leurs couplages avec les technologies d'énergie renouvelables

III.1 Introduction	020
III.2 Les procédés de séparation membranaires	021
III.2.1 L'osmose inverse	021
III.2.1 L'électrolyse	025
III.2.1 La distillation membranaire	026
III.3 Les procédés de séparation Thermiques	027
III.3.1 L'évaporation à effet multiple	027
III.3.1 L'évaporation à compression de vapeur	029
III.3.1 La détente à étages multiple	031
III.3.1 Humidification-déshumidification	032
III.3.1 La congélation	033
III.4 Couplages des procédés de dessalement et technologies d'énergie renouvelables	033
III.4.1 Les procédés membranaires	035
III.4.2 Les procédés thermiques	036
III.5 Conclusion	043

Chapitre IV: Design et dimensionnement optimisé de l'unité pilote de dessalement utilisant l'évaporation à effet multiple

IV.1 Introduction	050
IV.2 Unité pilote : Descriptif et spécifications	050
IV.3 Modélisation basée sur la thermodynamique et le transfert thermique	053
IV.3.1 Bilans de masse et d'énergie	053

IV.3.2 Equations de transfert thermique	055
IV.4 Méthodologie et algorithme de dimensionnement optimisé	057
IV.4.1 Hypothèses	057
IV.4.2 Algorithme de dimensionnement	057
IV.4.3 Algorithme d'optimisation	060
IV.5 Analyse thermique : Effet des paramètres de design et conditions opératoires	060
IV.6 Résultats d'optimisation des quatre effets et condenseur	063
IV.7 Réseau d'échangeurs de chaleur et intégration énergétique en utilisant la méthode de pincement	065
IV.7.1 Extraction des données des flux pour trois configurations possibles	068
IV.7.2 La différence de température minimale ΔT_{min}	070
IV.7.3 Sélection et dimensionnement des échangeurs de chaleur	070
IV.7.4 Etude de cas : Configuration C & $\Delta T_{min}=2^{\circ}\text{C}$	071
IV.7.4.1 Intervalles de température	071
IV.7.4.2 Diagramme en cascade	072
IV.7.4.3 Diagramme de grille (Grid diagram)	073
IV.7.5 Résultat global de la conception du réseau d'échangeurs de chaleur	073
IV.7.5.1 Détermination de ΔT_{min} optimal	073
IV.7.5.2 Conception optimale du réseau d'échangeur de chaleur	073
IV.8 Dimensionnement et calcul préliminaire du système solaire	075
IV.9 Calcul des pertes de charge et puissance de pompage au niveau du champ solaire	077
IV.10 Système de contrôle	079
IV.11 Conclusion	081

Chapitre V: Optimisation du nombre d'effets pour différentes capacités de production et analyse d'exergie

V.1 Introduction	084
V.2 Modélisation et analyse économique	085
V.3 Evaluation économique de la production d'eau douce en utilisant le procédé MED	085
V.4 Algorithme et calcul d'optimisation	087
V.5 Résultats et discussions	089
V.6 Analyse d'exergie et recherches d'améliorations supplémentaires	093
V.7 Résultats d'analyse d'exergie	095
V.8 Conclusion	100

Chapitre VI: Etude des différentes possibilités de couplage des systèmes solaire et le procédé d'évaporation à effet multiple

VI.1 Introduction	103
VI.2 Les technologies solaires de production d'énergie thermique	103
VI.2.1 Collecteurs stationnaires	104
VI.2.2 Collecteurs mobiles suiveurs de soleil	104
VI.3 Différentes configurations de systèmes solaires et couplage avec le procédé MED	105
VI.4 Modélisation mathématique et évaluation économique	107
VI.4.1 Configuration (A)	107
VI.4.2 Configuration (B)	108
VI.4.3 Configuration (C)	108
VI.4.4 Configuration (D)	110

VI.5 Evaluation économique et cout de production d'énergie thermique	110
VI.6 Algorithme de calcul des réflecteurs cylindro-parabolique et validation expérimentale	111
VI.7 Analyse thermo-économique et optimisation des conditions opératoires des différents systèmes solaires	116
VI.8 Conclusion	120
Chapitre VII: Analyse thermo-économique et optimisation du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple et à compression mécanique de vapeur	
VII.1 Introduction	123
VII.2 Descriptif du procédé	124
VII.3 Modélisation de l'unité d'évaporation	125
VII.4 Modélisation du procédé de la compression de vapeur	126
VII.5 Modèle mathématique d'optimisation du système de production d'énergie électrique hybride	127
VII.6 Données météorologiques de la location géographique choisie	128
VII.7 Dimensionnement et résultats pour chaque technologie produisant 1 MW de puissance maximale	129
VII.8 Procédure d'optimisation et formulation du problème	130
VII.9 Algorithme et résultats d'optimisation du système de production d'énergie électrique	132
VII.10 Algorithme de Calcul et d'Optimisation	133
VII.11 Analyse de l'effet de la compression de vapeur sur les performances de l'unité d'évaporation	139
VII.12 Résultats d'optimisation	141
VII.13 Analyse d'Exergie et recherches des différentes possibilités d'amélioration	145
VII.14 Etude de l'effet de la compression à refroidissement multiple	150
VII.15 Conclusion	154
Chapitre VIII: Validation expérimentale des modèles et méthodes de résolution développées	
VIII.1 Introduction	157
VIII.2 Unité de dessalement de Plataforma Solar de Almeria (PSA)	158
VIII.2.1 Description de l'unité et données techniques	158
VIII.2.2 Résultats de calcul et comparaison	159
VIII.3 Unité de dessalement de Abu Dhabi Water and Electricity Authority	160
VIII.2.1 Description de l'unité et données techniques	160
VIII.2.2 Résultats de calcul et comparaison	164
VIII.5 Conclusion	165
Chapitre IX: Conclusion générale	167
Annexes	172
Liste des figures	215
Liste des tableaux	219
Liste des publications et brevets	221

Chapitre I: Introduction Générale

I.1 Contexte générale

La problématique de l'eau et de l'énergie demeure toujours constante malgré les efforts notables et les avancées techniques et technologiques énormes pour assurer leur disponibilité et durabilité et répondre aux besoins croissants et continus à travers le monde entier. En effet, à cause de la croissance exponentielle de la population mondiale et le développement industriel et agricole, la capacité des nations à répondre aux besoins en eau et en énergie à coût abordable est à l'heure sérieusement contestée par un certain nombre de questions. Premièrement, la limitation et l'inexistence ou la mal-répartition des ressources naturelles en eau douce et en énergie. Deuxièmement, leur dépendance aux contraintes économiques et environnementales du fait que leur accessibilité et effet sur l'environnement peut limiter leur utilisation. De plus, la problématique de l'énergie et de l'eau diffèrent d'un continent à un autre, d'un pays à un autre et également d'une activité à une autre. L'exemple de l'Afrique où plusieurs ressources en eau douce sont épuisées ou fortement contaminées alors que les ressources en énergie fossiles de la majorité des pays de ce continent sont très faibles. Dans le cas particulier du Maroc, où les ressources en énergie fossiles sont presque inexistantes, ils s'y ajoutent également des problèmes liés à la disponibilité de l'eau du fait que les précipitations sont tellement rares et aléatoires surtout dans les déserts des zones sud et sud-est. La découverte et le développement des nouvelles sources d'énergie telle que les énergies nouvelles et renouvelables est considérée comme une meilleure alternative pour répondre aux besoins énergétiques à coût acceptable et à faible effet sur l'environnement. Quant à l'eau douce, le fait d'assurer sa disponibilité connaît quelques dénouements avec l'apparition des technologies et techniques de dessalement des eaux salées (eau de mer et eaux saumâtres) et de traitement des eaux usées. Une des techniques prometteuses pour faire face à la fois aux problèmes de l'énergie et l'eau est le couplage des procédés de dessalement et les technologies d'énergies nouvelles et renouvelables. A ce point-là, cette combinaison semble être salutaire pour répondre à la fois aux besoins énergétique et en eau tout en respectant des contraintes environnementales surtout que les procédés de dessalement sont généralement énergivores. Par contre, les différentes études et analyses énergétiques et économiques réalisées

ont montré que le coût d'investissement et d'exploitation d'une telle combinaison est encore relativement élevé, limitant ainsi son utilisation surtout pour les pays sous-développés comme les pays d'Afrique. Autres contraintes techniques s'ajoutent à cette combinaison, du fait que les procédés de dessalement nécessitent des opérations de maintenances très fréquentes et que les ressources en énergie renouvelables sont instables et fortement dépendantes aux variations climatiques. Ce qui nécessite un capital humain de très forte technicité pour assurer son bon fonctionnement. Dans les dernières décennies, les procédés de dessalement ont connu une forte expansion surtout dans les pays développés ou dotés d'importantes ressources en énergie fossiles comme les pays du Golf (Arabie Saoudite, Emirats arabes unis ... etc.) alors que leur implantation aux pays d'Afrique comme le Maroc est presque inexistante (quelques unités d'osmose inverse de faible capacité de production). L'exemple du Maroc est assez illustratif, car en plus de partager la problématique de l'énergie avec l'ensemble des pays d'Afrique surtout que le pays est toujours situé dans l'incapacité de satisfaire ses besoins en énergie. Le pays peine également à satisfaire ces besoins en eau douce. En effet, les différentes études menées sur la situation hydraulique au Maroc prévoient une élévation du stress hydrique dans plusieurs régions dans les années à venir et ainsi le pays sera parmi ceux qui vont souffrir d'un stress extrêmement élevé en 2040. Favorablement, le Maroc est un pays situé sur le littoral de l'Atlantique et de la Méditerranée et dispose de potentiel important en énergies renouvelables solaires et aussi éoliennes surtout dans la zone sud et nord. Ainsi, le Maroc sera obligé d'adopter le couplage entre les procédés de dessalement et les technologies d'énergie solaire ou/et éolienne pour contrebalancer l'insuffisance des ressources conventionnelles à satisfaire ses besoins en eau douce. De ce fait, faire preuve de la faisabilité technique du couplage du procédé de dessalement avec les technologies renouvelable et de sa compétitivité au point de vue économique et environnementale revêt une importance primordiale.

I.2 Contexte, justification et objectifs du projet

Face aux problématiques de l'eau et de l'énergie mentionnées plus haut, l'une des réponses prometteuses est le développement des systèmes combinant à la fois l'utilisation des procédés de dessalement et les technologies d'énergies renouvelables pour rendre l'eau douce disponible à un coût acceptable tout en respectant les contraintes environnementales. Ainsi la solution retenue est le procédé de dessalement par effet multiple tout en considérant les réalités économiques,

environnementales et également la disponibilité des ressources énergétiques renouvelables du pays notamment solaire et éoliennes. Dans le cas de l'osmose inverse, qui est considérée comme étant la technique la plus dominante dans le marché de dessalement, la nécessité d'un prétraitement avancé de l'eau de mer d'alimentation ainsi que des phases de recyclage et maintenance des membranes conduisent à l'augmentation du taux des rejets chimiques importants dans l'environnement et du coût opératoire. En plus de cela, les performances de l'osmose inverse sont hautement influencées par la qualité de l'eau d'alimentation ainsi que les exigences de la qualité de l'eau produite.

Le couplage du procédé d'évaporation à effet multiple et l'énergie renouvelable nécessite par ailleurs la connaissance profonde et la maîtrise de design et de fonctionnement de tous les composants qui le constituent et la maîtrise des contraintes relatives aux limitations de chaque système. Deux aspects fondamentaux qui devront être prise en considération pour évaluer les performances globale de cette combinaison qui sont l'aspect économique (coût de production d'eau douce) et environnemental (émissions des polluants). Le coût de l'énergie et le coût d'investissement de l'unité de dessalement constituent la plus importante part du coût de dessalement. Ces coûts peuvent être minimisés à travers des travaux de modélisation, analyses thermo-économiques, analyses d'efficacité exergetique et travaux d'optimisation ainsi que la recherche des améliorations et combinaisons adéquates et optimales. Les émissions générées dans les procédés de dessalement sont liées principalement à la production d'énergie requise et aussi aux rejets des concentrats de forte salinité et produits chimiques utilisés dans les opérations de prétraitement. Maximiser le taux de contribution d'énergie renouvelable ou même adopter un procédé de dessalement utilisant 100% l'énergie renouvelable permet d'avoir une minimisation significative de son impact sur l'environnement. En plus de cela, le procédé d'évaporation à effet multiple nécessite généralement un faible traitement chimique de l'eau salée d'alimentation. Aussi, la valorisation des rejets concentrés (production de sels, extraction des minéraux comme magnésium... etc.) peuvent ouvrir la possibilité de développer des procédés de dessalement à zéro rejet. Pourtant, l'interdépendance entre ces deux aspects est un point important qu'il ne faut pas ignorer du fait que l'un peut limiter les possibilités d'amélioration de l'autre. Ainsi, l'objectif global de cette thèse est d'évaluer le potentiel du procédé de dessalement utilisant l'évaporation à effets multiple et l'énergie renouvelable à satisfaire les besoins en eau douce à faible coût ou à un coût comparable à celui de l'eau douce conventionnelle au Maroc tout en minimisant l'impact de ce procédé sur l'environnement. Il s'agira de faire une optimisation globale des performances

thermiques et économiques en se basant sur la modélisation numérique. En y ajoutant la recherche des diverses améliorations et possibilités de couplage entre l'unité thermique et l'unité de production d'énergie, et en considérant plusieurs scénarios de fonctionnement et capacité de production.

I.3 Organisation et plan de la thèse

Ce travail de thèse s'intéresse à l'étude de faisabilité et évaluation du potentiel du procédé de dessalement par effet multiple combiné avec les technologies d'énergies renouvelables à assurer la disponibilité de l'eau douce à un faible coût ou à un coût comparable à celui de l'eau potable au Maroc. Comme mentionné plus haut, il comporte comme objectifs principaux:

- ✓ Optimisation du procédé de dessalement par effet multiple couplé aux énergies renouvelables à travers des travaux de modélisation, simulation et analyses thermo-économiques et exergétique ;
- ✓ Recherche des différentes possibilités d'amélioration pour maximiser les performances du procédé étudié ;
- ✓ Etude et comparaison des différents types de couplage entre le procédé de dessalement à effet multiple et les technologies d'énergie renouvelable notamment solaire et éoliennes ;
- ✓ Minimisation du coût de dessalement et de son impact sur l'environnement.

Cette thèse s'articule autour de neuf chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation du contexte, justification et objectifs principaux et aussi le plan et résumé des différents chapitres de cette thèse.

Le deuxième chapitre est dédié à la présentation des principaux éléments chimiques contenus dans l'eau de mer, à la caractérisation de ses propriétés physiques et thermiques, ainsi que la présentation des plus récentes corrélations et modèles utilisés pour les évaluer.

Le troisième chapitre présente les principaux procédés de dessalement des eaux salées et discute leurs principes physiques, thermodynamiques, leurs avantages et inconvénients et les principales possibilités de combinaison entre les procédés de dessalement et les technologies d'énergie renouvelables. Il est également mis en exergue une comparaison entre ces techniques en tenant par considération les performances énergétiques et composantes économiques.

Le chapitre quatre présente le design et la méthodologie utilisée dans le dimensionnement optimisé de l'unité de dessalement par effet multiple ainsi qu'une analyse thermique. L'objectif de

ce chapitre est de fournir des spécifications de design (types de configuration, dimensions et matériaux) ainsi que les spécifications opératoires optimisées de ce type du procédé de dessalement en tenant par considération l'unité d'évaporation, le réseau d'échangeur de chaleur et l'unité de production d'énergie basée sur l'utilisation d'un système solaire thermique.

Le chapitre six constitue une extension de l'étude de dimensionnement optimisé présentée dans le chapitre cinq. Ce chapitre considère l'impact du nombre d'effets et la capacité de production sur les performances thermiques et économique de l'unité en se basant sur la modélisation numérique. Ce chapitre a pour objectif de déterminer le nombre d'effets optimale pour différentes capacités de production allons de 5 jusqu'à 2000 m³/jour. L'étude présentée dans ce chapitre est complétée par l'analyse d'efficacité exergetique pour trouver d'autres possibilités d'amélioration des performances de ce procédé.

Le chapitre sept est consacré à l'étude et la comparaison des différents systèmes et technologies de production d'énergie solaire thermique, l'étude des différentes configurations et leur combinaison avec le procédé de dessalement à effets multiple ainsi que leurs impacts sur les performances thermo-économiques de la technologie de dessalement.

L'avant-dernier chapitre fait suite de recherche des améliorations supplémentaires du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple, il est consacré à l'analyse des performances thermiques et économiques de l'unité de dessalement d'eau de mer utilisant l'évaporation à effet multiple combinée avec la compression mécanique de vapeur couplée avec un système de production d'énergie optimisé à base de technologies solaire et éolienne. Optimisation, analyse d'efficacité exergetique, évaluation du coût de dessalement et recherche d'améliorations possible font aussi objet de ce chapitre.

Le dernier chapitre est consacré à la conclusion finale présentant une synthèse globale des différents résultats issus de ses études et ouvre de nouvelles voies et recommandations pour des travaux de recherche futurs.

Chapitre II : Propriétés chimiques et thermo-physique de l'eau de mer

II.1 Introduction

Environ 1,338 milliard de kilomètres cubes d'eau de mer remplissent les océans, recouvrant plus de 70% de la surface de la planète Terre. L'eau de mer est une eau salée contenant des dizaines de substances dissoutes principalement les ions chlorure et sodium. Les origines de ses sels dissouts dans l'eau de mer sont expliquées par la théorie d'Edmond Halley, qui a annoncé que les substances existantes dans l'eau de mer sont amenées par les rivières puis concentrées par le phénomène d'évaporation. Autres théories explique l'existence des éléments dominants dans l'eau comme le sodium et les ions chlorures respectivement par l'arrachement du plancher océanique et le dégagement des gaz de chlorure d'hydrogène lors des activités volcanique. La composition d'eau de mer mondiale est relativement stable, dont la salinité varie d'une eau de mer à l'autre (avec une salinité moyenne de l'ordre de 35g/kg de solution). De ce fait, l'eau de mer présente un cas particulier en termes de caractéristiques chimiques, physiques et thermiques.

Ce chapitre est dédié à la présentation des principaux éléments chimiques contenus dans l'eau de mer, à la caractérisation de ses propriétés physiques et thermiques, ainsi que les plus récentes corrélations et modèles utilisés pour les évaluer.

II.2 Propriétés chimiques de l'eau de mer

II.2.1 Salinité de l'eau de mer

La similarité de la composition chimique de l'eau de mer dans les différents océans dans le monde entier a été annoncée par Alexander Marcet en 1820 [1]. Plus tard, autres travaux intenses ont supporté cette suggestion ce qui a conduit à l'introduction de la notion salinité 'S' exprimée en g/kg (g de sels par kg d'eau de mer). Cette propriété mesure la masse totale des sels dissous par kilogramme de solution (eau de mer). Le concept salinité a un effet majeur sur les mesures océanographiques du fait que seule la salinité peut représenter à la fois plusieurs propriétés de l'eau de mer. La détermination expérimentale directe avec précision de la salinité est pratiquement

impossible, pour cette raison, en pratique, la salinité peut être obtenue à travers la mesure du constituant le plus prépondérant dans l'eau de mer, le chlore (99,7% des halogènes présents dans l'eau de mer). D'où la notion Chlorinité (Cl) qui peut être facilement mesurée par la méthode de Mohr (par dosage par une solution de nitrate d'argent en présence de bichromate de potassium). Selon la loi des proportions définies en combinaison avec la loi de la conservation de masse des éléments chimiques, il est clair que la salinité absolue de l'eau de mer est proportionnelle à la Chlorinité. La relation de proportionnalité entre la Chlorinité ' Cl ' et la salinité ' S ' de l'eau de mer est exprimée par la relation suivante [2]:

$$S = 1.80655 Cl \quad (A.1)$$

Avec ' S ' et ' Cl ' sont exprimées en g/kg d'eau de mer. La chlorinité est ainsi proportionnelle à la masse de l'argent pure nécessaire pour précipiter tous les ions de chlorure (Cl^-), de brome (Br^-) et de l'iode (I^-) dissouts dans l'eau de mer. De ce fait, la chlorinité est liée à la fraction massique de l'argent ' Ag ' par l'équation (A.2) :

$$Cl = 0.3285234 Ag \quad (A.2)$$

' Ag ' et ' Cl ' sont exprimés en g/kg d'eau de mer. L'argent pure signifie l'abondance isotopique normale comme il a été décrit par l'union internationale de la chimie pure et appliquée (IUPAC) [3].

La conductivité électrique peut être aussi considérée comme une méthode pratique de mesure de la salinité d'eau de mer. Selon l'échelle de la salinité pratique 'PSS-78', la salinité est défini par le ratio, ' K_{15} ', entre la conductivité électrique de l'échantillon de l'eau de mer sous une température de 15°C et une pression standard de 1atm et la conductivité électrique d'une solution de chlorure de potassium (KCl) avec une fraction massique de $32.4356 \cdot 10^{-3}$ sous les mêmes conditions opératoires de température et de pression. Par définition, la valeur de ' K_{15} ' est égale à 1 dans le cas d'une eau de mer avec une salinité égale exactement à 35 g/kg [4].

La masse de l'extrait à sec à 105°C de l'eau de mer est aussi une méthode simple mais moins précise pour la détermination de la salinité de l'eau de mer à cause du comportement des sels électrolytiques hydratés qui perdent de l'eau au cours de leur chauffage et le gagnent au cours de leur refroidissement, ce qui conduit à la formation de plusieurs hydrates et hydroxydes et par conséquence ce comportement influence directement le poids de l'extrait. La relation empirique entre la salinité ' S ' et la masse de l'extrait sec ' Ex ' à 105°C a été proposée par Heurteaux [5], elle est donnée par l'équation suivante :

$$S = 0.912 Ex + 0.07 \quad (A.3)$$

Avec 'S' et 'Ex' sont exprimées en g/kg d'eau de mer.

II.2.2 Composition chimique des eaux de mer

La composition chimique de l'eau de mer est tellement complexe, vue qu'elle contient, au moins à l'état de traces, tous les éléments chimiques connus à présent. Les éléments dissouts dans l'eau de mer sont principalement les ions halogénures et les ions alcalins, dont les éléments majoritaires sont : les ions de chlorures (Cl^-), de sodium (Na^+), de magnésium (Mg^{2+}), de sulfate (SO_4^{2-}), de calcium (Ca^{2+}), et de potassium (K^+). Ces éléments représentent plus de 99% de la totalité des éléments dissouts dans l'eau de mer.

L'eau de mer de surface de l'Atlantique est considérée comme l'eau de mer standard [5], le tableau A-1 représente la composition chimique moyenne de l'eau de mer standard. Cette composition est exprimée en g/kg d'eau de mer, elle donnée aussi sous forme du ratio 'r', qui exprime le ratio entre la fraction massique de l'élément chimique (en g/kg d'eau de mer) et la chlorinité (en g/kg d'eau de mer). Ainsi, la fraction 'r' a comme unité '(g/kg)/(g/kg)' ou tout simplement elle est sans unité.

Tableau II.1 : Composition chimique moyenne de l'eau de mer [5]

Eléments	r ((g/kg) / (g/kg))	Composition (g/kg)
Na^+	0.5564924	10.78145
Ca^{2+}	0.0212700	0.41208
Mg^{2+}	0.0662600	1.28372
K^+	0.0206000	0.39910
Sr^{2+}	0.0004100	0.00795
HCO_3^-	0.0054100	0.10481
Br^-	0.0034730	0.06728
Cl^-	0.9989041	19.35271
CO_3^{2-}	0.0007400	0.01434
SO_4^{2-}	0.1400000	2.71235
$B(OH)_4^-$	0.0004100	0.00795
F^-	0.0000670	0.00130
OH^-	0.0000070	0.00014
$B(OH)_3$	0.0010030	0.01944
CO_2	0.0000220	0.00042
Total éléments	1.8150685	35.16504
H_2O	49.800646	964.83
Total	51.615714	1000

II.3 Propriétés physiques et thermiques de l'eau de mer

Souvent, les propriétés physiques et thermodynamique de l'eau de mer sont déterminées en se basant sur les propriétés de l'eau pure. Mais cette estimation reste une approximation beaucoup moins précise pour estimer ces propriétés. Ainsi, dans les nouveaux travaux de recherches scientifiques, les propriétés physiques et thermodynamique de l'eau de mer sont défini par trois variables d'état : La température, la pression et la salinité [6]. La plupart des propriétés de l'eau de mer sont, donc, défini en fonction de ces trois paramètres d'état en utilisant des corrélations obtenus à partir des mesures expérimentales. Cette section de ce chapitre est dédiée aux rappels des définitions usuelles des principales propriétés physiques et thermo-physiques ainsi que l'établissement de principales corrélations les plus récentes publiées dans la littérature.

II.3.1 Elévation ébullioscopique des eaux salées

La température d'ébullition est une propriété thermique qui se rapporte à un état d'équilibre entre la phase liquide et vapeur, sous ses conditions, la variance du système est réduite à deux : pression et salinité. En raison de simplification, la température d'ébullition de l'eau de mer est estimée en se basant sur la température d'ébullition de l'eau pure et en tenant en considération l'élévation du point d'ébullition causée par la présence des sels. En effet, la présence des substances dissoutes dans des solutions entraîne une réduction de la pression de vapeur et par conséquent, elle cause une élévation de la température d'ébullition. Ainsi, la température d'ébullition de l'eau de mer peut être calculée par les équations suivantes :

$$T_{ES} = T_{EP} + EPE \quad (A.4)$$

Avec, T_{ES} , T_{EP} et EPE sont respectivement la température d'ébullition de l'eau salée, la température d'ébullition de l'eau pure et l'élévation du point d'ébullition.

La température d'ébullition de l'eau pure pour une pression comprise entre 0.06 et 1 bar peut être estimée en utilisant la relation empirique d'Antoine :

$$T_{EP} = \frac{1435.264}{4.6543 - \log_{10}(P)} + 64.848 \quad (A.5)$$

L'élévation du point d'ébullition dépend de la salinité et de la pression (tension de vapeur). Pour une marge de température comprise entre 20 et 180°C et une marge de salinité d'eau de mer allons jusqu'à trois fois la salinité normale, l'élévation ébullioscopique peut être estimée en utilisant la corrélation suivante [6]:

$$EPE = A.Cl + B.Cl^2 \quad (A.6)$$

Les coefficients A et B sont deux constantes dépendantes de la température. Ces deux coefficients sont calculés par les relations suivantes

$$A = A_1 + A_2T + A_3T^2 \quad (A.7)$$

$$B = B_1 + B_2T + B_3T^2 \quad (A.8)$$

Dans les équations (A.7) et (A.8) les températures sont exprimées en (°C). Les valeurs des coefficients A_1 , A_2 , A_3 , B_1 , B_2 et B_3 sont données comme suit:

$$\begin{aligned} A_1 &= 0.2009.10^{-3} & B_1 &= 0.0257.10^{-3} \\ A_2 &= 0.2867.10^{-5} & B_2 &= 0.0193.10^{-5} \\ A_3 &= 0.0020.10^{-7} & B_3 &= 0.0001.10^{-7} \end{aligned}$$

II.3.2 Capacité thermique de l'eau de mer

La capacité thermique massique ou chaleur massique de l'eau de mer est une propriété thermique dépendante de la température, la pression et la salinité. Une des plus récentes corrélations développée pour évaluer la capacité thermique des eaux salées est exprimée par la relation (A.9) [7]:

$$c_{sw} = 10^3 A'_1 - A'_2(T + 273.15) \quad (A.9)$$

Avec A'_1 et A'_2 sont calculés comme suit :

$$A'_1 = a_1 + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 + a_5p + a_6pT + a_7pT^3 + a_8p^2 + a_9p^2T + a_{10}p^2T^2 \quad (A.10)$$

$$A'_2 = b_1s + b_2s^2 + b_3s^3 + b_4sT + b_5sT^2 + b_6sT^3 + b_7s^2T + b_8s^3T + b_9sp + b_{10}sTp \quad (A.11)$$

La température 'T' est exprimée en (°C), la pression 'p' est exprimée en (MPa) et la salinité 's' est donnée en (g/kg).

Les coefficients ' a_i ' et ' b_i ' sont donnés comme suit :

$$\begin{aligned} a_1 &= 4.193 & a_4 &= 1.670.10^{-10} & a_7 &= -1.073.10^{-9} & a_{10} &= 2.306.10^{-9} & b_3 &= 6.815.10^{-8} \\ a_2 &= -2.273.10^{-4} & a_5 &= -3.978.10^{-3} & a_8 &= 1.913.10^{-5} & b_1 &= 5.020.10^{-3} & b_4 &= -2.605.10^{-5} \\ a_3 &= 2.369.10^{-6} & a_6 &= 3.229.10^{-5} & a_9 &= -4.176.10^{-7} & b_2 &= -9.961.10^{-6} & b_5 &= 4.585.10^{-8} \\ b_6 &= 7.642.10^{-10} & b_7 &= -3.649.10^{-8} & b_8 &= 2.496.10^{-10} & b_9 &= 1.186.10^{-6} & b_{10} &= 4.346.10^{-9} \end{aligned}$$

L'expression (A.9) est valide pour une marge de température comprise entre 0 et 374°C, une marge de pression entre 0.1 et 100MPa et une marge de salinité comprise entre 0 et 40g/kg. Le pourcentage d'erreur obtenue est inférieur à 4.62%

II.3.3 Conductivité thermique de l'eau de mer

La conductivité thermique est l'une des propriétés liquides les plus difficiles à mesurer, par conséquent, les données sur la conductivité thermique de l'eau de mer sont très limitées. Pour les solutions aqueuses contenant un électrolyte, tel que l'eau de mer, la conductivité thermique diminue généralement avec l'augmentation de la concentration des sels dissous. La corrélation (A.12) peut être utilisée pour estimer la conductivité thermique (en mW/m/K) de l'eau de mer [8].

$$\log_{10}(k) = \log_{10}(240 + 0.0002s) + 0.434 \left(2.3 - \frac{343.5 + 0.037s}{T + 273.15} \right) \left(1 - \frac{T + 273.15}{647 + 0.03s} \right)^{0.333} \quad (A.12)$$

Cette corrélation est valide pour une marge de température allant de 0 à 180°C et une marge de salinité de 0 à 160g/kg. Le pourcentage d'erreur obtenue est généralement moins que 5%.

II.3.4 Densité de l'eau de mer

En général, les corrélations développées pour estimer la densité de l'eau de mer peuvent être trouvées dans la littérature avec suffisamment de précision, cependant, les données disponibles sont limitées à des salinités et des températures plus élevées. L'une des plus récentes corrélations développées est exprimée par l'équation (A.13) [9] :

$$\rho = (a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 + a_6p + a_7pT^2 + a_8pT^3 + a_9pT^4 + a_{10}p^2 + a_{11}p^2T + a_{12}p^2T^2 + a_{13}p^2T^3 + a_{14}p^3 + a_{15}p^3T + a_{16}p^3T^2 + a_{17}p^3T^3 + a_{18}p^3T^4) - (b_1s + b_2sT + b_3sT^2 + b_4sT^3 + b_5sp + b_6sp^2) \quad (A.13)$$

Dans cette corrélation, les valeurs des coefficients a_i et b_i sont données comme suit :

$a_1 = 9.992 \cdot 10^{-2}$	$a_5 = -6.174 \cdot 10^{-8}$	$a_9 = 9.578 \cdot 10^{-10}$	$a_{13} = 4.045 \cdot 10^{-9}$	$a_{17} = 4.247 \cdot 10^{-11}$
$a_2 = 9.539 \cdot 10^{-2}$	$a_6 = 4.337 \cdot 10^{-1}$	$a_{10} = 1.763 \cdot 10^{-3}$	$a_{14} = -1.467 \cdot 10^{-5}$	$a_{18} = -3.959 \cdot 10^{-14}$
$a_3 = -2.581 \cdot 10^{-5}$	$a_7 = 2.549 \cdot 10^{-5}$	$a_{11} = -1.231 \cdot 10^{-4}$	$a_{15} = 8.839 \cdot 10^{-7}$	$b_1 = -7.999 \cdot 10^{-1}$
$a_4 = 3.131 \cdot 10^{-5}$	$a_8 = -2.899 \cdot 10^{-7}$	$a_{12} = 1.366 \cdot 10^{-6}$	$a_{16} = -1.102 \cdot 10^{-9}$	$b_2 = 2.409 \cdot 10^{-3}$
$b_3 = -2.581 \cdot 10^{-5}$	$b_4 = 6.856 \cdot 10^{-8}$	$b_5 = 6.298 \cdot 10^{-4}$	$b_6 = -9.363 \cdot 10^{-7}$	

Le domaine de validité de cette corrélation est défini pour une marge de température de 0 à 180°C, une marge de salinité de 0 à 80g/kg et une marge de pression de 0.1 à 100MPa. Le pourcentage d'erreur obtenue est inférieur ou égale à 2.5%.

II.3.5 Viscosité dynamique de l'eau de mer

L'une des corrélations disponibles ; qui correspondent le mieux aux mesures expérimentales de la viscosité dynamique de l'eau de mer ; est exprimée par l'équation (A.14) [10].

$$\mu_{sw} = \mu_w (1 + ACl^{\frac{1}{2}} + BCl) \quad (A.14)$$

Dans cette expression, les coefficients A et B sont deux paramètres dépendants de la température de l'eau de mer, ils sont donnés respectivement par l'équation (A.15) et (A.16) :

$$A = 5.185 \cdot 10^{-5}T + 1.0675 \cdot 10^{-4} \quad (A.15)$$

$$B = 3.300 \cdot 10^{-5}T + 2.591 \cdot 10^{-3} \quad (A.16)$$

Cl est la chlorinité volumique qui est liée à la masse volumique et la salinité de l'eau de mer selon l'équation suivante :

$$Cl = \rho_{sw}S/1806.55 \quad (A.17)$$

μ_w est la viscosité de l'eau pure, cette propriété est estimée en utilisant l'équation (A.18) [11].

$$\log_{10}(\mu_w/\mu_{20}) = (1.1709(20 - T) - 0.001827(T - 20)^2)/(T + 89.93) \quad (A.18)$$

L'équation (A.14) est valide pour une marge de température entre 5 et 25°C et une salinité entre 0 à 40g/kg. La précision de l'équation (A.14) est supposée être égale à $\pm 0,5\%$. Pour les eaux avec une marge de température et de salinité supérieure, la corrélation (A.19) peut être appliquée [12].

$$\mu_{sw} = \mu_w (1 + A's + B's^2) \quad (A.19)$$

Dans l'équation (A.19), les deux paramètres A' et B' sont deux variables dépendantes de la température, elles sont estimées en utilisant les deux corrélations suivantes :

$$A' = 1.474 \cdot 10^{-3} + 1.5 \cdot 10^{-5}T - 3.927 \cdot 10^{-8}T^2 \quad (A.20)$$

$$B' = 1.073 \cdot 10^{-5} - 8.5 \cdot 10^{-8}T + 2.230 \cdot 10^{-10}T^2 \quad (A.21)$$

Cette équation est valide pour des températures allant de 10 à 180°C et une salinité comprise entre 0 et 150g/kg, et le pourcentage d'erreur est égale à $\pm 1\%$.

Dans toutes ces corrélations la viscosité dynamique est exprimée en (kg/m/s)

II.3.6 Tension de surface de l'eau de mer

La tension de surface est une propriété des liquides qui résulte de forces de cohésion moléculaires déséquilibrées sur ou à proximité de la surface du liquide. La tendance générale de la tension de surface du liquide est qu'elle diminue avec l'augmentation de la température, atteignant une valeur de zéro à la température du point critique. Les solutés peuvent avoir différents effets sur la tension superficielle en fonction de leur structure. Les sels inorganiques, qui sont de même type que les sels dans l'eau de mer, augmentent la tension de surface de la solution. La contamination organique dans l'eau de mer peut également avoir un effet considérable sur la tension de surface, en particulier lorsque des agents tensioactifs sont impliqués. Dans la littérature, les mesures ainsi que les

corrélations développées pour estimer la surface de tension de l'eau de mer et des eaux salines sont trop limitées et n'incluent qu'une plage limitée de température et de salinité. Le rapport entre la tension de surface d'une saline σ_{sw} et l'eau pure σ_w peut être estimé en fonction de la température et la salinité en utilisant la corrélation développée dans la référence [13].

$$\sigma_{sw}/\sigma_w = 1 + (0.000226T + 0.00946)\ln(1 + 0.0331s) \quad (A.22)$$

σ_w est estimée pour des températures allons de 0.01 à 370°C avec une marge d'erreur égale à $\pm 0.08\%$ en utilisant la corrélation (A.23) exprimée comme suit:

$$\sigma_w = 0.2358 \left(1 - \frac{T+273.15}{647.096}\right)^{1.256} \left(1 - 0.625 \left(1 - \frac{T+273.15}{647.096}\right)\right) \quad (A.23)$$

Plage de validité de la corrélation (A.22) est comprise entre 0 et 40°C pour la température et entre 0 et 40g/kg pour la salinité. La marge d'erreur est égale à $\pm 0.18\%$.

II.4 Conclusion

Ce chapitre présente un aperçu bibliographique sur les propriétés chimique de l'eau de mer ainsi que les plus récentes corrélations publiées dans la littérature pour estimer et évaluer ses principales propriétés thermiques et physiques. Dans le cas de l'eau de mer et des eaux salines, les propriétés physiques et thermiques dépendent à la fois de la température, pression et aussi de sa composition chimique.

Cette dernière propriété semble être compliquée à déterminer, mais, grâce à la similarité de la composition chimique de l'eau de mer en termes de sels dissouts, le contenu total en sels, nommé salinité, est utilisée comme une troisième propriété qui représente la composition chimique de l'eau de mer. Les différentes expressions et formes de mesure de la salinité ont été fournies dans ce chapitre. Ainsi, les corrélations permettant d'estimer les propriétés physique et thermique de l'eau de mer présentées dans ce chapitre sont exprimées en fonction de la température, pression et salinité. C'est ces corrélations que nous utiliserons dans les parties suivantes de cette thèse.

Référence:

- [1] Frank J. Millero, Rainer Feistel, Daniel G. Wright, Trevor J. McDougall, *The composition of Standard Seawater and the definition of the Reference-Composition Salinity Scale*, *Deep-Sea Research I* 55 (2008) 50–72.
- [2] COPIN-MONTÉGUT Gérard. *Propriétés physiques de l'eau de mer. Techniques de l'Ingénieur*. (2002) (K 170) 1-20.
- [3] Wieser, M.E., 2006. *Atomic weights of the elements 2005 (IUPAC Technical Report)*, *Pure and Applied Chemistry* 78, 2051–2066. /<http://www.iupac.org/publications/pac/2006/7811/7811x2051.html>.
- [4] Unesco, 1981a. *The Practical Salinity Scale 1978 and the International Equation of State of Seawater 1980*. *Unesco Technical Papers in Marine Science* 36.
- [5] Heurteaux P. (1988). *Mesure de la salinité des eaux naturelles en hydrologie et en hydrobiologie. Essai pour une standardisation de l'expression des résultats*. *Ecologia Mediterranea XIV* (3/4).
- [6] B. M. Fabuss, and A. Korosi, *Boiling Point Elevations of Sea Water and Its Concentrates*, *Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 11, No. 4, October 1966.
- [7] H. Sun, R. Feistel, M. Koch and A. Markoe, *New equations for density, entropy, heat capacity, and potential temperature of a saline thermal fluid*, *Deep-Sea Research, I* 55 (2008) 1304–1310.
- [8] D. Caldwell, *Thermal conductivity of sea water*, *Deep Sea Research and Oceanographic Abstracts*, 21(2) (1974) 131–137.
- [9] H. Sun, R. Feistel, M. Koch and A. Markoe, *New equations for density, entropy, heat capacity, and potential temperature of a saline thermal fluid*, *Deep-Sea Research, I* 55 (2008) 1304–1310.
- [10] F.J. Millero, *The Sea*, Vol. 5, 3–80, John Wiley, New York, 1974.
- [11] L. Korson, W. Drost-Hansen and F.J. Millero, *Viscosity of water at various temperatures*, *J. Phys. Chem.*, 73(1) (1969) 34–39.
- [12] J.D. Isdale, C.M. Spence and J.S. Tudhope, *Physical properties of sea water solutions: viscosity*, *Desalination*, 10(4) (1972) 319–328.
- [13] International Association for the Properties of Water and Steam, *Release on the IAPWS Surface Tension of Ordinary Water Substance*, 1994.

Chapitre III: Les différents procédés de dessalement d'eau de mer et couplage avec des technologies d'énergie renouvelable

III.1 Introduction

L'eau de mer et les eaux saumâtres représentent une richesse quasiment inépuisable en eau, mais seulement et seulement si on peut les dessaler. De nos jours, la recherche dans le domaine du dessalement de l'eau s'avère donc crucial du fait du manque d'eau croissant dans les régions où les ressources en eau douce sont trop faibles par rapport à la demande de la population et du secteur agricole. En effet, le Maroc comme cas particulier, est situé dans la zone aride et semi-aride dont les ressources naturelle en eau douce sont trop limitées et mal distribuées. Selon, l'institut mondial des ressources (WRI), le Maroc atteindra un niveau de stress hydrique extrêmement élevé d'ici 2040. De ce fait, l'utilisation des techniques de dessalement des eaux salées est capitale. Les chercheurs dans le monde entiers ont développés plusieurs technique pour extraire l'eau douce à partir des eaux salées, ces techniques peuvent être classés en deux grandes catégories : les techniques de dessalement par séparation membranaires et les technique de séparation par changement de phase. Généralement, ces procédés de dessalement comportent quatre étapes principales :

- Une prise d'eau de mer ou saumâtre avec un système de pompage et un système de filtration grossière.
- Un prétraitement physico-chimique qui se base sur une filtration plus fine et l'ajout des additifs chimiques comme des biocides et de produits anti-tarte. Cette étape dépend du type du procédé de dessalement et de la qualité et la nature de l'eau salée.
- Le procédé de dessalement par séparation membranaire ou par changement de phase (selon le type du procédé).
- le post-traitement qui est utilisé pour rendre l'eau produite plus appropriée selon son utilisation finale à travers des opérations de reminéralisation et désinfection. A la fin de cette étape, l'eau produite est stockée ou distribuée directement pour être consommée.

L'exploitation des eaux salines (eaux de mer ou saumâtres) peut s'effectuer en associant les procédés de dessalement aux technologies d'énergie renouvelables (éolienne ou/et solaire). Les

expériences à travers le monde entier ont démontré que cette solution peut constituer un moyen très fiable au niveau technique, économique et environnemental pour produire l'eau douce à partir des eaux salines. Il faut signaler cependant que, l'utilisation de la combinaison des procédés de dessalement avec les technologies d'énergie renouvelable reste encore limitée du fait que la fiabilité de cette combinaison n'est pas toujours assurée et nécessite des niveaux supérieurs de maîtrise et de technicité.

Ce chapitre présente les principaux procédés de dessalement des eaux salées et discute leurs principes physiques, thermodynamiques, leurs avantages et inconvénients et les principales possibilités de combinaison entre les procédés de dessalement et les technologies d'énergie renouvelables.

III.2 Les procédés de séparation membranaire

III.2.1 L'osmose inverse

L'osmose inverse est un procédé de séparation, sous l'effet d'un gradient de pression, d'un solvant liquide et un soluté par perméation à travers une membrane semi-sélective. L'osmose est le transfert naturel d'un solvant (eau par exemple) à travers une membrane semi-sélective sous l'effet d'un gradient de concentration d'un soluté [1].

Si on considère deux compartiments séparés par une membrane semi-sélective et chaque compartiment contiennent une solution de concentration donnée, l'osmose est définie comme étant le flux d'eau circulant à travers la membrane de la solution diluée vers la solution concentrée. Si la solution diluée est l'eau pure et si on applique une pression sur la solution concentrée, le flux transféré va diminuer. Avec une pression suffisamment élevée, le flux va même s'annuler: cette pression est appelée la pression osmotique π . Si la valeur de la pression appliquée dépasse la pression osmotique, le flux d'eau sera dirigé en sens inverse du flux osmotique, d'où la nomination Osmose Inverse (Reverse Osmosis) [2].

La pression osmotique dépend de la température de la solution et la somme des concentrations des différents éléments dissouts dans la solution, ainsi, elle exprimée par la relation suivante [3]:

$$\pi = RT \sum_{\text{soluté}} C_i \quad (\text{A.24})$$

R (en J/mol/K) est la constante des gaz parfaits, T (en Kelvin) est la température de la solution et C_i (mol/m³) est la concentration de l'élément 'i' dissout dans la solution. Dans l'équation (A.24), la pression π est exprimée en (Pa).

Le transfert de solvant et de soluté à travers la membrane se font par solubilisation et diffusion, en effet, toutes les espèces moléculaires contenues dans la solution se dissolvent et diffuse à l'intérieur et à travers la membrane comme dans les liquides sous l'effet du gradient de concentration et de pression [4]. Ainsi, le transfert de matière à travers les membranes d'osmose inverse ne dépend donc plus de la dimension des particules mais de leur solubilité dans le milieu membranaire. De ce fait, La séparation par osmose inverse dépend au pouvoir solvant de la membrane.

Dans les applications industrielles, les polymères avec une grande variété sont utilisés pour la fabrication des membranes qui sont généralement constitués de dérivées de cellulose [5].

La stabilité chimique des membranes cellulosiques est réduite. Ainsi, les pH opératoires doivent rester dans une gamme allant de 4 à 6.5 et la température doit rester inférieure à 40°C pour éviter l'hydrolyse du matériau. Il y a quatre types de modules, utilisés dans les applications industrielles, qui supportent les membranes semi-perméables d'Osmose inverse [6]:

- Les modules tubulaires : Ce type de module contient plusieurs tubes montés en série ou en parallèle. L'eau salée s'écoule à l'intérieur des tubes et le perméat est récupéré à l'extérieur des tubes, ainsi, ces tubes constituent des canaux d'écoulement tangentiel (voire Figure A.1).
- Modules à fibres creuses : ces fibres sont assemblées en parallèle suivant deux configurations : 1- l'eau à traiter circule à l'intérieur des fibres et le perméat est récupéré à l'extérieur des fibres, cette configuration est similaire au fonctionnement des modules tubulaire. 2- l'eau à traiter circule à l'extérieur des fibres et le perméat est récupéré à l'intérieur des fibres.
- Les modules plans : Ce type de membranes sont empilées sous forme de feuilles multiples séparées par des cadres intermédiaires qui assurent la circulation des fluides.

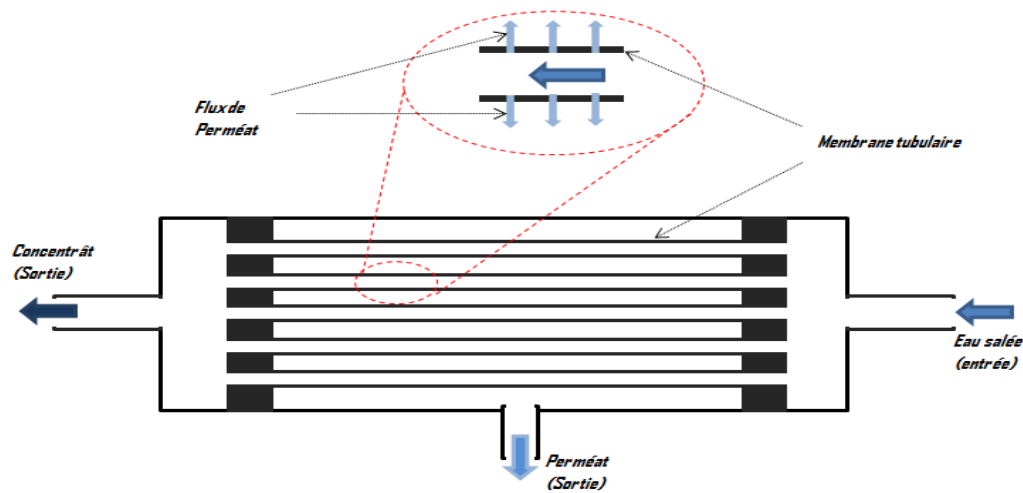


Figure III.1. Schéma simplifié d'un module tubulaire

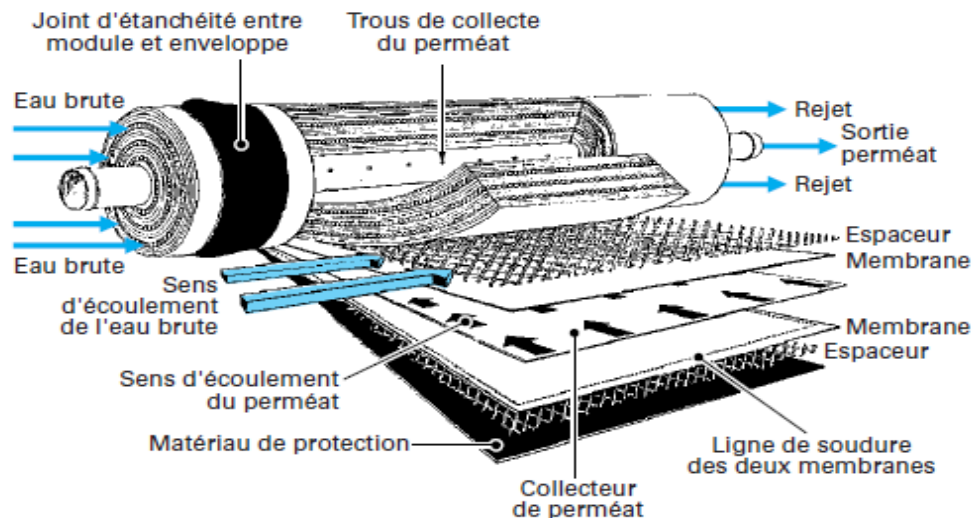


Figure III.2. Schéma simplifié d'un module spiral [7]

- Modules spirales : Ce type de modules est constitué d'une membrane plane enroulée sur elle-même autour d'un tube poreux qui recueille le filtrat. On obtient ainsi un cylindre à couches multiples où le perméat s'écoule selon un chemin spiralé vers le tube poreux tandis que l'alimentation circule axialement dans les canaux (voire figure A.2).

Le flux massique (en kg/s) du perméat M_p et soluté M_s traversant la membrane sont liés aux perméabilités de la membrane au solvant K_w et au soluté K_s respectivement, Ainsi [8] :

$$M_p = (\Delta P - \Delta \pi) K_w A \quad (\text{A.25})$$

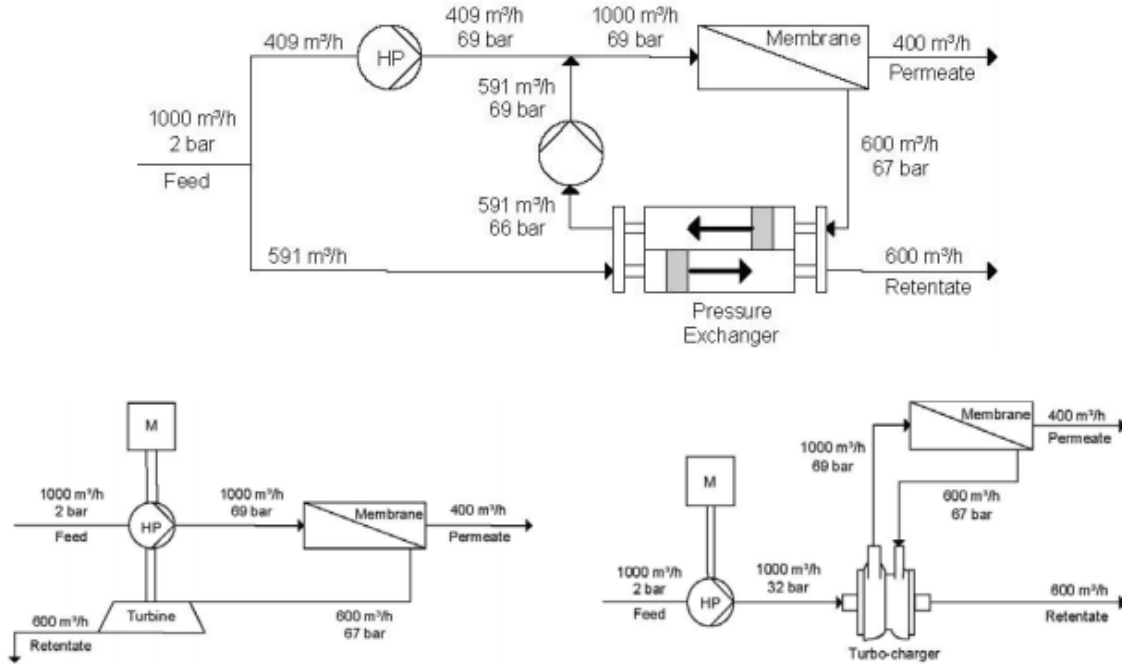


Figure III.3. Différents systèmes de récupération d'énergie dans les stations d'OI [9]

$$M_s = (\bar{c} - c_p)K_s A \quad (A.26)$$

Avec, A est la surface de la membrane (en m²), ΔP est la différence moyenne de pression de part et d'autre de la membrane (en kPa), Δπ est la différence moyenne de pression osmotique de part et d'autre de la membrane (en kPa), $\bar{c}$ est la concentration moyenne en soluté de l'alimentation (en kg/kg) et c_p est la concentration de perméat en soluté (en kg/kg). Généralement, l'unité d'osmose inverse comporte une pompe à haute pression (de 40 à 80 bars) et un système de récupération d'énergie (ou de récupération de pression) comme le montre la figure A.3.

Principaux avantages:

- ✓ Faible consommation d'énergie et faible cout d'investissement par rapport aux procédés thermiques.
- ✓ Taux de récupération d'eau douce élevé.
- ✓ Mise en fonctionnement permanent et arrêt rapides.
- ✓ Possibilité de récupération d'énergie.

Principaux Inconvénients :

- ✓ Nécessité d'utiliser un prétraitement avancé de l'eau saline d'alimentation.
- ✓ Non convenable aux eaux salines avec des taux une salinité élevée.
- ✓ Encrassement et contamination des membranes.
- ✓ Durée de vie réduite des membranes.

III.2.2 L'électrolyse

Le procédé de dessalement par électrolyse est une technique liée au transfert des anions et cations à travers une membrane sélective qui leur est perméable, sous l'effet d'un champ électrique imposé [10]. Au niveau de ce procédé, les ions du sel dissous dans l'eau sont principalement des cations de sodium Na^+ et anions de chlorure Cl^- qui peuvent se déplacer sous l'action d'un champ électrique créé

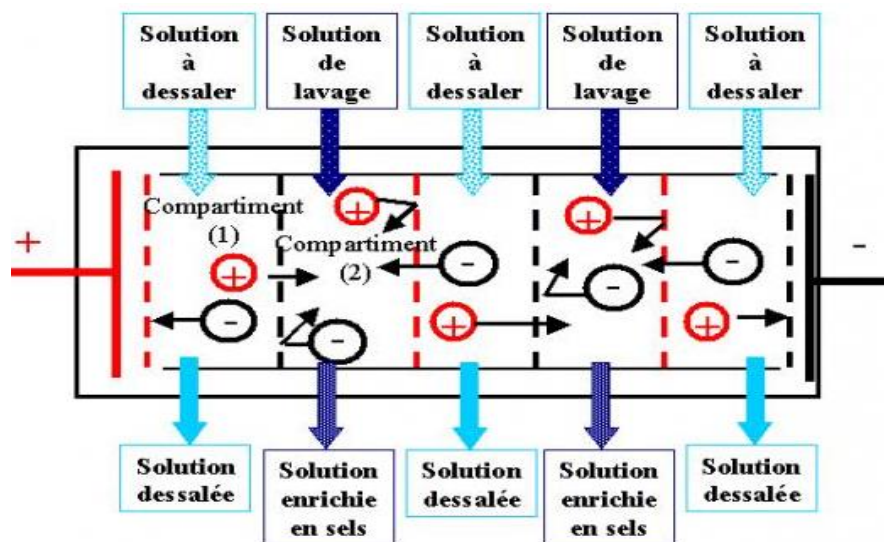


Figure III.4. Schéma simplifié d'une cellule d'électrolyseur [13]

par deux électrodes submergées dans la solution à dessaler. Les cations (ions de charge positive) sont attirés par la cathode tandis que les anions (ions négatives) sont attirés par l'anode. La cellule d'électrolyse est aussi contient des membranes filtrantes intercalés alternativement qui sont soit imperméables aux anions et perméables aux cations, soit imperméables aux cations et perméables aux anions. On obtient ainsi une série de compartiments à forte concentration de sels et d'autres à faible concentration ou eau douce [11].

L'électrolyse n'est pas adaptée pour le traitement des eaux de salinité supérieure à 3 g/kg. Au cours des trois dernières décennies, l'électrolyse a été utilisée commercialement pour le dessalement de l'eau saumâtre, en particulier pour les procédés à petite et moyenne échelle [12]. Afin d'éviter l'encrassement, l'électrolyse utilise des inverseurs qui inversent la polarité du champ électrique environ toutes les 20 min. Ce processus est appelé inversion d'électrolyse.

Principaux avantages:

- ✓ Taux d'extraction d'eau douce élevé.
- ✓ Faible consommation d'énergie et faible cout d'investissement par rapport aux procédés thermiques.
- ✓ Effet de la turbidité et substances solubles est moindre en comparaison avec l'osmose inverse.
- ✓ Durée de vie des membranes est supérieure à celle de l'osmose inverse.
- ✓ Mise en fonctionnement permanent et arrêt rapide.

Principaux Inconvénients :

- ✓ Non adaptée aux eaux d'alimentation avec une salinité élevée.
- ✓ Le rejet de sel est plus faible que dans le cas d'osmose inverse.

III.2.3 La distillation membranaire

La distillation membranaire, comme son nom l'indique, il s'agit d'un procédé qui combine à la fois le procédé de distillation et le procédé membranaire. En effet, la distillation membranaire est un procédé dans lequel une membrane microporeuse et hydrophobe sépare un courant d'eau salée chaude et une eau douce froide. La nature hydrophobe de la membrane empêche le passage de l'eau liquide à travers les pores tout en permettant le passage de la vapeur d'eau comme illustré dans la figure A.5 [14]. La différence de température entre les deux flux produit un gradient de pression de vapeur qui fait passer la vapeur d'eau à travers la membrane et se condense sur la surface la plus froide. Le distillat produit est de très haute pureté qui, contrairement à la distillation conventionnelle, ne souffre pas de l'entraînement des sels. La distillation membranaire peut être réalisée selon différents modes selon la manière de collecte de perméat, le mécanisme de transfert de masse à travers la membrane, et le type de mécanisme produisant la force motrice [15].

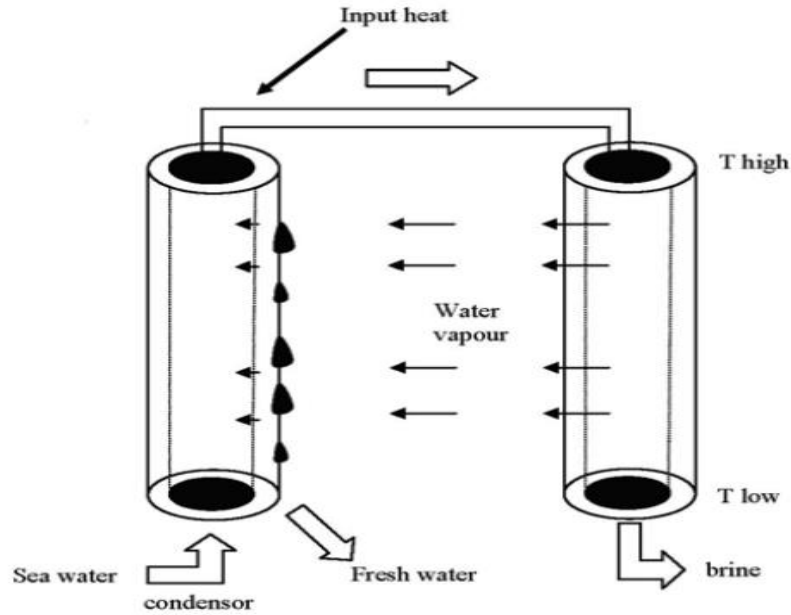


Figure III.5. Schéma simplifié d'un procédé de distillation membranaire

Principaux avantages:

- ✓ Possibilité de fonctionnement à basse température.
- ✓ Effet d'encrassement est moindre par rapport à l'osmose inverse.
- ✓ Nécessité de prétraitement est faible par rapport à l'osmose inverse.
- ✓ Bonne qualité de l'eau produite.
- ✓ Les membranes utilisées sont plus résistantes à l'oxydation par rapport à celle de l'osmose inverse.

Principaux Inconvénients :

- ✓ Technologie non mature, les informations concernant l'application de la technologie à grande échelle sont limitées.
- ✓ Membranes utilisées non optimisées.
- ✓ Cout élevé par rapport à l'osmose inverse et l'électrolyse.

III.3 Les procédé utilisant le changement de phase

III.3.1 L'évaporation à effets multiple

L'évaporation à effets multiples (Multi Effect Evaporation (MEE)), est un procédé qui se base sur l'utilisation multiple du phénomène d'évaporation-condensation pour extraire l'eau douce à

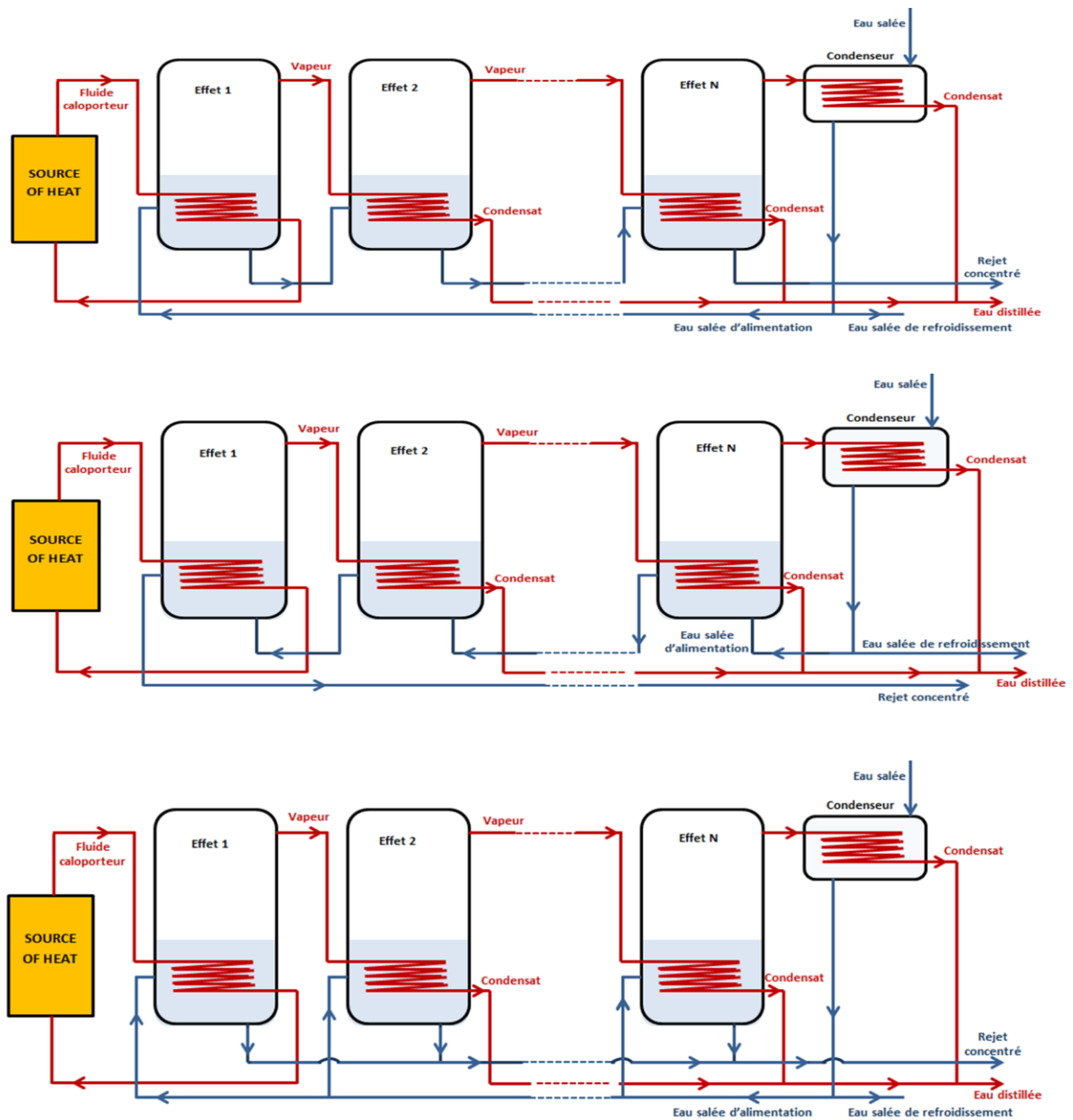


Figure III.6. Différentes configuration procédés de dessalement par évaporation à effet multiple

partir de l'eau salée. En effet, l'unité d'évaporation à effet multiple se compose d'une série d'évaporateurs, l'énergie thermique est fourni seulement au niveau du premier évaporateur, puis la vapeur formée est utilisée comme fluide caloporteur dans le second évaporateur où elle se condense et libère sa chaleur latente de condensation. Cette chaleur sert alors à faire bouillir l'eau

salée alimentée dans le second évaporateur où règne une pression plus basse que dans le premier. Ainsi, une nouvelle vapeur est formée dans le deuxième évaporateur puis la même opération est répétée pour le troisième, quatrième jusqu'au dernier évaporateur [16]. Chaque évaporateur est nommé effet. La vapeur produite au niveau du dernier effet est condensée dans un condenseur final qui sert, en même temps, à préchauffer l'eau de mer d'alimentation. La multiplication du nombre d'effets permet donc de réutiliser presque la même quantité d'énergie thermique plusieurs fois ce qui conduit à une réduction énorme de la quantité d'énergie externe à fournir mais aussi conduit à une augmentation de la taille de l'unité et de son coût d'investissement [17]. Le montage des effets peut se faire principalement selon trois types de configuration : configuration d'alimentation en parallèle, configuration en série et configuration en contre-courant comme présenté dans la figure A.6 [18]. Dans le procédé d'évaporation à effet multiple, l'évaporation de l'eau de mer est effectuée à des basses températures pour réduire les problèmes d'entartrage au niveau des surfaces d'échange thermique. Généralement, la température du premier effet (la plus haute température) est comprise entre 70 et 80°C [19].

Principaux avantages:

- ✓ Technologie mature et maîtrisée.
- ✓ Possibilité d'utiliser des faibles écarts de température grâce au développement de la technologie d'évaporation. Ce qui permet d'augmenter le nombre d'effet et réduire la consommation d'énergie.
- ✓ Fonctionnement à faible température ($\approx 70^\circ\text{C}$).
- ✓ Faible prétraitement par rapport aux procédés d'osmose inverse.
- ✓ Bonne qualité de l'eau produite.

Principaux Inconvénients :

- ✓ Consommation d'énergie thermique élevée.
- ✓ Faible taux d'extraction d'eau à partir de l'eau salée.
- ✓ Cout de production d'eau douce élevé pour les petites installations.
- ✓ Nécessité de reminéralisation d'eau produite.

III.3.2 L'évaporation à compression de vapeur

Le procédé de dessalement par évaporation à compression de vapeur se base sur le principe de la surchauffe et l'augmentation de la température de saturation lorsqu'on comprime la vapeur [20]. Ainsi, ce procédé a pour principe de récupérer la chaleur de condensation avec un apport d'énergie sous forme de

compression mécanique ou thermique. Dans le cas de la compression mécanique avec un seul évaporateur, un compresseur aspire la vapeur produite dans l'évaporateur, puis cette vapeur est utilisée comme fluide caloporteur dans l'évaporateur lui-même. Ce procédé est souvent combiné avec le procédé d'évaporation à effet multiple, dans ce cas la vapeur du dernier effet est comprimée pour être utilisée comme fluide caloporteur dans le premier effet comme illustré dans la figure A-7 [21].

Principaux avantages:

- ✓ Technologie mature et maîtrisée.
- ✓ Possibilité d'être combinée avec le procédé à effet multiple.
- ✓ Taux d'extraction d'eau douce élevée par rapport aux procédés d'évaporation à effets multiple et détente à étages multiple.

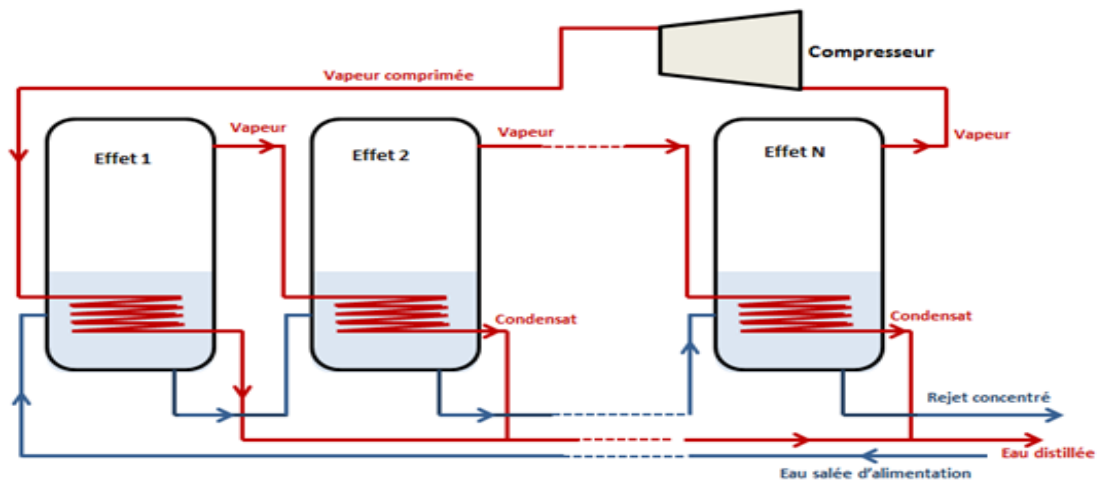


Figure III.7. Procédé d'évaporation à effets multiple couplé avec la compression de vapeur

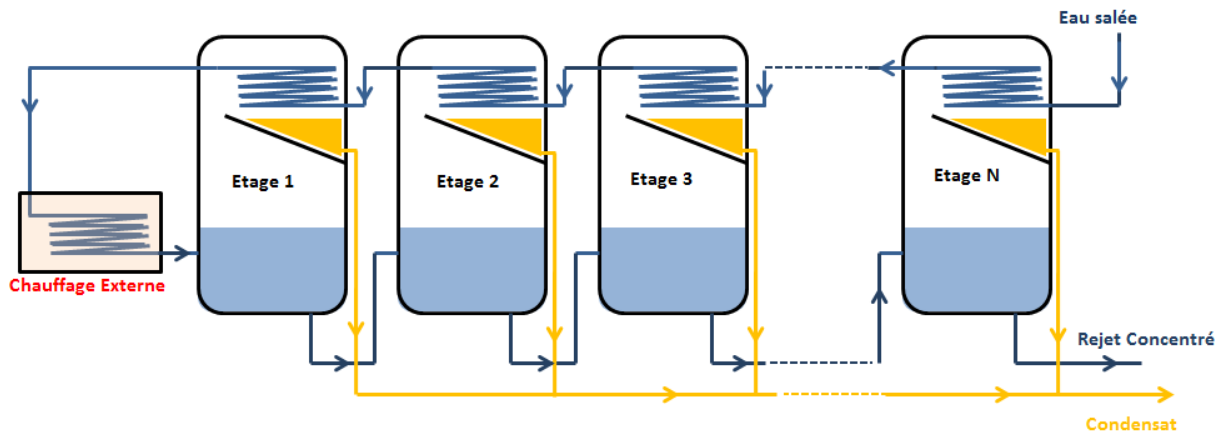


Figure III.8. Procédé d'évaporation par détente à étages multiple

- ✓ Faible traitement chimique.
- ✓ Bonne qualité d'eau produite.

Principaux Inconvénients :

- ✓ Consommation d'énergie électrique élevée par rapport à l'osmose inverse.
- ✓ Cout élevé par rapport à l'osmose inverse.
- ✓ Risque d'encrassement élevé.
- ✓ Nécessite une maintenance fréquente du compresseur.

III.3.3 La détente à étages multiple

Dans le procédé de dessalement par détente flash à étage multiple (multi stage flash MSF), l'eau à dessaler est chauffée sous pression à une température élevée (de l'ordre de 120°C). Elle est ensuite introduite dans une enceinte sous pression réduite ce qui conduit à l'évaporation d'une partie de l'eau à dessaler, ce phénomène de vaporisation instantanée par détente est appelé flash [22]. La vapeur générée va se condenser sur la surface extérieure des tubes condenseurs placés dans la partie supérieure de l'enceinte. L'eau à dessaler circule à l'intérieur des tubes condenseur avant de la chauffer sous pression. L'eau condensée est récupérée dans des réceptacles disposés en dessous des tubes de condensation. Pendant la détente flash, la chaleur nécessaire pour l'évaporation est fournie en convertissant l'énergie sensible de l'eau salée en énergie latente d'évaporation. Ainsi, la quantité d'eau salée non évaporée se met en équilibre avec la pression de vapeur de l'enceinte [23]. Le même cycle est répété en introduisant cette eau dans des étages successifs où règne des pressions plus faibles d'un étage vers l'autre.

Principaux avantages:

- ✓ Technologie mature, maîtrisée et largement utilisée dans le monde entier.
- ✓ Faible taux de prétraitement d'alimentation.
- ✓ Bonne qualité d'eau produite.

Principaux Inconvénients :

- ✓ Consommation d'énergie thermique élevée.
- ✓ Faible taux d'extraction d'eau douce.
- ✓ Nécessite une reminéralisation de l'eau produite.
- ✓ Coût élevé dans le cas des petites capacités de production.
- ✓ Difficile à contrôler les pressions pour avoir un fonctionnement stable.

III.3.4 Humidification-Déshumidification

Ce procédé se base sur l'accélération du cycle naturel de l'eau dans la nature. Initialement, dans ce procédé, l'air est devenu saturé en humidité par contact avec de l'eau salée chaude pulvérisée dans un humidificateur, puis l'air chaud et humide obtenu est refroidi afin de condenser l'humidité qu'il contient. Pendant le fonctionnement permanent de ce procédé, l'eau d'alimentation (eau salée) est initialement préchauffée par récupération de la chaleur latente de la vapeur contenue dans l'air humide, puis le chauffage de l'alimentation est complété dans un échangeur de chaleur à partir de n'importe quelle source externe de chaleur (énergie fossile ou renouvelable) [24]. L'un des avantages majeurs de ce procédé est que ces conditions de fonctionnement (Pression atmosphérique et température) permettent d'utiliser des matériaux peu coûteux pour sa construction [25]. Aussi, il est à noter que ce type de procédé est bien adapté aux unités à petites capacités de production d'eau douce, en effet, sa capacité maximale ne doit pas dépasser des cinquantaines de mètres cubes par jour [26].

Principaux avantages:

- ✓ Possibilité d'utilisation des sources d'énergie à faible température.
- ✓ Simplicité de sa conception et sa construction.

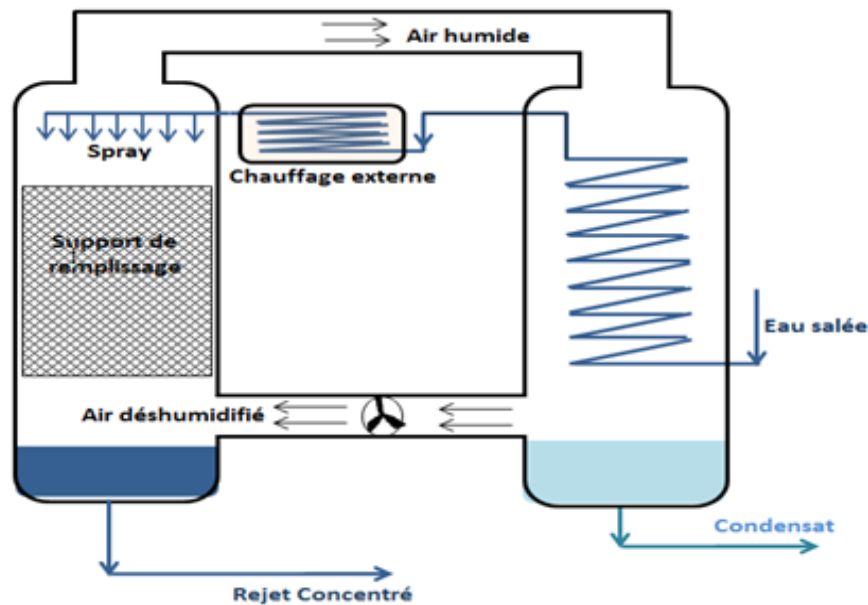


Figure III.9. Différentes configuration procédés de dessalement par évaporation à effet multiple

Principaux Inconvénients :

- ✓ N'est pas applicable à des capacités de production élevées.
- ✓ Faible rendement.

III.3.5 La congélation

Dans ce procédé, l'alimentation est refroidie en continu jusqu'à ce que la température eutectique soit atteinte ce qui génère ensuite des cristaux de glace et de sel [27]. En effet, au point eutectique, la glace et le sel se cristallisent simultanément. Cette technique présente les avantages suivants: faible besoin en énergie et possibilité théorique de conversion complète de l'alimentation en eau douce et en solutés solidifiés [28]. Ce procédé peut être classifié selon deux types : Congélation directe et indirect [29]. Le principe de la congélation directe repose sur la formation de cristaux de glace par contact direct entre un réfrigérant et l'eau salée dont le réfrigérant subit une évaporation par détente flash à l'intérieur d'un réservoir contenant l'eau salée, ainsi, l'évaporation du réfrigérant cause une diminution de la température de l'eau salée puis provoque sa congélation.

Dans le cas de la congélation indirecte, l'eau salée est refroidie puis congelée par contact avec une surface d'échangeur de chaleur froide.

Dans les deux types de congélation, la salinité de l'eau glacée est très faible par rapport à celle de l'eau salée. Malheureusement, des petites poches d'eau salée sont souvent emprisonnées dans la glace et contaminent l'eau douce produite [30]. L'avantage majeur de ce type de procédé est que l'enthalpie de solidification de l'eau est très inférieure à celle de l'évaporation.

Principaux avantages:

- ✓ Possibilité d'utilisation des sources d'énergie à faible température.
- ✓ Simplicité de sa conception et sa construction.

Principaux Inconvénients :

- ✓ N'est pas applicable à des capacités de production élevées.
- ✓ Faible rendement.

III.4 Couplage des procédés de dessalement et des technologies d'énergie renouvelable

Malgré le développement accéléré et les améliorations énormes dédiées aux diverses technologies de dessalement, leur utilisation reste encore limitée. Cette limitation est principalement liée aux besoins énergétiques élevés des technologies de dessalement, surtout que

les sources d'énergies conventionnelles ou fossiles deviennent de plus en plus chères et aussi leur utilisation engendre plusieurs risques écologiques et environnementaux (pollution d'air, réchauffement climatique...etc.). Pour cette raison, le couplage des technologies d'énergie renouvelable et les procédés de dessalement est considéré comme l'un des moyens les plus prometteurs pour produire l'eau douce à partir des eaux salines tout en évitant les problèmes liés au dessalement par utilisation des énergies fossiles [31].

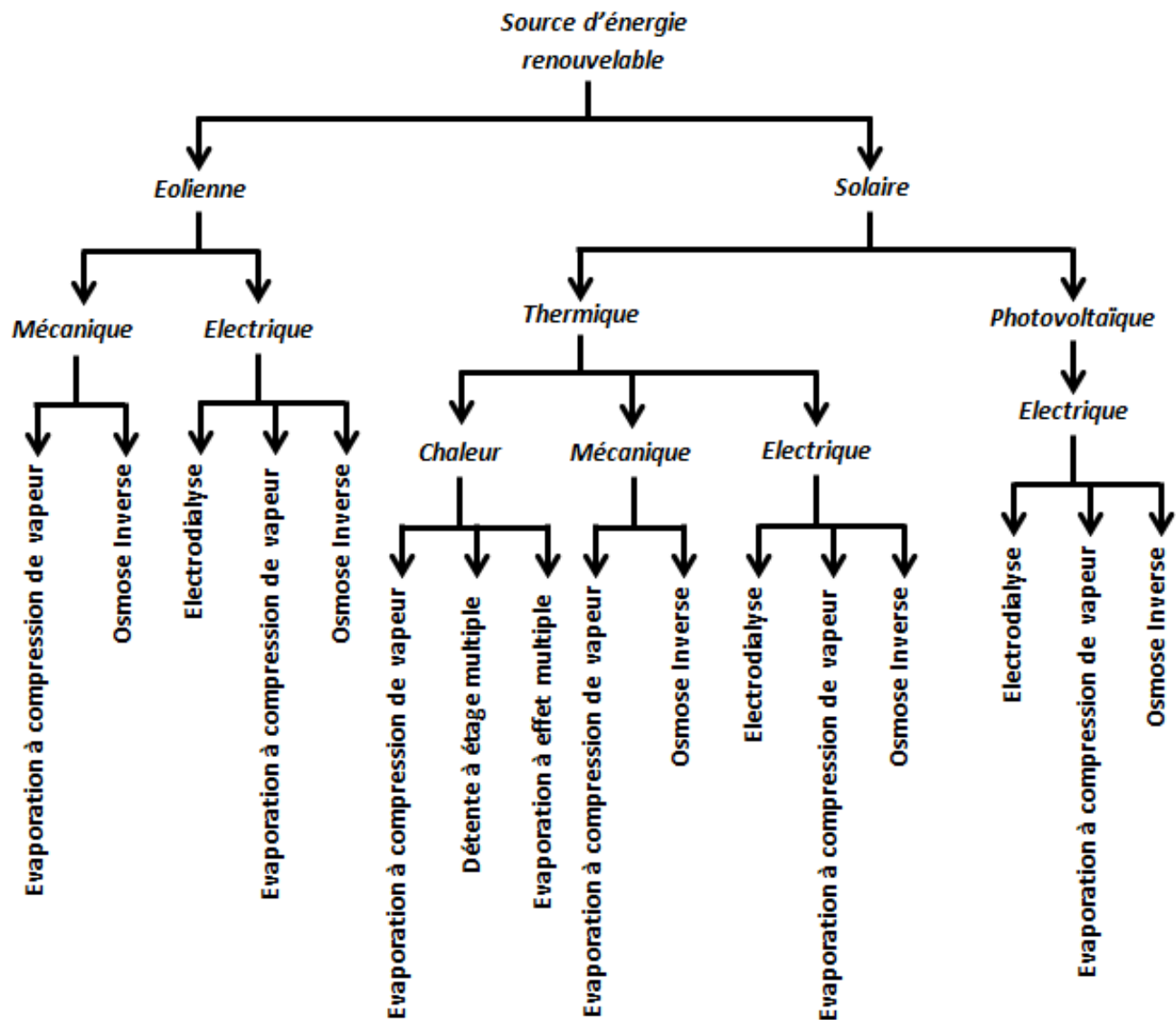


Figure III.10. Différentes combinaisons entre les technologies d'énergie renouvelable et procédés de dessalement

Les énergies renouvelables sont généralement des sources d'énergie générée naturellement et en permanence par des phénomènes physiques (mouvement du vent, marées, rayonnement solaire, énergie géothermique... etc.), l'exploitation de ces types d'énergie est beaucoup moins polluante que l'utilisation des énergies fossiles et aussi elle est devenue de plus en plus compétitive grâce à la recherche et développement technologique. Les technologies d'énergie solaire photovoltaïque, d'énergie thermique et d'énergie éolienne sont les principales technologies renouvelables les plus utilisées dans le dessalement des eaux salines. Cette partie de ce chapitre présente les différents types de couplage entre les technologies d'énergie renouvelables et procédés de dessalement, leurs avantages, inconvénients et autres caractéristiques techniques et économiques.

III.4.1 Couplage des procédés de dessalement membranaire et des technologies d'énergie renouvelable

Généralement, les procédés de dessalement membranaires consomment l'énergie électrique ou mécanique, comme le montre la figure A-10. De ce fait, ce type de procédé est souvent couplé avec les technologies renouvelables produisant l'électricité ou un travail mécanique, comme : la technologie éolienne, la technologie photovoltaïque, et technologie de production d'électricité par concentration d'énergie solaire combinée aux machines thermiques (turbines à vapeur ou turbine à gaz). La sélection de la technologie de l'énergie renouvelable la mieux adaptée et la plus convenable à être combinée avec les procédés de dessalement membranaires, dépend de plusieurs facteurs techniques, économiques et géographiques tels que la taille de l'unité de dessalement, potentiel et disponibilité de la source d'énergie naturelle et coût de matériel et de construction. Dans le cas de l'osmose inverse, l'énergie solaire peut être utilisée comme source motrice pour alimenter les pompes (pompes haute pression, pompes de circulation, pompes doseuse... etc.) à travers l'utilisation des panneaux solaire photovoltaïque produisant l'électricité, ou des collecteurs d'énergie solaire produisant l'énergie thermique par concentration des rayonnements solaire, qui par la suite peut être transformée sous forme de travail mécanique ou électrique. L'énergie éolienne peut également être utilisée comme source d'énergie principale à travers l'utilisation des turbines éolienne, produisant un travail mécanique ou électrique. Le tableau A-2 résume les principales spécifications disponibles dans la littérature de quelques unités existantes de dessalement membranaire utilisant l'énergie renouvelable. Ce tableau montre qu'il y a une grande dispersion entre ces données. En effet, dans le cas d'osmose inverse, l'énergie spécifique consommée varie entre 1.3 et 15 kWh/m³ pour l'eau saumâtre et entre 2.6 et 5.2 kWh/m³ pour l'eau de mer. Aussi, le

coût spécifique de la production d'eau douce change dans une marge allons de 10 à 25 US\$/m³ pour l'eau saumâtre et de 3 à 11 US\$/m³ pour l'eau de mer. Les variations des valeurs au niveau de l'énergie spécifique consommée dépendent principalement aux spécifications de l'unité de dessalement d'osmose inverse, comme : la capacité de production, la salinité d'eau salée, le taux de récupération d'énergie, le type et les caractéristiques techniques des équipements utilisés, alors que la dispersion au niveau du coût de production de l'eau douce est causée par la différence au niveau des spécifications techniques et aussi économiques de l'unité de dessalement et de la technologie d'énergie renouvelable utilisée. De même, dans le cas de l'électrodialyse, les données reportées concernant les unités existantes utilisant les sources d'énergie renouvelable, montrent que l'énergie spécifique nécessaire change dans une gamme allons de 0.82 à 3 kWh/m³, et le coût de production varie entre 5.8 à 16 US\$/m³. Pour le procédé de distillation membranaire couplé aux technologies d'énergie renouvelables, les données disponibles dans la littérature sont trop limitées en comparaison avec l'osmose inverse et l'électrolyse du fait que l'application de cette technologie reste encore dans l'état expérimentale au laboratoire. Les résultats reportés dans la littérature concernant les unités existantes de de distillation membranaires utilisant l'énergie renouvelable ont mentionné que l'énergie spécifique consommée varie entre 200 et 647 kWh/m³ (énergie spécifique thermique) et le coût de production varie entre 10 et 36 US\$/m³ [87].

III.4.2 Couplage des procédés de dessalement avec changement de phase et des technologies d'énergie renouvelable

Les procédés de dessalement par changement de phase nécessitent l'utilisation d'une source d'énergie thermique. De ce fait, comme indiqué dans la figure A-10, les unités existantes de dessalement par changement phase sont généralement couplées avec les technologies d'énergie renouvelable produisant l'énergie thermique, comme : les capteurs d'énergie solaire thermique par effet de serre (capteurs solaires plans ou à tubes sous vide) et les capteurs à concentration de rayonnement solaire (collecteur semi-parabolique, capteur Fresnel, capteur solaire sphérique... etc.). Sauf que dans le cas du procédé d'évaporation à compression mécanique de vapeur (MVC), ce type de procédé nécessite l'utilisation de l'énergie électrique ou un travail mécanique pour faire fonctionner le compresseur de vapeur. Ainsi, le procédé MVC peut être couplé avec la technologie éolienne (produisant un travail mécanique ou énergie électrique), la technologie solaire photovoltaïque, et la technologie solaire thermique produisant un travail mécanique ou

énergie électrique (utilisant les machines thermiques comme les turbines à vapeur ou turbines à gaz).

Le tableau A-3 résume les principales spécifications techniques et économiques de quelques unités existantes de dessalement par changement de phase utilisant l'énergie renouvelable. Ces données montrent que pour le procédé d'évaporation à effet multiple, l'énergie thermique spécifique change dans une marge allons de 12.4 à 78 kWh/m³, et le coût spécifique de production d'eau douce varie dans une marge allons de 0.71 à 22 US\$/m³. Encore une fois, cette dispersion au niveau de ces valeurs reportées est causée par la non-similarité entre les types de technologies utilisées (système de production d'énergie renouvelable et unité d'évaporation) et aussi la différence au niveau du désigne et mode d'opération. L'un des paramètres principaux qui engendre cette dispersion au niveau de l'énergie spécifique consommée et le coût de production est le nombre d'effets. Ce paramètre a une influence directe sur la consommation d'énergie (plus le nombre d'effets augmente plus que la consommation d'énergie spécifique diminue) et aussi sur le coût (l'augmentation du nombre d'effets

Tableau III-1 : Données et spécifications de quelques unités existantes de dessalement utilisant la séparation membranaire et l'énergie renouvelable

Procédés de dessalement	Source d'énergie	Type d'eau salée	Capacité de production (m ³ /j)	Energie consommée (kWh/m ³)	Autres spécifications
Osmose Inverse (OI)	PV-Eolienne	Eau de mer	1	3.74	Unité utilisant 40% PV et 60% éolienne, taux de récupération d'énergie : 18%. [32]
	PV	Eau saumâtre	0.764	3.2	Taux de récupération d'énergie : 17.5%. [33]
	PV-Batteries	Eau de mer	0.8-0.9	4.3-4.6	Taux de récupération d'énergie : 8%, coût de production : 7.8-8.3 US\$/m ³ . [34,35]
	PV-Eolienne	Eau de mer	2.2	3.3-5.2	Unité utilisant 46% PV et 54% éolienne, taux de récupération d'énergie : 10%. Coût de production : 8-11US\$/m ³ . [36]
	PV	Eau de mer	19	2.6	Unité utilisant des échangeurs de pression, taux de récupération d'énergie: 36%. [37]
	PV	Eau saumâtre	0.192	1.3-2.7	Taux de récupération d'énergie : 37%, coût de production : 10-13 US\$/m ³ . [38]
	PV-Eolienne	Eau de mer	300	4.3	Récupération d'énergie utilisant les échangeurs de pression (35%), coût de production : 3US\$/m ³ . [39]
	PV	Eau saumâtre	2	15	Taux de récupération d'énergie : 15%. Coût de production : 25 US\$/m ³ . [40]
	PV	Eau saumâtre	6	3	Taux de récupération d'énergie : 27%. Coût de production : 12.76 US\$/m ³ . [41]
Electrodialyse (ED)	PV	Eau saumâtre	2.8	0.82	Unité utilisant des panneaux PV stationnaire (1kWp) et avec suiveurs (2.3 kWp). Coût de production : 16 US\$/m ³ . [42]
	PV	Eau de mer	10	~1.7	Unité utilisant 250 couples de membranes. Coût de production : 5.8 US\$/m ³ . [43]
	PV	Eau saumâtre	1	1kWh/kg de sel éliminé	Unité utilisant 42 couples de membranes. [44]

	PV	Eau saumâtre	1.14	--	Unité utilisant 24 couples de membranes. [45]
Distillation Membranaire	Capteur solaire plan & PV	Eau saumâtre	0.1	200-300	Unité utilisant un seul module membranaire, taux de récupération d'énergie : 1-4%. [46]
	Capteur solaire plan & PV	Eau de mer	0.44	200-300	Unité utilisant quatre modules membranaires, taux de récupération d'énergie : 3-4.5%. [47]
	Capteur solaire plan	Eau saumâtre	0.064	647	Efficacité du procédé: 90% [48]

Tableau III.2 : Données et spécifications de quelques unités existantes de dessalement utilisant le changement de phase et l'énergie renouvelable

Procédés de dessalement	Source d'énergie	Type d'eau salée	Capacité de production (m ³ /j)	Energie consommée (kWh/m ³)	Autres spécifications
Distillation à effet multiple (MED)	Collecteurs à Tubes sous vide	Eau de mer	80	50	Unité utilisant 18 effets montés sous forme d'un 'stack' vertical, chaque effet est un évaporateur à film tombant à tubes horizontaux. L'unité contient aussi un système de stockage d'eau chaude stratifié (300 m ³). Coût de production : 7-10 US\$/m ³ . [49-52]
	Collecteurs CPC	Eau de mer	72	57.5–70.4	Unité utilisant 14 effets montés sous forme d'un 'stack' vertical, chaque effet est un évaporateur à film tombant à tubes horizontaux arrosés. Besoin en électricité : 3.3-5 kWh/m ³ . Coût de production : 2.86 US\$/m ³ . [53-57]
	Collecteurs Statiques et PV	Eau de mer	0.1	Thermique : 1700 kJ/kg, Electrique : 11.8 kJ/kg.	Unité à l'échelle du laboratoire utilisant à trois effets basé sur l'utilisation d'effet de serre- [58]
	Collecteurs statiques+ PV	Eau saumâtre	0.205	Thermique : 1650 kJ/kg, Electrique : 12 kJ/kg.	Unité à l'échelle du laboratoire utilisant trois effets, chaque effet est de type évaporateur à serpentin. [59]
	Géothermiqu	Eau de mer	200	-	- [60]

	e				
	PTC	Eau de mer	10,000-100,000	Thermique : 41.67-61.11 ; electric : 1.5-2.5	1- 0.82 US\$/m ³ . [61]
	Solar Pond	Eau de mer	0.9-2.3	960 kJ/kg	Unité utilisant 3 effets (type évaporateurs à film tombant) Récupération d'énergie (35%), coût de production : 18-22 US\$/m ³ . [62]
	Solar Pond	Eau de mer	50-130	275 kJ/kg	Unité utilisant 12 effets (type évaporateurs à film tombant) Récupération d'énergie (58%), coût de production : 3.4-5.1 US\$/m ³ . [62]
	Solar Pond	Eau de mer	260-650	275 kJ/kg	Unité utilisant 12 effets (type évaporateurs à film tombant) Récupération d'énergie (58%), coût de production : 1.7-3.5 US\$/m ³ . [62]
	Géothermique	Eau de mer	80	Thermique :12.4-24.1, electr : 2-3	Coût de production : 2-2.8 US\$/m ³ . [63]
	Solaire CSP	Eau de mer	5000	Thermique :12.4-24.1, electr : 2-3	Coût de production : 2.4-2.8 US\$/m ³ . [63]
	Solar Pond	Eau de mer	20,000-200,000	Thermique :12.4-24.1, electr : 2-3	Coût de production : 0.71-0.89 US\$/m ³ . [63]
	Tour solaire	Eau de mer	1	42.4	[64]
	Tubes sous- vide	Eau de mer	40	60-70	Unité utilisant 14 effets [65]
	PTC	Eau de mer	6000	-	[66]
	PTC	Eau de mer	500	-	Unité utilisant 55 effets [67]
	Flat plate	Eau de mer	16	-	Unité utilisant 16 effets [66]
	Solar pond	Eau de mer	30		[68]
	Solar pond	Eau de mer	3000	-	[69]
Evaporation à	Turbines Eoliennes	Eau de mer	100	7-12	Le coût de production varie de 5.2 à 7.2 US\$/m ³ . [70]
	Turbines Eoliennes	Eau de mer	203-938	4-14	[71]
	Turbines	Eau de mer	2-15 m ³ /h	Puissance	Unité utilisant un seul effet à compression

compression de vapeur (VC)	Eoliennes			maximale: 300 kW	mécanique de vapeur, l'évaporateur est de type: évaporateur à tubes verticaux à film tombant [72]
	Collecteurs PTC	Eau de mer	189.4 m ³ /h	1.58-2	Unité d'évaporation à 5 effets et à compression thermique de vapeur, coût de production : 1.323 US\$/m ³ . [73]
	Système hybride PV-Eolien	Eau de mer	120	12	Le coût de production: 1.12 US\$/m ³ . [74]
	Eolienne	Eau de mer	0.3-2m ³ /h	16-20	[75]
Humidification/ Déshumidification	Collecteurs Solaires Stationnaires	Eau de mer	12 litre/m ² /jour	~2100 kJ/kg	L'unité utilise un circuit fermé pour l'air et un circuit ouvert pour l'eau de mer-humidification à contact direct. [76]
	Collecteurs Solaires Stationnaires	Eau de mer	6.8-9.8 kg/s	~2000 kJ/kg	L'unité utilise un circuit fermé pour l'air et un circuit ouvert pour l'eau de mer-humidification à contact direct. [77]
	Collecteurs Solaires Stationnaires	Eau de mer	10	~600 kJ/kg	Procédé utilisant 5 étages d'humidification/déshumidification. Le cout de production: 63.65 US\$/m ³ . [78]
	Collecteurs solaires plats	Eau de mer	0.14-0.355	~150 kJ/kg pour l'unité à 18 étages et ~240 kJ/kg pour l'unité à 12 étages.	Unité utilisant des étages multiple à circuit d'air fermé. Le coût de production : 53.29 US\$/m ³ pour l'unité à 18 étages, 47.972 US\$/m ³ pour l'unité à 12 étages. [79]
	Collecteurs solaire plats à air et à eau	Eau de mer	0.016-0.022	-	Coût de production d'eau douce : 0.1072 US\$/m ³ . [80]
	Collecteurs à tubes sous vide	Eau de mer	1	~800-1200 kJ/kg	Coût de production d'eau douce : 6.58 US\$/m ³ . [81]

	Panneaux PV	Eau de mer	0.873 kg/m ² de surface des PV par jour	~2180 kJ/kg	Unité utilisant un chauffe-eau électrique fonctionnant utilisant les panneaux photovoltaïque. Coût de production d'eau douce : 21.8 US\$/m ³ dans le cas d'une circulation forcée, 2.3 US\$/m ³ dans le cas d'une circulation naturelle. [82]
	Collecteurs Solaires plats	Eau de mer	6.3 litres/ m ² de surface des collecteurs par jour	3.6 kWh/m ³	Coût de production d'eau douce : 4 US\$/m ³ [83]
Détente à étage multiple (MSF)	PTC et Collecteurs plats.	Eau de mer	10	144	Unité de dessalement utilisant 10 étages. Coût de production : 9-12 US\$/m ³ . [84]
	PTC	Eau de mer	10	81-106	Unité de dessalement utilisant 12 étages. [85]
	Collecteurs Solaires	Eau de mer	1	82-144	Coût de production d'eau douce: 1-5US\$/m ³ . [86]
	Collecteurs solaires plats	Eau de mer	0.2	300-350	Unité de dessalement utilisant 4 étages de détente. [88]
	Collecteurs solaires plats	Eau de mer	0.0009	288-346	Unité de dessalement utilisant 4 étages de détente. [89]
	Etang Solaire	Eau de mer	50-60	694-1044	Unité utilisant 2 étages de détente [90]
	Etang Solaire	Eau de mer	0.2	80-100	Unité de dessalement utilisant 12 étages [91]
	Etang Solaire	Eau de mer	11		[92]
	PTC et Etang Solaire	Eau de mer	1880	462-696	Unité de dessalement utilisant 3 étages avec un taux d'évaporation de 4.7%Coût de production d'eau douce : 3.23 US\$/m ³ . [93]
	Collecteurs solaire	Eau de mer	6	140-209	Unité de dessalement utilisant 10 étages. [94]
	Collecteurs plats et PTC	Eau de mer	10	-	Unité de dessalement utilisant 10 étages [95]

Tableau III.3: Résumé des données et spécification des unités de dessalement par énergie renouvelable.

<i>Procédé de dessalement</i>	<i>Energie spécifique consommée (kWh/m³)</i>	<i>Coût de production (US\$/m³)</i>
<i>Osmose Inverse</i>	2.6-15	3-25
<i>Electrodialyse</i>	0.82-3	5-16
<i>Distillation membranaire</i>	200-700	1.25-29.9
<i>Evaporation à effet multiple</i>	50-70.4	0.71-18
<i>Evaporation multiple par détente flash</i>	80-1044	1-12
<i>Compression de vapeur</i>	1.58-20	1.12-7.2
<i>Humidification/Déshumidification</i>	41-580	0.107-64

conduit à la diminution de la taille de l'unité de production d'énergie mais aussi conduit à l'augmentation de la taille de l'unité d'évaporation). Pour les procédés utilisant le dessalement par évaporation à Compression de Vapeur (VC), la consommation spécifique d'énergie varie entre 1.58 et 20 kWh/m³, et le coût de production d'eau douce change dans une marge allons de 1.12 à 12 US\$/m³. Dans le cas du procédé de dessalement par Humidification-Déshumidification (HDH), la consommation d'énergie spécifique reportée dans la littérature varie entre 41 et 580 kWh/m³ et le cout de production change dans une marge allons de 0.107 à 64 US\$/m³. Finalement, pour le procédé d'évaporation par détente à étages multiple (MSF), la consommation d'énergie spécifique change de 80 à 1044 kWh/m³ et le coût spécifique de production d'eau douce varie de 1 à 12 US\$/m³.

III.5 Conclusion

Depuis longtemps, le développement technologique et la recherche scientifique ont permis de développer diverses techniques d'extraction d'eau douce à partir des eaux salines. De ce fait, Le dessalement est devenu une industrie mature qui assemble une large gamme de technologies et techniques disponibles avec une expérience de dizaines d'années. Les deux techniques de dessalement qui semblent les plus maîtrisées et fiables sont : l'osmose Inverse (OI) et l'évaporation à effet multiple (MEE). Le choix de la meilleure technique dépend de plusieurs facteurs techniques, économiques et environnementaux.

D'une part, l'osmose inverse est une technique qui souffre de nombreux problèmes notamment la nécessité d'utiliser un prétraitement avancé de l'eau saline d'alimentation et la non-adéquation avec

les eaux qui ont une salinité élevée, ainsi que la nécessité des phases répétées de recyclage et maintenance des membranes ce qui conduit à l'augmentation du taux des rejets chimiques dans l'environnement et aussi l'augmentation du coût opératoire, alors que le procédé d'évaporation à effet multiple peut être adaptée avec toutes les qualités des eaux salines et nécessite des très faibles opérations de prétraitement et des faibles opérations de maintenance. Et d'une autre part, l'osmose inverse est une technique nécessitant l'énergie électrique ou mécanique limitant ainsi les possibilités de sa combinaison avec les technologies d'énergie renouvelables, par contre le procédé d'évaporation à effet multiple peut être combiné avec toutes les technologies d'énergie renouvelables incluant celles basées sur l'effet de serre et produisant l'énergie thermique à faible qualité. C'est sur ces constats que notre choix a été justifié.

En se basant sur l'analyse bibliographique concernant quelques unités de dessalement utilisant l'énergie renouvelable, il est à constater qu'il y a une grande dispersion au niveau des données techniques et économiques de ces unités. Cette dispersion est due aux plusieurs facteurs, notamment :

- ✓ La qualité d'eau d'alimentation et la qualité d'eau douce à produire;
- ✓ Le type et la disponibilité des sources d'énergie utilisées ainsi que la localisation géographique;
- ✓ Les spécifications technique des équipements utilisés et types de leur couplage et construction ;
- ✓ Le mode d'opération et type de contrôle de fonctionnement ;
- ✓ La capacité de production et/ou taille de l'unité;

En ce qui concerne le procédé d'évaporation à effet multiple, il est à recommander d'adopter des évaporateurs à film tombant et à tubes horizontaux et aussi d'utiliser un montage des évaporateurs selon la configuration d'alimentation parallèle.

Référence

- [1] Zhiwei Jiang, Santanu Karan , Andrew G. Livingston, Water Transport through Ultrathin Polyamide Nanofilms Used for Reverse Osmosis, *Advanced Materials*, Volume 30, Issue 15, April 12, 2018.
- [2] Shihong Lin, Menachem Elimelech, Staged reverse osmosis operation: Configurations, energy efficiency, and application potential, *Desalination*, Volume 366, 15 June 2015, Pages 9-14.
- [3] Sarah E. Kwan, Edo Bar-Zeev and Menachem Elimelech, Biofouling in forward osmosis and reverse osmosis: Measurements and mechanisms , *Journal of Membrane Science*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.memsci.2015.07.027>.
- [4] Yun Luo, Benoît Roux, Simulation of Osmotic Pressure in Concentrated Aqueous Salt Solutions, *J. Phys. Chem. Lett.*, 2010, 1 (1), pp 183–189.
- [5] Kah Peng Lee, Tom C.Arnot, Davide Mattia, A review of reverse osmosis membrane materials for desalination—Development to date and future potential, *Journal of Membrane Science*, Volume 370, Issues 1–2, 15 March 2011, Pages 1-22.
- [6] A.G.Fane, C.Y.Tang, R. Wang, 4.11 - Membrane Technology for Water: Microfiltration, Ultrafiltration, Nanofiltration, and Reverse Osmosis, *Reference Module in Earth Systems and Environmental Sciences, Treatise on Water Science*, Volume 4, 2011, Pages 301-335.
- [7] C. Fritzmann, J. Löwenberg, T. Wintgens, T. Melin, State-of-the-art of reverse osmosis desalination, *Desalination* 216 (2007) 1–76.
- [8] H. El-Dessouky and H.M. Ettouney, *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier, Amsterdam, 2002.
- [9] Veera Gnanaswar Gude (2011): Energy consumption and recovery in reverse osmosis, *Desalination and Water Treatment*, 36:1-3, 239-260.
- [10] S.K.Thampy, P.K.Narayanan, W.P.Harkare, K.P.Govindan, Seawater desalination by electrodialysis. Part II: a novel approach to combat scaling in seawater desalination by electrodialysis, *Desalination*, Volume 69, Issue 3, 1988, Pages 261-273.
- [11] A.H.Galama, M.Saakes, H.Bruning, H.H.M.Rijnaarts, J.W.Post, Seawater predesalination with electrodialysis, *Desalination*, Volume 342, 2 June 2014, Pages 61-69
- [11] Melvin E.Mattson, Melvin Lew, Recent advances in reverse osmosis and electrodialysis membrane desalting technology, *Desalination*, Volume 41, Issue 1, April 1982, Pages 1-24.
- [12] Hazim Mohameed Qiblawey, Fawzi Banat, Solar thermal desalination technologies, *Desalination*, Volume 220, Issues 1–3, 1 March 2008, Pages 633-644
- [13] Hong-Joo Lee, F. Sarfert, H. Strathmann, Seung-Hyeon Moon, Designing of an electrodialysis desalination plant, *Desalination*, Volume 142, Issue 3, 1 March 2002, Pages 267-286.
- [14] Abdullah Alkhudhiri, Naif Darwish, Nidal Hilal, Membrane distillation: A comprehensive review, *Desalination*, Volume 287, 15 February 2012, Pages 2-18
- [15] Yanbin Yun, Runyu Ma, Wenzhen Zhang, A.G.Fane, Jiding Li, Direct contact membrane distillation mechanism for high concentration NaCl solutions, *Desalination*, Volume 188, Issues 1–3, 5 February 2006, Pages 251-262.
- [16] Hisham T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, Multiple-effect evaporation desalination systems. Thermal analysis, *Desalination*, Volume 125, Issues 1–3, 1 November 1999, Pages 259-276
- [17] Mohamed Ghazi, E. Essadiqi, M. Mada, M. Faqir, A. Benabdellah, Optimal Number of Effects for Multi Effect Evaporation Seawater Desalination Process Using Solar Thermal Energy-Plate Evaporators, *International Journal on Energy Conversion (IRECON)*, Vol 6, No 3 (2018), Pages:98-105
- [18] Ibrahim S.Al-Mutaz, Irfan Wazeer, Comparative performance evaluation of conventional multi-effect evaporation desalination processes, *Applied Thermal Engineering*, Volume 73, Issue 1, 5 December 2014, Pages 1194-1203.
- [19] Paula Druetta, Pio Aguirre, Sergio Mussati, Optimization of Multi-Effect Evaporation desalination plants, *Desalination*, Volume 311, 15 February 2013, Pages 1-15.
- [20] Hisham Ettouney, Design of single-effect mechanical vapor compression, *Desalination*, Volume 190, Issues 1–3, 15 April 2006, Pages 1-15.

- [21] A.S.Nafey, H.E.S.Fath, A.A.Mabrouk, *Thermoeconomic design of a multi-effect evaporation mechanical vapor compression (MEE–MVC) desalination process*, *Desalination*, Volume 230, Issues 1–3, 30 September 2008, Pages 1-15.
- [22] Hisham T El-Dessouky, Hisham M Ettouney, Yousef Al-Roumi, *Multi-stage flash desalination: present and future outlook*, *Chemical Engineering Journal*, Volume 73, Issue 2, May 1999, Pages 173-190.
- [23] Sergio F.Mussati, Pio A.Aguirre, Nicolás J.Scenna, *Improving the efficiency of the MSF once through (MSF-OT) and MSF-mixer (MSF-M) evaporators*, *Desalination*, Volume 166, 15 August 2004, Pages 141-151
- [24] K.Bourouni, M.T.Chaibi, L.Tadrist, *Water desalination by humidification and dehumidification of air: State of the art*, *Desalination*, Volume 137, Issues 1–3, 1 May 2001, Pages 167-176.
- [25] A. Eslamimanesh, M. S. Hatamipour, *Economical study of a small-scale direct contact humidification–dehumidification desalination plant*, *Desalination*, Volume 250, Issue 1, 1 January 2010, Pages 203-207.
- [26] Said Al-Hallaj, Sandeep Parekh, M.M.Farid, J.R.Selman, *Solar desalination with humidification–dehumidification cycle: Review of economics*, *Desalination*, Volume 195, Issues 1–3, 5 August 2006, Pages 169-186.
- [27] Mohammad Shafiur Rahman, Mushtaque Ahmed, X. Dong Chen, *Freezing-Melting Process and Desalination: I. Review of the State-of-the-Art*, *Separation & Purification Reviews*, Volume 35, 2006 - Issue 2 Pages 59-96.
- [28] Weeks W.F., Ackley S.F. (1986) *The Growth, Structure, and Properties of Sea Ice*. In: Untersteiner N. (eds) *The Geophysics of Sea Ice*. NATO ASI Series (Series B: Physics). Springer, Boston, MA.
- [29] Youssef Mandri, Anouar Rich, Denis Mangin, Souad Abderafi, Christine Bebon, Naoual Semlali, Jean-Paul Klein, Tijani Bounahmidi, Ahmed Bouhaouss, *Parametric study of the sweating step in the seawater desalination process by indirect freezing*, *Desalination*, Volume 269, Issues 1–3, 15 March 2011, Pages 142-147.
- [30] Paul M.Williams, Mansour Ahmad, Benjamin S.Connolly, Darren L.Oatley-Radcliffe, *Technology for freeze concentration in the desalination industry*, *Desalination*, Volume 356, 15 January 2015, Pages 314-327.
- [31] Noredine Ghaffour, Sabine Lattemann, Thomas Missimer, Kim Choon Ng, Shahnawaz Sinha, Gary Amy, *Renewable energy-driven innovative energy-efficient desalination technologies*, *Applied Energy*, Volume 136, 31 December 2014, Pages 1155-1165.
- [32] Subiela VJ, de la Fuente JA, Piernavieja G, Penate B. *Canary Islands Institute of Technology (ITC) experiences in desalination with renewable energies (1996–2008)*. *Desalination and Water Treatment* (2009)7: 220–35.
- [33] De Munari A, Capão DPS, Richards BS, Schäfer AI. *Application of solar powered desalination in a remote town in South Australia*. *Desalination* 2009; 248(1–3):72–82.
- [34] Manolakos D, Mohamed ES, Karagiannis I, Papadakis G. *Technical and economic comparison between PV-RO system and RO-Solar rankine system. Case study: Thirasia island*. *Desalination* 2008;221(1–3):37–46.
- [35] Mohamed ES, Papadakis G, Mathioulakis E, Belessiotis V. *A direct coupled photovoltaic seawater reverse osmosis desalination system toward battery based systems – a technical and economical experimental comparative study*. *Desalination* 2008;221(1–3):17–22.
- [36] Mohamed ES, Papadakis G. *A Stand Alone Sea Water Reverse Osmosis Desalination Unit Powered by Hybrid Wind-photovoltaic System for Rural Development and small Villages*. In: *Collection of Extent Abstracts of 2004 CIGR International Conference*, vol. 2. 2004.
- [37] Bermudez-Contreras A, Thomson M, Infield DG. *Renewable energy powered desalination in Baja California Sur, Mexico*. *Desalination* 2008;220(1–3):431–40.
- [38] Qiblaweya H, Banata F, Al-Nassera Q. *Laboratory setup for water purification using household PV-driven reverse osmosis unit*. *Desalination and Water Treatment* 2009;7:53–9.
- [39] Kershman SA, Rheinländer J, Neumann T, Goebel O. *Hybrid wind/PV and conventional power for desalination in Libya—GECOL's facility for medium and small scale research at Ras Ejder*. *Desalination* 2005;183(1–3):1–12.
- [40] Papapetrou M, Mohamed ES, Manolakos D, Papadakis G, Subiela VJ, Penate B. *Operating RE/desalination units*. *Seawater Desalination* 2009:247–72.
- [41] de Carvalho PCM, Riffel DB, Freire C, Montenegro FFD. *The Brazilian experience with a photovoltaic powered reverse osmosis plant*. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications* 2004;12(5):373–85.
- [42] Kuroda O, et al. *An electrodialysis sea water desalination system powered by photovoltaic cells*. *Desalination* 1987;65:161–9.

- [43] Al-Karaghoul A, Renne D, Kazmerski LL. Technical and economic assessment of photovoltaic-driven desalination systems. *Renewable Energy* 2010;35(2):323–8.
- [44] Adiga MR, Adhikary SK, Narayanan PK, Harkare WP, Gomkale SD, Govindan KP. Performance analysis of photovoltaic electrodialysis desalination plant at Tanote in Thar desert. *Desalination* 1987;67:59–66.
- [45] Al Madani HMN. Water desalination by solar powered electrodialysis process. *Renewable Energy* 2003;28(12):1915–24.
- [46] Banat F, Jwaied N, Rommel M, Koschikowski J, Wiegghaus M. Desalination by a 'compact SMADES' autonomous solar powered membrane distillation unit. *Desalination* 2007;217(1–3):29–37.
- [47] Koschikowski J, Wiegghaus M, Rommel M. Membrane distillation for solar desalination. *Seawater Desalination* 2009:165–87.
- [48] Hassan E. S. Fath, Samy M.Elsherbiny, Alaa A.Hassan, Matthias Rommel, Marcel Wiegghaus, Joachim Koschikowski, Mostafa Vatansever, PV and thermally driven small-scale, stand-alone solar desalination systems with very low maintenance needs. *Desalination* 2008;225(1–3):58–69.
- [49] Ali M. EL-NASHAR, Predicting part load performance of small MED evaporators -a simple simulation program and its experimental verification, *Desalination* 130 (2000) 217-234.
- [50] Ali M. EL-NASHAR, Economics of small solar-assisted multiple-effect stack distillation plants, *Desalination* 130 (2000) 201-215
- [51] Ali M. E1-Nashar, Amer A. Qamhiyeh, Simulation of the steady-state operation of a multi-effect stack seawater distillation plant, *Desalination* 101 (1995) 231-243
- [52] Ali M. E1-Nashar, System design optimization of a solar desalination plant using a multi-effect stack type distillation unit, *Desalination*, 97 (1994) 587-618.
- [53] Eduardo Zarza, José Ignacio Ajona, Javier Leon, Armin Gregorzewski and Klaus Genthner, Solar thermal desalination project at the Plataforma Solar de Almeria, *Solar Energy Materials* 24 (1991) 608-622
- [54] Bernhard Milow and Eduardo Zarza, Advanced MED solar desalination plants. Configurations, costs, future - seven years of experience at the Plataforma Solar de Almeria (Spain), *Desalination* 108 (1996) 51-58
- [55] L. Garcia-Rodriguez, C. Gomez-Camacho, Thermo-economic analysis of a solar multi-effect distillation plant installed at the Plataforma Solar de Almeria (Spain), *Desalination* 122 (1999) 205-214
- [56] Lourdes Garcia Rodriguez, Ana I. Palmero-Marrero, Carlos Gomez-Camacho, Thermo-economic optimization of the SOL- 14 plant (Plataforma Solar de Almeria, Spain), *Desalination* 136 (2001) 219-223
- [57] Lourdes Garcia Rodriguez, Carlos Gomez-Camacho, Exergy analysis of the SOL- 14 plant (Plataforma Solar de Almeria, Spain), *Desalination* 137 (2001) 251-258
- [58] H. Nishikawa, T. Tsuchiya, Y. Narasaki, I. Kamiya, H. Sato, Triple effect evacuated solar still system for getting fresh water from seawater, *Appl. Thermal Eng.* 18(11) (1998) 1067–1075.
- [59] M. Abu-Jabal, I. Kamiya, Y. Narasaki, Proving test for a solar-powered desalination system in Gaza-Palestine, *Desalination* 137 (2001) 1–6.
- [60] E. Tzen, R. Morris, Renewable energy sources for desalination, *Solar Energy* 75(5) (2003) 375–379.
- [61] Y. Zhou, R.S.J. Tol, Evaluating the costs of desalination and water transport, *Water Resources Research* 41 (2005).
- [62] Jimmy Leblanc, John Andrews and Aliakbar Akbarzadeh, Low-temperature solar-thermal multi-effect evaporation desalination systems, *Int. J. Energy Res.* 2010; 34:393–403, DOI: 10.1002/er.
- [63] Iman Janghorban Esfahani, Jouan Rashidi, Pouya Ifaei, and Chang Kyoo Yoo, Efficient thermal desalination technologies with renewable energy systems:A state-of-the-art review, *Korean J. Chem. Eng.* ,DOI: 10.1007/s11814-015-0296-3
- [64] L. Al-abdi, Clean and Sustainable Water for Arabia, *Helioasis in a Nutshell*, KAUST workshop, Jan. 2011.
- [65] A.A. Madam, *Desalination*, 78 (1990) 187-200.
- [66] E.E. Delyannis, *Desalination*, 67 (1987) 3-19.
- [67] A. Hanafi, *Desalination*, 82 (1991) 175-185.
- [68] G. Caruso and A. Naviglio, *Desalination*, 122 (1999) 225-234.
- [69] European Commission, *Desalination Guide Using Renewable Energies*, 1998.

- [70] ESFAHANI, Iman Janghorban, RASHIDI, Jouan, IFAEI, Pouya, et al. Efficient thermal desalination technologies with renewable energy systems: A state-of-the-art review. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 2016, vol. 33, no 2, p. 351-387.
- [71] KARAMELDIN, Aly, LOTFY, A., et MEKHEMAR, S. The Red Sea area wind-driven mechanical vapor compression desalination system. *Desalination*, 2003, vol. 153, no 1-3, p. 47-53.
- [72] PLANTIKOW, Ulrich. Wind-powered MVC seawater desalination—operational results. *Desalination*, 1999, vol. 122, no 2-3, p. 291-299.
- [73] SHARAF, M. A., NAFEY, A. S., et GARCÍA-RODRÍGUEZ, Lourdes. Thermo-economic analysis of solar thermal power cycles assisted MED-VC (multi effect distillation-vapor compression) desalination processes. *Energy*, 2011, vol. 36, no 5, p. 2753-2764.
- [74] ZEJLI, Driss, OUAMMI, Ahmed, SACILE, Roberto, et al. An optimization model for a mechanical vapor compression desalination plant driven by a wind/PV hybrid system. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, no 11, p. 4042-4054.
- [75] R. Coutelle, P. Gaiser, D. Kowalczyk and U. Plantikow, Sea-water desalination by wind-powered mechanical vapour compression plants. *Gesellschaft Für Technische Studien Entwicklung Planung mbH*, 1991.
- [76] Farid M, Al-Hajaj AW. Solar desalination with a humidification–dehumidification cycle. *Desalination* 1996;106:427–9.
- [77] Nawayseh NK, Farid MM, Omar AA, Al-Hallaj SM, Tamimi AR. A simulation study to improve the performance of a solar humidification–dehumidification desalination unit constructed in Jordan. *Desalination* 1997;109:277–84.
- [78] Chafik E. Design of plants for solar desalination using the multi-stage heating/humidifying technique. *Desalination* 2004;168:55–71.
- [79] Houcine I, Amara MB, Guizani A, Maalej M. Pilot plant testing of a new solar desalination process by a multiple-effect-humidification technique. *Desalination* 2006;196:105–24.
- [80] Zhani K, Bacha HB. Experimental investigation of a new solar desalination prototype using the humidification–dehumidification principle. *Renew Energy* 2010;35:2610–7.
- [81] Yuan G, Wang Z, Li H, Li X. Experimental study of a solar desalination system based on humidification–dehumidification process. *Desalination* 2011;277:92–8.
- [82] Wang Jun-hong, Gao Nai-yun, Deng Y, Li Yong-li. Solar power-driven humidification–dehumidification (HDH) process for desalination of brackish water. *Desalination* 2012;305:17–23.
- [83] ALNAIMAT, Fadi et KLAUSNER, James F. Solar diffusion driven desalination for decentralized water production. *Desalination*, 2012, vol. 289, p. 35-44.
- [84] Manwell JF, McGowan JG. Recent renewable energy driven desalination system research and development in North America. *Desalination* 1994;94(3):229–41.
- [85] Moustafa SMA, Jarrar DI, El-Mansy HI. Performance of a self-regulating solar multistage flash desalination system. *Solar Energy* 1985;35(4):333–40.
- [86] M.T. Ali, H.E.S. Fath, P.R. Armstrong, A comprehensive techno-economical review of indirect solar desalination, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 15 (2011) 4187–4199.
- [87] M. Khayet, Solar desalination by membrane distillation: Dispersion in energy consumption analysis and water production costs (a review), *Desalination* 308 (2013) 89–101.
- [88] Abu-Jabal MS, Kamiya I, Narasaki Y. Proving test for a solar-powered desalination system in GazaPalestine. *Desalination* 2001;137(1–3):1–6.
- [89] Abutayeh, M. Humood, M. Alsheghri, A. Al Hammadi, A. and Farraj, A., "Experimental Study of a Solar Thermal Desalination Unit," in ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, San Diego, California, USA, November 15-21, 2013.
- [90] Delyannis EE. Status of solar assisted desalination: a review. *Desalination* 1987;67:3–19.
- [91] Safi MJ. Performance of a flash desalination unit intended to be coupled to a solar pond. *Renew Energy* 1998;14(1–4): 339–43.
- [92] Lu H, Walton JC, Swift AHP. Zero discharge desalination. *Int Desalination Water Reuse Q* 2000;10(3):35–43.

- [93] AL-OTHMAN, Amani, TAWALBEH, Muhammad, ASSAD, Mamdouh El Haj, et al. Novel multi-stage flash (MSF) desalination plant driven by parabolic trough collectors and a solar pond: A simulation study in UAE. *Desalination*, 2018, vol. 443, p. 237-244.
- [94] KRIESI, R. Design and operation experience with solar powered multistage desalination plants. *Desalination*, 1981, vol. 39, p. 109-116.
- [95] Manjares R, Galvan M. Solar multistage flash evaporation (SMSF) as a solar energy application on desalination processes. *Description of one demonstration project. Desalination* 1979; 31(1–3):545–54.

Chapitre IV: Design et dimensionnement optimisé de l'unité pilote de dessalement

IV.1 Introduction

D'après l'étude bibliographique présentée dans la première section de ce rapport, le procédé de dessalement par évaporation à effet multiple couplé à l'utilisation des énergies renouvelables a suscité beaucoup d'intérêt à travers le monde entier, en vue de son développement et pour le rendre compétitif par rapport aux autres procédés au point de vue technique, économique et environnemental. Malgré l'existence de diverses unités de dessalement utilisant ce type de procédé, il semble que son application reste toujours limitée par plusieurs facteurs (liés à la consommation d'énergie, stabilité de fonctionnement, complexité et coût) discutés dans la première section. Dans ce cadre, l'Université Internationale de Rabat (UIR) a proposé la réalisation d'une installation à l'échelle pilote de dessalement d'eau de mer par évaporation/distillation à quatre effets couplée à la technologie d'énergie solaire, permettant de produire une quantité d'eau douce de 5 à 7m³/j (Projet INNOTHERM financé par l'IRESSEN), cette installation a pour objectif de développer et de réaliser des nouvelles études et recherches concernant ce type de procédé. A cet égard, l'objectif est de développer cette application de dessalement solaire thermique pour augmenter son efficacité et rendement, et aussi proposer d'avantages autres possibilités d'amélioration des performances de ce procédé.

Nous allons présenter dans ce chapitre le design et la méthodologie utilisée dans le dimensionnement optimisé de l'unité de dessalement proposée par l'UIR. L'objectif de ce chapitre est de fournir des spécifications de design optimisées (types de configuration, dimensions et matériaux) ainsi que les spécifications opératoires optimisées de l'unité de dessalement en tenant par considération les évaporateur, le réseau d'échangeur de chaleur et l'unité solaire.

IV.2 Unité pilote : Descriptif et spécifications

Comme illustré dans la Figure 1. L'unité pilote de dessalement par MED proposée par l'UIR est composée de trois sous-systèmes interconnectés entre eux:

1-Unité d'évaporation/condensation: il s'agit d'une unité d'évaporation à quatre effets de type évaporateur à tubes horizontaux à film tombant, les quatre évaporateurs sont montés selon la configuration d'alimentation en parallèle. Le fluide caloporteur fourni l'énergie latente nécessaire pour évaporer ; à basse température ($T_{BT} < 90^{\circ}\text{C}$) ; une portion de l'eau de mer au niveau du premier effet. La vapeur générée est utilisée elle-même comme fluide caloporteur dans le second effet où règne une pression inférieure à celle du premier, de ce fait, la vapeur est condensée formant ainsi le premier flux de distillat alors qu'une autre portion de l'eau mer est évaporée et utilisée ensuite comme fluide caloporteur au niveau du troisième où règne une pression inférieure à celle du deuxième, ainsi le procédé est pour le troisième et le quatrième effet. Finalement, la vapeur produite au niveau du quatrième effet est condensée au niveau d'un dernier condenseur.

2- Réseau d'échangeurs de chaleur : Ce sous-système a pour objectif de récupérer une portion de l'énergie thermique à partir de la saumure et le distillat sortant de l'unité d'évaporation, et aussi pour compléter le préchauffage d'eau salée d'alimentation. Ce réseau d'échangeur utilise deux catégories d'échangeurs à plaques : échangeurs de récupération et échangeurs de préchauffage d'alimentation.

3- Unité de production d'énergie thermique et stockage thermique: cette unité est utilisée pour capter et convertir l'énergie solaire en énergie thermique utile pour satisfaire les besoins énergétiques de l'unité de dessalement. Pour convertir les rayons solaires en énergie thermique, cette unité utilise les panneaux solaires à tubes sous-vide qui sont généralement moins sensibles à l'angle et à l'orientation du soleil par rapport à leurs homologues panneaux solaires plans. Le taux d'extraction de l'eau douce à partir de l'eau salée est compris entre 20 et 30%. Ce faible taux d'évaporation est adopté pour d'une part réduire l'effet du dépôt d'entartrage au niveau des surfaces d'échange thermique et d'autre part pour prendre en considération les exigences environnementales liées au rejet final (saumure). La capacité de production de l'unité est de 5 à 7 m^3/jour , une journée de fonctionnement est considérée égale à la durée d'ensoleillement moyenne (1 journée $\approx 8\text{h}$). La température de l'eau de chauffage utilisée comme fluide caloporteur ; au niveau de la sortie du système de chauffage/entrée unité d'évaporation ; est prise entre 90 et 110°C (pression $\approx 1.4\text{-}1.7$ bar). Le débit total d'eau de mer d'alimentation est de l'ordre de 16 à 35 m^3/Jour . Les évaporateurs sont de type évaporateurs à tubes horizontaux à film tombant dont les tubes sont fabriqués en aluminium et la calandre est construite en acier inox.

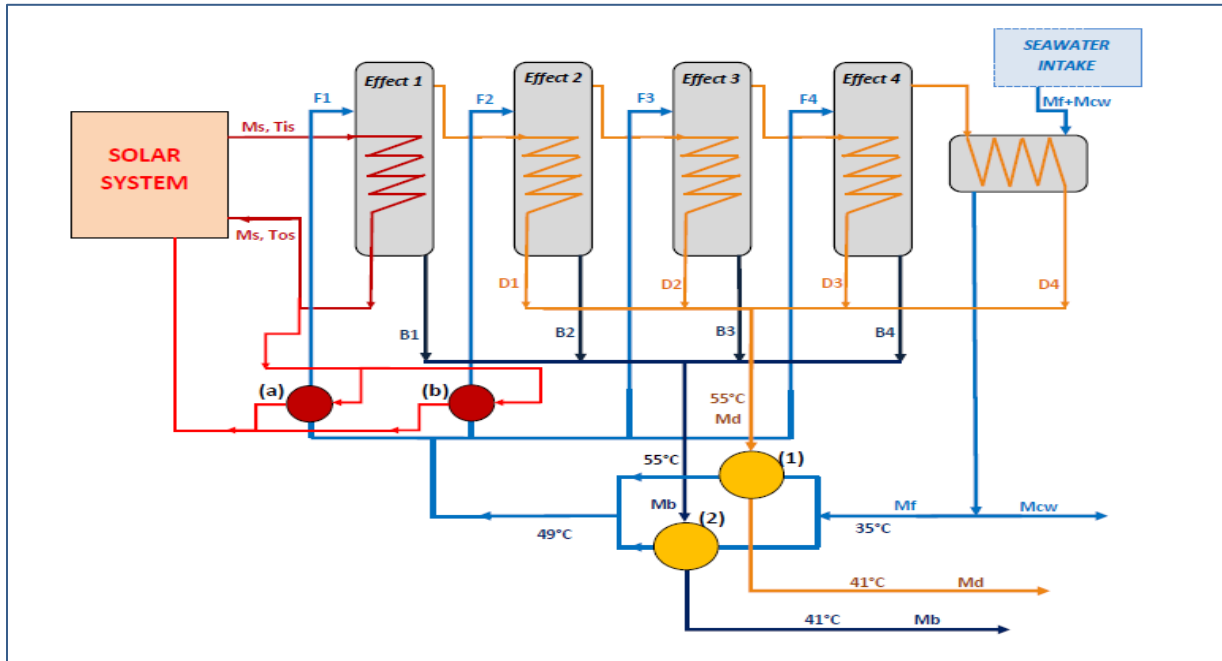


Figure IV.1. Schéma simplifié du procédé MED de l'UIR

Le choix du type de configuration de montage d'évaporateur, type d'évaporateurs et du matériau de construction ont été justifiés dans le chapitre III présentant l'étude bibliographique. Les échangeurs à plaques ont été adoptés parce qu'ils sont beaucoup plus avantageux en terme d'efficacité de transfert thermique par rapport aux autres types d'échangeurs de chaleur surtout dans le cas des faibles débits et faibles différences de température entre le fluide chaud et le fluide froid échangeant la chaleur. Les spécifications techniques des panneaux solaires à tubes sous vide sont données dans le tableau 1. Ces panneaux solaires sont arrangés en une configuration de groupes parallèles dont chaque groupe contient quatre panneaux en série comme le montre la figure 2. Le couplage entre le système des panneaux solaire et le réservoir de stockage ainsi que l'unité d'évaporation assure une flexibilité au niveau du fonctionnement. Le condenseur final est un échangeur de chaleur de type tube à calandre, ce condenseur final utilise comme fluide froid l'eau de mer d'alimentation plus un surplus d'eau de mer nommé eau de refroidissement (Cooling Water).

Tableau IV.1: Spécifications techniques des panneaux solaires à tubes sous-vide

<i>Efficacité optique (%)</i>	<i>Coefficient de pertes K_1 (W/(m²K))</i>	<i>Coefficient de pertes K_2 (W/(m²K²))</i>	<i>Surface d'absorption (m²/panneau)</i>
77.4	1.936	0.006	4.889

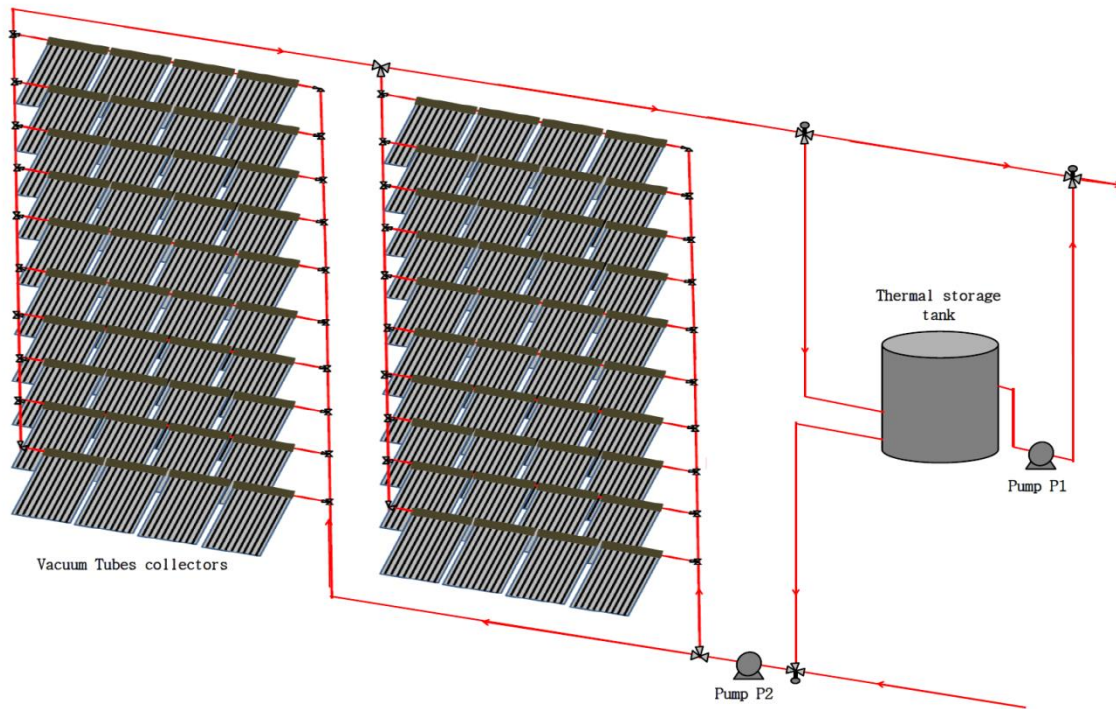


Figure IV.2. Schéma simplifié du système solaire et stockage d'énergie thermique

Le débit de ce surplus varie entre 1.6 et 2.3kg/s pour assurer la condensation totale de la vapeur sortante du dernier effet. La stabilité du fonctionnement du système solaire est assurée par le contrôle adéquat des débits, pressions et températures des différents flux de matière et équipement à travers l'utilisation d'un système de contrôle basé sur le P&ID.

IV.3 Modélisation basée sur la thermodynamique et le transfert thermique

IV.3.1 Bilans de masse et d'énergie

Le bilan de mass est basé sur la loi de conservation de mass, les bilans massiques globaux sont exprimés par :

➤ Bilan massique pour l'eau:

$$\dot{M}_f = \dot{M}_b + \dot{M}_d \quad (B.1)$$

Avec : $\dot{M}_f$, $\dot{M}_b$ et $\dot{M}_d$ représentent respectivement le débit massique d'eau de mer, le débit massique de la saumure et le débit massique de distillat. Sachant que le débit massique de

distillat est proportionnel au débit d'eau de mer totale et que le coefficient de proportionnalité est le taux d'évaporation ou d'extraction d'eau douce X_{ev} , de ce fait :

$$\dot{M}_d = X_{ev} \dot{M}_f \quad (B.2)$$

Et aussi :

$$\dot{M}_b = (1 - X_{ev}) \dot{M}_f \quad (B.3)$$

➤ Bilan massique pour les sels dissouts:

La conservation de la masse en sels peut être exprimée par :

$$C_f \dot{M}_f = C_b \dot{M}_b \quad (B.4)$$

Avec: C_f et C_b sont respectivement la concentration de sels exprimées en g/kg d'eau.

Pour chaque effet 'i', le bilan massique est exprimé par :

➤ Bilan massique en eau :

$$\dot{F}_i = \dot{B}_i + \dot{V}_i \quad (B.5)$$

➤ Bilan massique en sels dissouts :

$$C_{f,i} \dot{F}_i = C_{b,i} \dot{B}_i \quad (B.6)$$

Avec : F_i , B_i et V_i sont respectivement le débit massique d'eau de mer entrant de l'effet 'i', de le débit de saumure et débit de vapeur sortants de l'effet 'i'.

On rappelle que l'évaporation d'eau au sein du premier évaporateur est effectuée en utilisant l'énergie sensible de l'eau solaire comprimée. De ce fait, le bilan d'énergie pour le premier effet peut être exprimé par :

$$\dot{M}_s C_w (T_{s,i} - T_{s,o}) = \dot{V}_1 L_{ev}(T_1) + \dot{Q}_{p,1} \quad (B.7)$$

Le premier terme de l'égalité (B.7) représente la puissance thermique (sensible) fournie par le fluide solaire pour contrebalancer la chaleur latente d'évaporation représentée par le deuxième terme et les pertes thermiques vers l'environnement extérieur $Q_{p,1}$. Dans cette égalité M_s , C_w , T_s et L_{ev} symbolisent respectivement le débit massique de l'eau solaire, la capacité spécifique thermique de l'eau, la température de l'eau solaire (avec la souscrit désigne i: in: entrée et o: out: sortie) et la chaleur latente d'évaporation.

Pour chaque effet 'i' (avec $i > 1$), le bilan d'énergie peut être modélisé par :

$$\dot{V}_{i-1} L_{cond}(T_{i-1}) = \dot{V}_i L_{ev}(T_i) + \dot{Q}_{p,i} \quad (B.8)$$

Le bilan d'énergie pour le condenseur finale est exprimé par:

$$\dot{V}_4 L_{cond}(T_4) = (\dot{M}_{cw} + \dot{M}_f) C_{sw} (T_f - T_0) \quad (B.9)$$

Dans cette équation, les symboles L_{cond} , T_0 et M_{cw} désignent respectivement la chaleur latente de condensation, la température de la source d'eau de mer et le débit de l'eau de mer de refroidissement.

IV.3.2 Equations de transfert thermique

➤ Effet 1 :

La relation entre la puissance thermique échangée et la surface d'échange requise est exprimée par la relation suivante:

$$\dot{V}_1 L_{ev}(T_1) = U_1 A_1 LMTD_1 \quad (B.10)$$

Avec U_1 , A_1 et $LMTD_1$ sont respectivement le coefficient d'échange de chaleur global, la surface d'échange thermique pour le premier évaporateur. Le coefficient de transfert thermique global U_1 est lié à cinq coefficients thermiques: Le coefficient de transfert de chaleur par convection d'eau salée circulant à l'intérieur des tubes $h_{in,1}$, Le coefficient d'échange thermique par convection du film tombant d'eau de mer circulant à travers la surface externe des tubes $h_{o,1}$, les résistances d'encrassement à l'intérieur et à l'extérieur des tubes symbolisées respectivement par R_{in} et R_o , et la conductivité thermique du matériau du tube k_w . De ce fait, le coefficient U_1 est exprimé par:

$$U_1 = \left[\frac{1}{h_{in,1}} \frac{r_o}{r_i} + R_{in} \frac{r_o}{r_{in}} + \frac{r_o \ln(r_o/r_{in})}{k_w} + R_o + \frac{1}{h_{o,1}} \right]^{-1} \quad (B.11)$$

La différence de température logarithmique pour le premier effet est exprimée par :

$$LMTD_1 = (T_{s,o} - T_{s,in}) \ln \left(\frac{T_1 - T_{s,o}}{T_1 - T_{s,in}} \right)^{-1} \quad (B.12)$$

➤ Effet i (i=2, 3 et 4) :

Pour tout effet i ($i > 1$), l'équation de transfert thermique peut être modélisée par :

$$\dot{V}_{i-1} L_{cond}(T_{i-1}) = U_i A_i \Delta T_i \quad (B.13)$$

Sachant que dans le cas des effets 2, 3 et 4 la différence de température est exprimée tout simplement par la différence de température entre la vapeur qui se condense et l'eau de mer qui s'évapore :

$$\Delta T_i = (T_i - T_{i-1}) \quad (B.14)$$

Le coefficient d'échange thermique global pour tout effet i (i=2, 3 et 4) est exprimé par :

$$U_i = \left[\frac{1}{h_{in,i}} \frac{r_o}{r_{in}} + \frac{r_o \ln(r_o/r_{in})}{k_w} + R_o + \frac{1}{h_{o,i}} \right]^{-1} \quad (B.11)$$

Les corrélations utilisées pour estimer les coefficients d'échange thermique par convection sont données comme suit:

Dans le cas de l'eau chaude liquide circulant à l'intérieur des tubes lisses ; le coefficient d'échange thermique par convection est estimé en utilisant la corrélation développée par Kern [1]:

➤ Pour des valeurs de $Re < 2000$:

$$h_{in}/c_G = 1,86 (d_i G/\mu)^{-2/3} (c\mu/k)^{-2/3} (L/d_i)^{-1/3} (\mu_b/\mu_w)^{0,14} \quad (B.12)$$

➤ Pour des valeurs de $2000 \leq Re < 10000$:

$$h_{in}/c_G = 0.116 \left(\frac{(D_i G/\mu)^{2/3} - 125}{(d_i G/\mu)} \right) \left(\frac{1 + (L/d_i)^{-2/3}}{(c\mu/k)^{2/3} (\mu_b/\mu_w)^{-0.14}} \right) \quad (B.13)$$

➤ Pour les valeurs de Reynolds supérieures à 10000:

$$h_{in}/c_G = 0.023 (c\mu/k)^{-2/3} \left(d_i G/\mu \right)^{-0,2} (\mu_b/\mu_w)^{0.14} \quad (B.14)$$

Dans le cas d'ébullition d'un film tombant liquide circulant à travers la surface extérieure d'un faisceau tubulaire horizontale, le coefficient d'échange thermique par convection peut être estimé en utilisant la corrélation de Mu et Shen [2]:

$$h_0 (v^2/gk^3)^{1/3} = 0,0532 (4 \Gamma/\mu_L)^{0.21} (\mu_L c_p/k)^{0.731} e^{-0.02283x} \quad (B.15)$$

Dans le cas de la condensation de la vapeur à l'intérieur des tubes horizontaux, Shen et Liu [3,4] ont étudié l'aspect thermique de ce type de condensation et ont développé la corrélation suivante qui peut être utilisée pour évaluer le coefficient d'échange par convection :

$$h_{in} = 0,05775 S_s \left(\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_v) g k^3 L_i}{\mu_L D_i \Delta T_i} \right)^{0.25} \quad (B.16)$$

Avec :

$$S_s = (0.944s^2 + 0.841s + 0.291) \quad (B.17)$$

La résistance thermique R_f est causée par le phénomène de dépôt des substances dissoutes dans l'eau de mer sur la surface d'échange de chaleur. Ce dépôt, nommé encrassement, réduit l'efficacité thermique de l'équipement en imposant une résistance au transfert de chaleur, car il a

une faible conductivité thermique [5]. Watkinson [6] a rapporté l'effet de la vitesse du fluide et du diamètre du tube sur la résistance thermique de l'encrassement asymptotique dans le cas de l'entartrage du carbonate de calcium avec une température de surface constante et une composition constante:

$$R_f = 0,101 / u^{1,33} d^{0,23} \quad (B.18)$$

IV.4 Méthodologie et Algorithme de dimensionnement optimisé

IV.4.1 Hypothèse

Le dimensionnement optimisé de l'unité d'évaporation a pour objectif de trouver les dimensions et les paramètres opératoire qui permettent de minimiser la taille des évaporateurs ou tout simplement qui permettent d'adopter la surface d'échange thermique la plus petite possible. Conséquemment, la fonction objective du problème d'optimisation dans cette section est la surface d'échange thermique globale de l'unité d'évaporation. Les paramètres considérés sont : Diamètre des tubes, longueurs des tubes, température du premier effet (Top brine temperature), taux d'évaporation et température d'eau solaire. Aussi, dans cette section, les hypothèses suivantes sont prises en considération:

- La concentration en sel est égale à zéro pour l'eau distillée produite;
- Tous les évaporateurs et le condenseur sont supposés adiabatiques ;
- Les flux de vapeur et d'eau liquides entrants ou sortants des évaporateurs sont saturés ;

La contrainte du problème d'optimisation est défini par l'égalité entre le débit totale d'eau douce obtenue et la capacité de production cherchée.

IV.4.2 Algorithme de dimensionnement

Le modèle d'équations développé décrivant le système est composé d'équations hautement non-linéaires. Pour cette raison, il est nécessaire d'utiliser une méthodologie de résolution puissante, mais simple et facile à converger. L'algorithme développé, tel qu'illustré par la Figure 3, repose sur la méthode d'itérations à point fixe [7,8], qui est considérée comme une procédure itérative convergente et fiable pour résoudre ce type de système d'équations et utilise la méthode

d'algorithme génétique [9,10] pour l'optimisation. La partie d'algorithme ; utilisée pour le dimensionnement (calcul et résolution du modèle d'équations) ; est composée de trois tranches : La première tranche est dédiée aux calculs des quatre effets, en supposant que la surface de transfert de chaleur est égale dans tous les effets et en supposant que la vapeur est utilisée comme fluide caloporteur au lieu de l'eau solaire pour le premier effet. Cette tranche commence par l'introduction des paramètres opératoires et de désigne de l'unité d'évaporation. Suit par la première estimation des coefficients globaux d'échange thermique pour les quatre effets, ensuite la première itération commence pour calculer les différences de température ΔT_i , les températures T_i , les surfaces d'échanges thermique, les débits partiels des différents flux de matière et leurs propriétés thermiques et thermodynamiques, puis, de nouveaux coefficients de transfert thermique sont obtenus sur la base de ces valeurs et comparés aux coefficients de transfert thermique estimés initialement; Si l'erreur dépasse 0,1%, les valeurs les plus anciennes des coefficient de transfert sont remplacées par la plus récente et la même procédure de calcul (itération) est répétée jusqu'à ce que l'erreur devienne inférieure ou égale à 0,1% pour tous les effets.

Après cela, l'hypothèse d'égalité de la surface de transfert de chaleur est vérifiée; Si l'erreur est supérieure à 0,1%, la différence de température ΔT_i dans chaque effet est corrigée par le rapport entre la surface de transfert de chaleur calculée et sa valeur moyenne pour les quatre effets. Là encore, la procédure de calcul est répétée jusqu'à la satisfaction de ces deux conditions de convergence.

La deuxième tranche dépend des résultats obtenus dans le premier; il est utilisé pour la correction des résultats de dimensionnement du premier effet, car l'eau solaire est utilisée comme fluide chauffant au lieu de la vapeur. De ce fait, la deuxième tranche utilise comme variable d'entrée : le débit massique de l'eau de mer F_1 , de la saumure B_1 et du distillat D_1 et utilise la même procédure décrit ci-dessus pour calculer le coefficient de transfert de chaleur global et la surface d'échange thermique (estimation de U_1 , calcul de LMTD, A_1 et les propriétés thermiques et thermodynamiques, recalcule de U_1). Enfin, la troisième tranche est consacrée aux calculs du dernier condenseur utilisant la même démarche itérative utilisée dans la deuxième tranche.

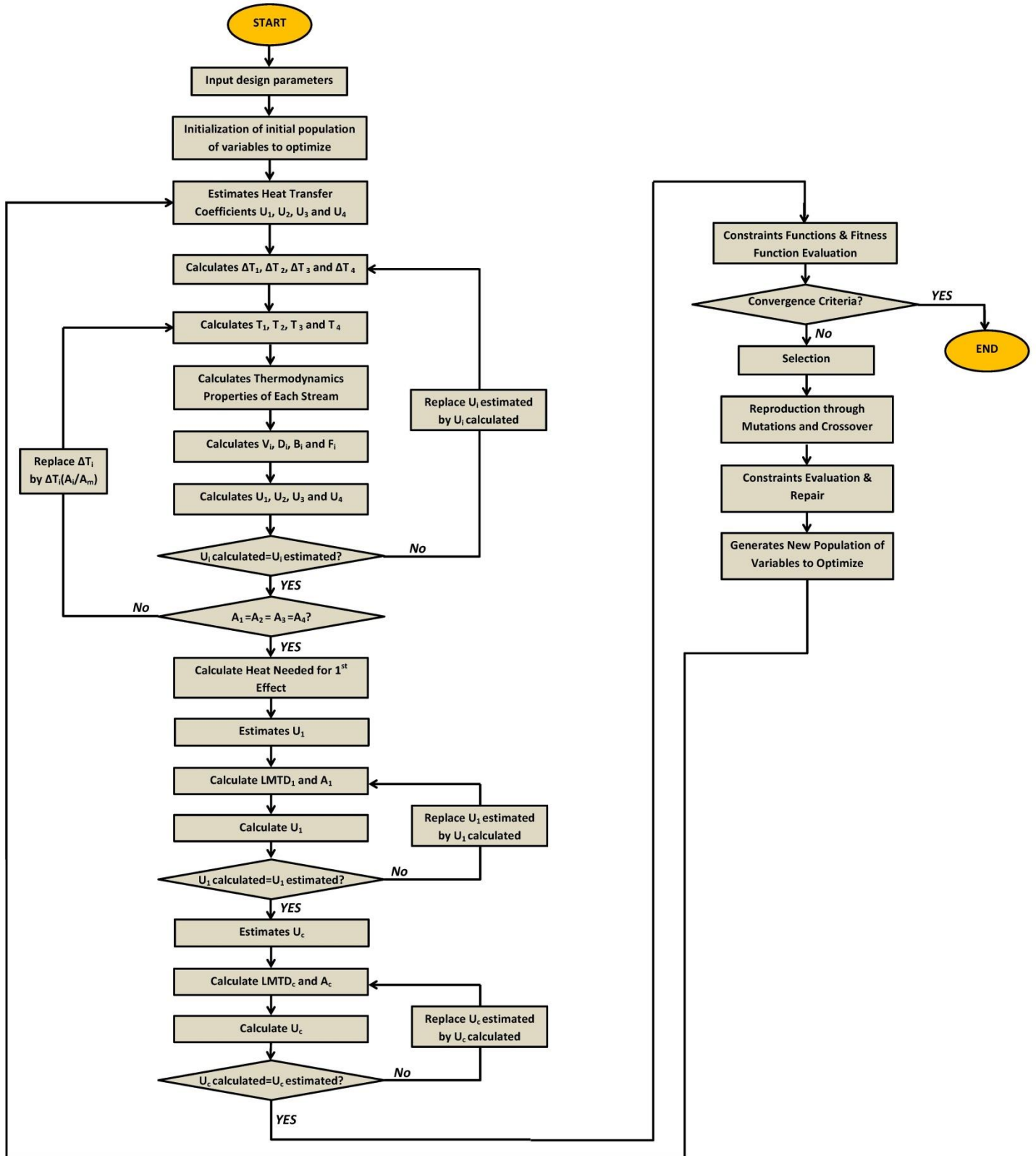


Figure IV.3. Algorithme de calcul et d'optimisation de l'unité d'évaporation

IV.4.3 Algorithme d'optimisation

Le problème d'optimisation est un problème non-linéaire de minimisation à cinq variables : Diamètre des tubes (D_{tube}), longueurs des tubes (L_{tube}), température du premier effet (T_1), taux d'évaporation (X_{ev}) et température d'eau solaire ($T_{\text{s,in}}$). L'algorithme génétique ; inspiré du processus naturel de l'évolution des espèces vivants dans la nature ; est appliqué pour obtenir une solution approchée au problème d'optimisation. L'algorithme génétique est un algorithme itératif qui se base sur la création d'une population initiale de solutions sélectionnée aléatoirement suivie par la sélection des solutions admissibles (évaluation des contraintes) puis la recherche de la solution à fonction objective optimale (évaluation de la fonction objective), puis un processus de sélection des solutions meilleures (élites) est appliqué. A ce niveau, une deuxième population est reproduite à travers des opérations de croisement et mutations dont les mêmes processus d'évaluation, sélection et reproduction sont appliqués jusqu'à satisfaire les conditions de convergence. Comme illustré dans la figure 3, l'algorithme commence par l'introduction des paramètres de design puis l'initialisation d'une population initiale de solutions $\{X_1, X_2 \dots X_N\}$ ($X_i = (D_{\text{tube}}, L_{\text{tube}}, T_1, X_{\text{ev}}, T_{\text{s,in}})$) et par la suite l'algorithme de dimensionnement et calcul (décrit en haut) permet d'obtenir les premiers résultats de dimensionnement de l'unité d'évaporations conformément aux solutions initialisées, après cela, les fonctions contraintes et la fonction objective sont évaluées suivies par le processus de sélection des élites (meilleures solutions) puis la reproduction d'une nouvelle génération à travers les opérations de croisement et mutation pour recommencer encore une nouvelle itération. Ceci est répété jusqu'à la satisfaction du critère de convergence.

IV.5 Analyse Thermique : Effet des Paramètres de Design et Conditions Opératoires

La figure 4 montre que le coefficient d'échange thermique pour le premier effet décroît de 1.35 à 0.7 kW/(m².K) lorsque le diamètre des tubes augmente de 20 à 40 mm. Toutefois, sa valeur reste à peu près constante par rapport à la variation de la longueur des tubes. Il en est ainsi car dans le cas du premier effet, le facteur limitant pour le taux de transfert de chaleur est le coefficient de transfert de chaleur convectif dans le côté du fluide caloporteur circulant à l'intérieur des tubes. Ainsi, lorsque le diamètre des tubes augmente; la section du passage du fluide caloporteur augmente également, comme illustré dans la figure 6.

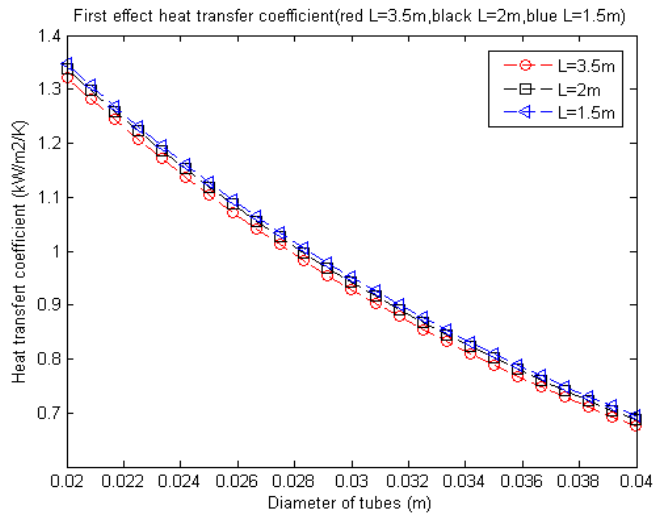


Figure IV.4. Coefficient d'échange U_1 vs diamètre et longueur des tubes

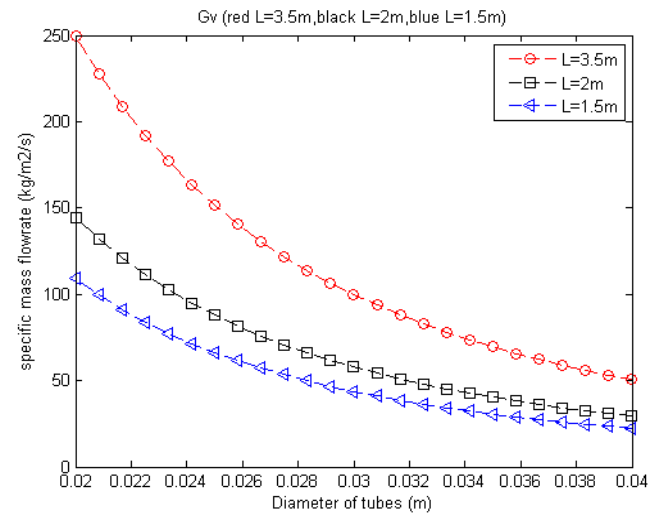


Figure IV.5. Débit massique spécifique d'eau solaire vs diamètre et longueur des tubes

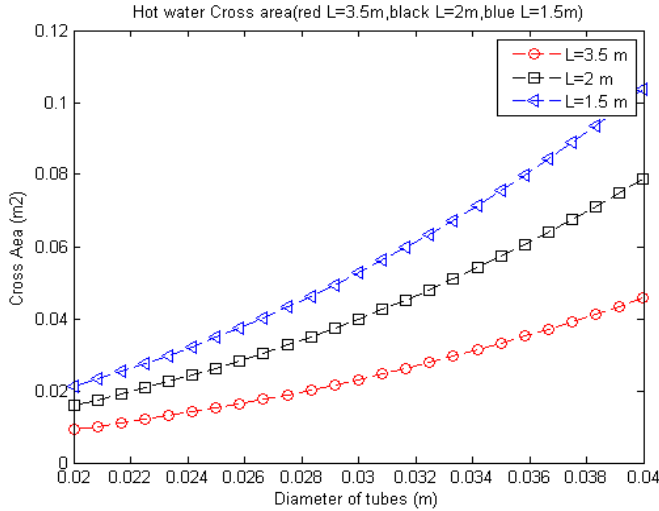


Figure IV.6. Coefficient d'échange U_1 vs diamètre et longueur des tubes

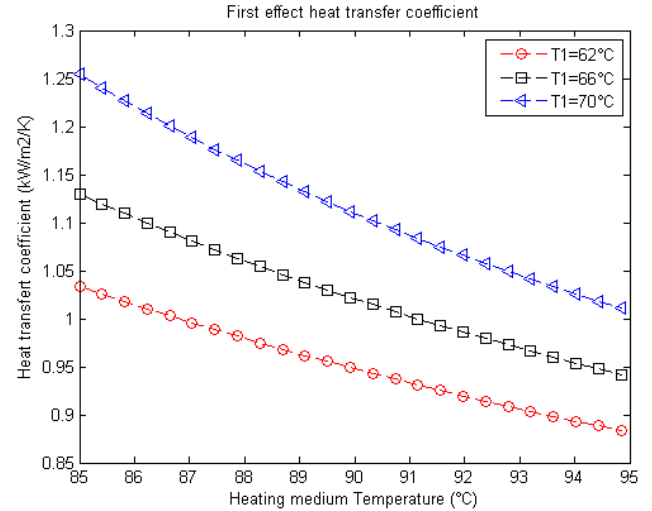


Figure IV.7. Débit massique spécifique d'eau solaire vs diamètre et longueur des tubes

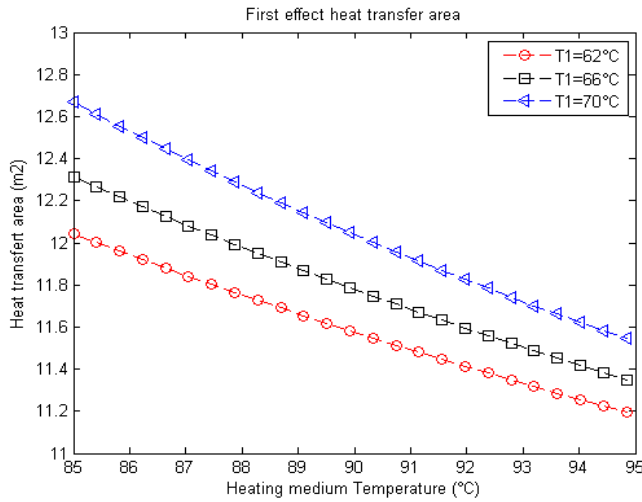


Figure IV.8. Coefficient d'échange U_1 vs diamètre et longueur des tubes

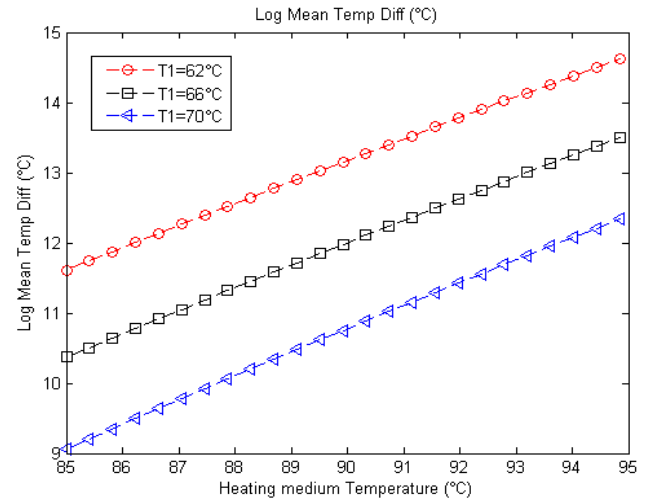


Figure IV.9. Débit massique spécifique d'eau solaire vs diamètre et longueur des tubes

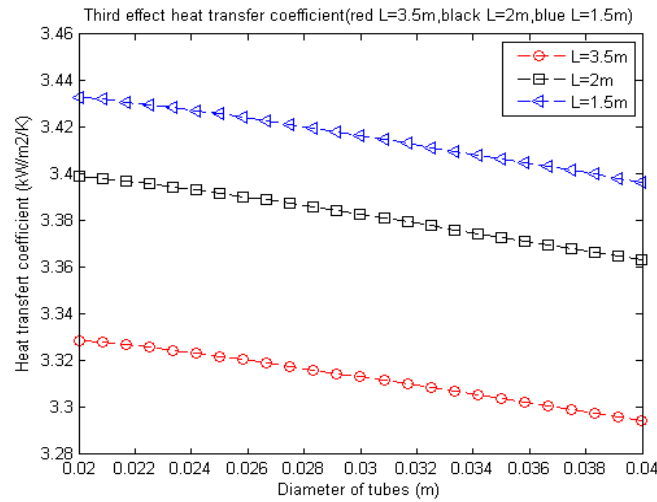


Figure IV.10. Coefficient d'échange U_1 vs diamètre et longueur des tubes

Et à cause de cela, le débit massique spécifique du fluide caloporteur diminue comme présenté dans la figure 5. Cela signifie que le nombre de Reynolds coté fluide caloporteur diminue. Comme résultat final, le taux de transfert de chaleur par convection à l'intérieur des tubes diminue lorsque le diamètre augmente.

Les figures 7 et 9 montrent que lorsque la température du fluide caloporteur augmente d'environ 10°C, le coefficient de transfert thermique global U_1 diminue d'environ 20%, alors que la différence de température logarithmique (LMTD) pour le premier effet augmente d'environ 36%. En conséquence, le produit $U_1.LMTD$ augmente, ce qui conduit à la réduction de la surface de transfert de chaleur requise d'environ 9%. La diminution de coefficient d'échange thermique U_1 lorsque la température du fluide caloporteur augmente pourrait être expliquée par la diminution de son débit massique requis ce qui réduit la turbulence à l'intérieur des tubes.

D'une autre part, la figure 8 montre que la réduction de la surface de transfert de chaleur requise pourrait également être réalisée en réduisant la température d'évaporation au niveau du premier effet T_1 et en augmentant la température du fluide caloporteur.

Les résultats de simulation montrent que le deuxième, le troisième et le quatrième effet ont un comportement similaire envers la variation des dimensions des tubes (longueur et diamètre). Pour les effets ces effets, la figure 10 montre que le coefficient de transfert thermique global dépend légèrement du diamètre des tubes; il diminue d'environ 1% seulement lorsque le diamètre des tubes augmente de 20 à 40 mm. D'autre part, il augmente d'environ 4% lorsque la longueur des tubes est réduite de 3.5 à 1.5 m.

IV.6 Résultats d'optimisation des quatre effets et condenseur

Les résultats d'optimisation sont obtenus en appliquant l'algorithme de dimensionnement et d'optimisation présenté dans la figure 3. On rappelle que les paramètres considérés et leur marge de variation sont comme suit :

- Température du fluide caloporteur $T_{s,in}$ (Marge d'étude : $85 \leq T_{s,in} \leq 120$) ;
- Température du premier effet T_1 (Marge d'étude : $60 \leq T_1 \leq 80$) ;
- Taux d'évaporation (Marge d'étude : $10\% \leq X_{ev} \leq 35\%$) ;
- Diamètre des tubes (Marge d'étude : $20 \text{ mm} \leq d \leq 40 \text{ mm}$) ;
- Longueur des tubes (Marge d'étude : $1 \text{ m} \leq L \leq 4 \text{ m}$) ;

L'algorithme d'optimisation a été programmé sur Matlab. Les résultats d'optimisation sont donnés dans les tableaux B-2 et B-3. La puissance thermique nécessaire pour le fonctionnement de l'unité d'évaporation est égale à 121.2kW, cette puissance sera fournie par l'eau solaire (fluide caloporteur) à $T_s=90^\circ\text{C}$.

Tableau IV.2. Résultats d'optimisation pour les quatre effets

Caractéristiques de l'unité d'évaporation	Effet N°: 1	Effet N°: 2	Effet N°: 3	Effet N°: 4
Débit d'eau de mer F_i (kg/s)	0.2204	0.2181	0.2158	0.2136
Débit d'eau douce D_i (kg/s)	0.0551	0.0545	0.0539	0.0534
Débit de la saumure B_i (kg/s)	0.1653	0.1636	0.1618	0.1602
Température d'évaporation T_i (°C)	70	60	50	40
Pression P_i (kPa)	31.25	19.87	12.16	7.23
Coefficient d'échange thermique U_i (kW/m²/°C)	1.147	3.265	3.224	3.208
Surface d'échange thermique A_i (m²)	11.5	5.5	5.5	5.5
Diamètre des tubes (Inches)	1"	1"1/4	1"1/4	1"1/4
Longueur des tubes L (m)	3.5	3.5	3.5	3.5
Nombre des tubes N_t	41	16	16	16
Diamètre de la calandre (m)	0.44	0.518	0.518	0.518
Longueur de la calandre (m)	4.2	4.2	4.2	4.2

Tableau IV.3. Résultats d'optimisation pour les quatre effets

Fluide froid ($M_f + M_{cw}$)			Fluide chaud (V4)		Tubes characteristics			Shell characteristics	
Débit (kg/s)	Température d'entrée (°C)	Température de sortie (°C)	Débit (kg/s)	Température (°C)	Longueur (m)	Diamètre (inches)	Nombre de tubes	Longueur (m)	Diamètre (m)
1.371	20	35	0.0534	40	3.5	1"1/4	19	4.2	0.32

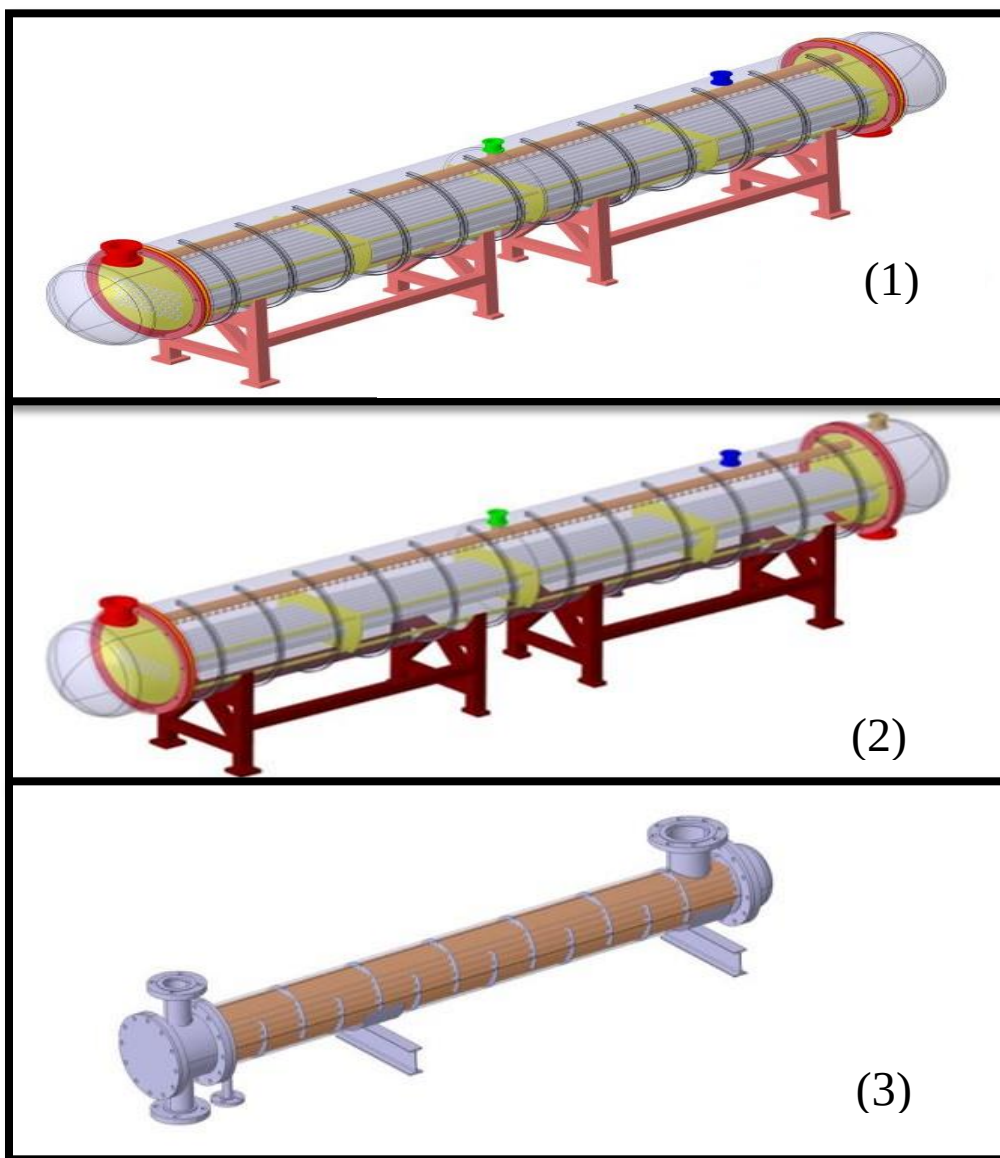


Figure IV.11. Vues isométriques: (1) Evaporateur 1 ; (2) Evaporateurs 2, 3 et 4; (3) Condenseur (réalisés par Catia).

IV.7 Réseau d'échangeurs de chaleur et intégration énergétique en utilisant la méthode de pincement

On rappelle que l'unité de dessalement utilise la configuration d'alimentation en parallèle. Dans ce type de configuration, chaque débit partiel d'alimentation doit être chauffé jusqu'à sa température de saturation. Inversement, la saumure rejetée et de l'eau douce produite quittent chaque effet à la température de saturation et doivent être refroidies avant de les stocker. Pour

atteindre ce résultat, des réchauffeurs et des refroidisseurs doivent être utilisés pour chaque flux dans le processus. Cependant, cela conduit à l'augmentation de la quantité d'énergie thermique requise et le surdimensionnement du réseau d'échangeur de chaleur. Pour réduire à la fois la consommation d'énergie et le coût d'investissement du réseau d'échangeur de chaleur, il est nécessaire de concevoir un système de récupération de chaleur afin de préchauffer les flux froids (eau de mer d'alimentation) en utilisant les flux chauds (eau distillée et saumure). Le processus devrait alors maximiser le taux de récupération d'énergie mais aussi doit être réalisé au moindre coût d'investissement possible. Dans cette partie, l'analyse de Pincement (Pinch analysis) ; considérée comme une méthode efficace pour l'intégration et l'optimisation de la conception des réseaux des échangeurs chaleur [11]; est utilisée pour à la fois maximiser la récupération d'énergie thermique et minimiser le coût d'investissement du réseau des échangeurs de chaleur. En d'autres termes, l'objectif est de minimiser le coût total du réseau des échangeurs de chaleur (cout d'énergie thermique externe requise plus le cout d'investissement du réseau d'échangeur).

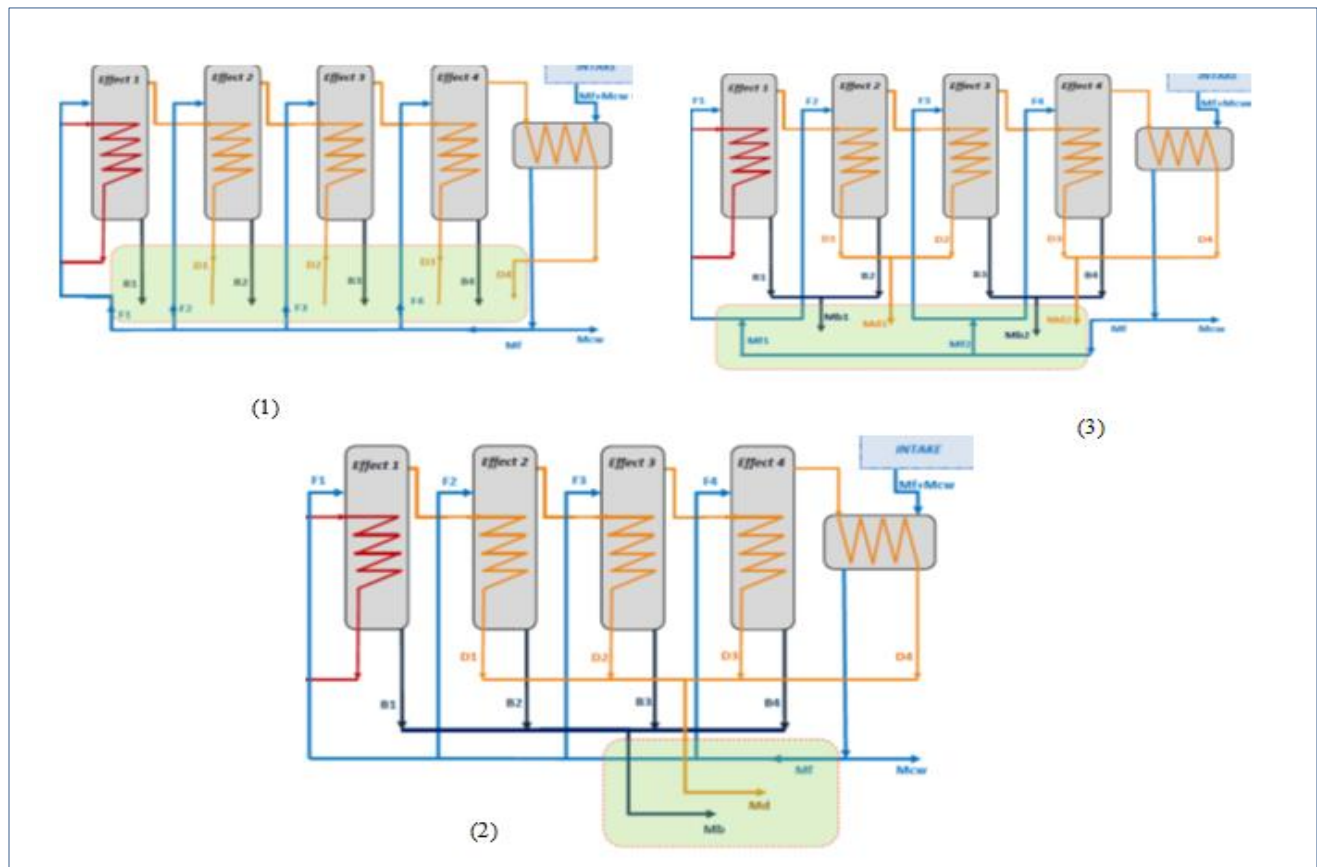


Figure IV.12. Différentes configurations de mélangeage des fluides

Tableau IV.4. Spécifications des fluides pour la configuration 1

Stream	Nature of stream	M (kg/s)	CP (kW/K)	Ti (°C)	Tf (°C)	Q (kW)
F1	Cold Stream	0.2204	0,9212	35	70	32.24
F2	Cold Stream	0.2181	0,9116	35	60	22.79
F3	Cold Stream	0.2158	0,9020	35	50	13.53
F4	Cold Stream	0.2136	0,8928	35	40	4.46
B1	Hot stream	0.1587	0,6633	70	30	23.21
B2	Hot stream	0.1570	0,6562	60	30	16.40
B3	Hot stream	0.1554	0,6495	50	30	9.74
B4	Hot stream	0.1538	0,6428	40	30	3.21
D1	Hot stream	0.0617	0,2579	70	30	9.02
D2	Hot stream	0.0611	0,2553	60	30	6.38
D3	Hot stream	0.0604	0,2524	50	30	3.78
D4	Hot stream	0.0598	0,2499	40	30	1.25

Tableau IV.5. Spécifications des fluides pour la configuration 3

Stream	Nature of stream	M (kg/s)	CP (kW/K)	Ti (°C)	Tf (°C)	Q (kW)
Mf1	Cold Stream	0.4384	1,8325	35	70	64.13
Mf2	Cold Stream	0.4294	1,7948	35	50	26.92
Md1	Hot stream	0.1228	0,5133	65	35	15.39
Md2	Hot stream	0.1202	0,5024	45	35	5.02
Mb1	Hot stream	0.3157	1,3196	65	35	39.59
Mb2	Hot stream	0.3092	1,2924	45	35	12.92

Tableau IV.6. Spécifications des fluides pour la configuration 2

Stream	Nature of stream	M (kg/s)	C_p (kW/K)	T_i (°C)	T_f (°C)	Q (kW)
M_f	Cold stream	0.868	3,628	35	70	127
M_d	Hot stream	0.243	1,016	55	35	20.3
M_b	Hot stream	0.625	2,612	55	35	52.2

Tableau IV.7. Dimensions des échangeurs à plaque

W (m)	L (m)	b(m)	Area per plate (m ²)
0,25	0,56	0,004	0,88

Tableau IV.8. Températures cibles et températures modifiées des différents fluides- cas d'étude : configuration 2 et $\Delta T_{min}=2^\circ C$.

Stream data		Target temperatures		Shifted temperatures	
Stream	Nature of stream	T_i (°C)	T_f (°C)	T_i^* (°C)	T_f^* (°C)
M_f	Cold stream	35	70	36	71
M_d	Hot stream	55	35	54	34
M_b	Hot stream	55	35	55	34

Cette méthode est réalisée suivant quatre étapes complémentaires: La première consiste à extraire les données et spécifications thermiques des différents flux de matière à partir du schéma initial de l'unité. La deuxième étape est de trouver les valeurs des différences de température minimales ΔT_{min} adéquats. La troisième étape est consacrée au dimensionnement et à la conception des échangeurs de chaleur. Enfin, la quatrième étape consiste à sélectionner la conception optimale du réseau d'échangeurs de chaleur à adopter.

IV.7.1 Extraction de données de flux pour trois configurations possibles

Le mélangeage et/ou division des flux de matière augmente la complexité au niveau de l'extraction des données et spécifications des différents flux de matière dans le procédé. Les courants de matière de la même composition chimique entrants ou sortants de chaque effet à différentes températures peuvent être mélangés et former un seul flux, et puis l'échange de chaleur peut être effectué par un seul échangeur de chaleur. Cependant, le mélangeage réduit la température des flux chauds et par conséquent réduit la force motrice d'échange de chaleur, ce

qui augmente la surface d'échange de chaleur requise. Les flux partiels de même nature dans l'unité de dessalement de dessalement, peuvent être mélangés de manière différente, ce qui donne trois configurations possibles de flux, comme indiqué dans la figure 12. Les données des différents flux de matière pour les trois configurations possibles sont fournies dans les tables B-4, B-5 et B-6.

		$\Delta T (^{\circ}C)$	$\sum C_{ph} - \sum C_{pc}$	ΔH	Deficit / surplus
71°C					
(I)		17	-3,628	61,676	Deficit
54°C					
(II)		18	0	0	—
36°C					
(III)		2	+3,628	7,256	surplus
34°C					

Figure IV.13. Intervalles de température- Cas d'étude : Configuration 2, $\Delta T_{min}=2^{\circ}C$

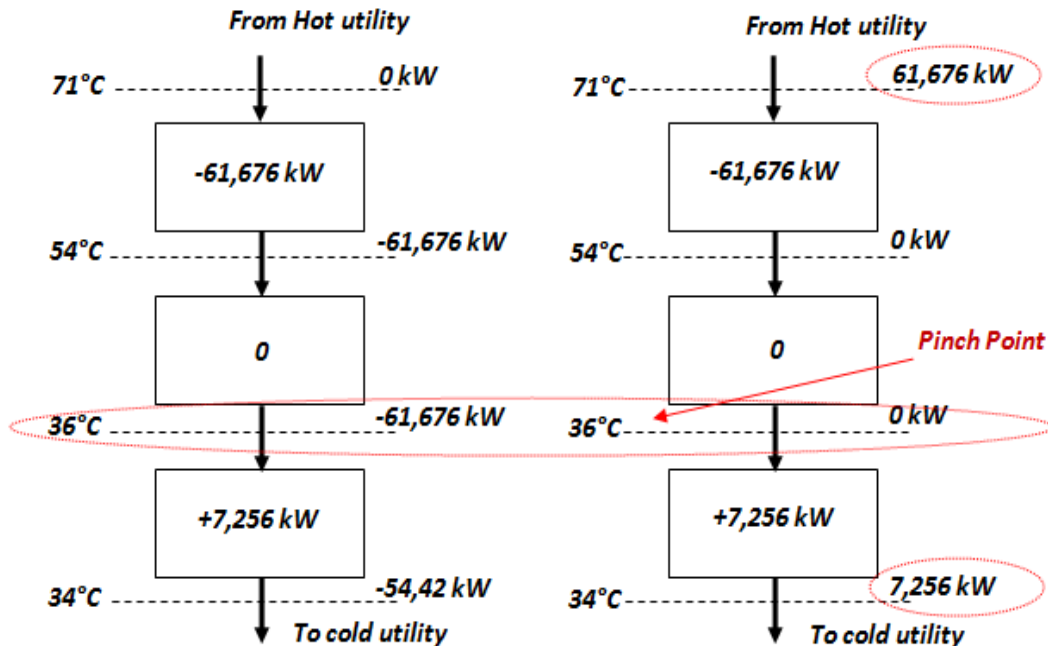


Figure IV.14. Diagramme en cascade- Cas d'étude : Configuration 2, $\Delta T_{min}=2^{\circ}C$

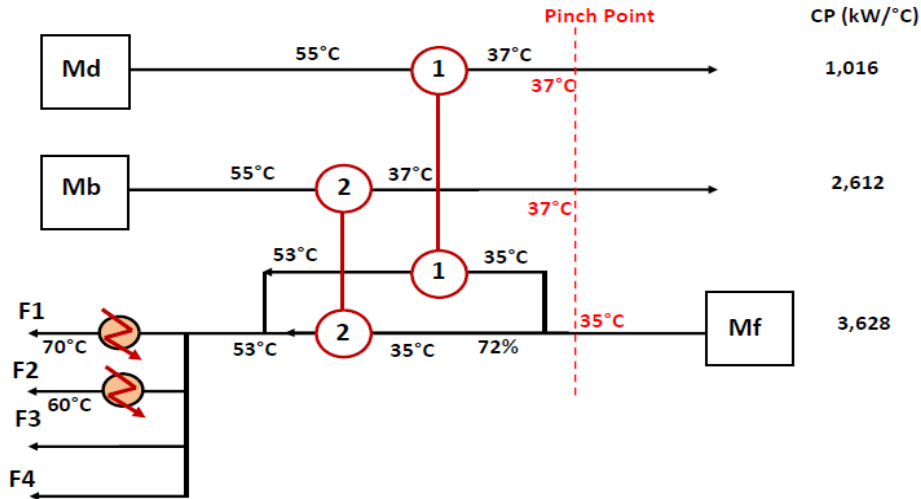


Figure IV.15. Diagramme de grille- Cas d'étude : Configuration 2, $\Delta T_{\min}=2^{\circ}\text{C}$

IV.7.2 La différence de température minimale $\Delta T_{\min}$

La sélection de la différence de température minimale entre les flux chauds et les flux froid a une importance majeure dans le design du réseau d'échangeurs de chaleur. En effet, adopter des très petites valeurs de $\Delta T_{\min}$ permet de maximiser le taux de récupération d'énergie thermique d'une part, mais d'autre part nécessite l'utilisation des surfaces d'échange thermique grandes. En d'autre terme, l'utilisation des petites valeurs de $\Delta T_{\min}$ permet de minimiser le coût d'énergie thermique externe qu'il faut fournir au système mais augment le coût d'investissement des échangeurs de chaleur de récupération. De ce fait, le cout total du réseau d'échangeur de chaleur (coût de la chaleur externe annuel et coûts d'investissements annuel d'échangeurs) passe par une valeur minimale qui correspond au $\Delta T_{\min}$ optimal. Dans cette étude, nous avons considéré cinq valeurs pour $\Delta T_{\min}$: 2, 4, 6, 8 et 10 ° C.

IV.7.3 Sélection et dimensionnement des échangeurs de chaleur

Il est très important de faire les choix appropriés en ce qui concerne le type d'échangeur de chaleur et aussi sont matériau de construction, pour assurer un fonctionnement correct afin d'éviter autant que possible les problèmes susceptibles de limiter l'efficacité de l'échangeur thermique et de la récupération de chaleur. Le choix du type d'échangeur de chaleur approprié dépend de plusieurs paramètres, essentiellement le coût, le coefficient de transfert de chaleur, la durée de vie et résistance contre la corrosion. Il s'est avéré que le type d'échangeur de chaleur le

mieux adapté à notre unité de dessalement est l'échangeur de chaleur à plaques; ses caractéristiques sont illustrées dans le tableau B-7.

Pour les échangeurs de chaleur à plaques, le coefficient de transfert de chaleur peut être évalué sur la base des corrélations suivantes :

✓ Pour l'écoulement turbulent [12]:

$$Nu = 0,374Re^{0,668}Pr^{0,33}(\mu_b/\mu_w)^{0,15} \quad (B.19)$$

Dans cette corrélation, le nombre de Reynolds Re est basé sur un diamètre équivalent, De, défini par :

$$D_e = 4Wb/2(W + b) \quad (B.20)$$

Avec : W est la largeur de la plaque d'échangeur de chaleur, et b est l'espacement entre les plaques.

✓ Pour les écoulements laminaires:

$$Nu = c_1(Re \frac{PrD_e}{L})^{0,333}(\mu_b/\mu_w)^{0,14} \quad (B.21)$$

Où c_1 est un coefficient de géométrie compris entre 1.86 et 4.50 et L est la longueur effective de la plaque.

IV.7.4 Etude de cas: Configuration C & $\Delta T_{min} = 2^\circ C$

On rappelle que cette analyse de Pinch prend en considération trois configurations différentes (1, 2 et 3 présentées dans la figure 12) et cinq valeurs différentes de ΔT_{min} (2, 4, 6, 8 et $10^\circ C$), ce qui donne au totale quinze cas d'étude. La configuration 2 et une différence de température minimale de $2^\circ C$ sont sélectionnées comme cas d'étude et présenté dans ce qui suit dans cette section. Les températures décalées sont fixées à $1/2 \Delta T_{min}$ au-dessus des températures des courants froids et à $1/2 \Delta T_{min}$ au-dessous des températures des courants chauds. Ils sont utilisés pour garantir que les différences de température entre les flux chauds et les flux froids sont égales ou supérieures à ΔT_{min} . Les données relatives aux températures décalées pour ce cas d'étude sont présentées dans le tableau 8.

IV.7.4.1 Intervalles de température

La figure 13 montre que les données des flux sont divisées en trois intervalles de température (intervalles : I, II et III), représentant un sous-réseau. Chaque intervalle est défini par les spécifications des flux de matière et les températures cibles.

Aussi, pour chaque sous-réseau ou intervalle, il y a soit un déficit ou un excès de chaleur, mais jamais les deux en même temps. En tant que convention de signe, on associe une signe négative pour chaque déficit de chaleur est une signe positive pour chaque excès de chaleur.

IV.7.4.2 Diagramme en cascade

Dans le diagramme en cascade, l'apport de chaleur provenant de l'utilité externe est estimé égal à zéro et le surplus de chaleur provenant d'un intervalle de température élevée peut être utilisé pour compenser le déficit de chaleur des intervalles de faible température.

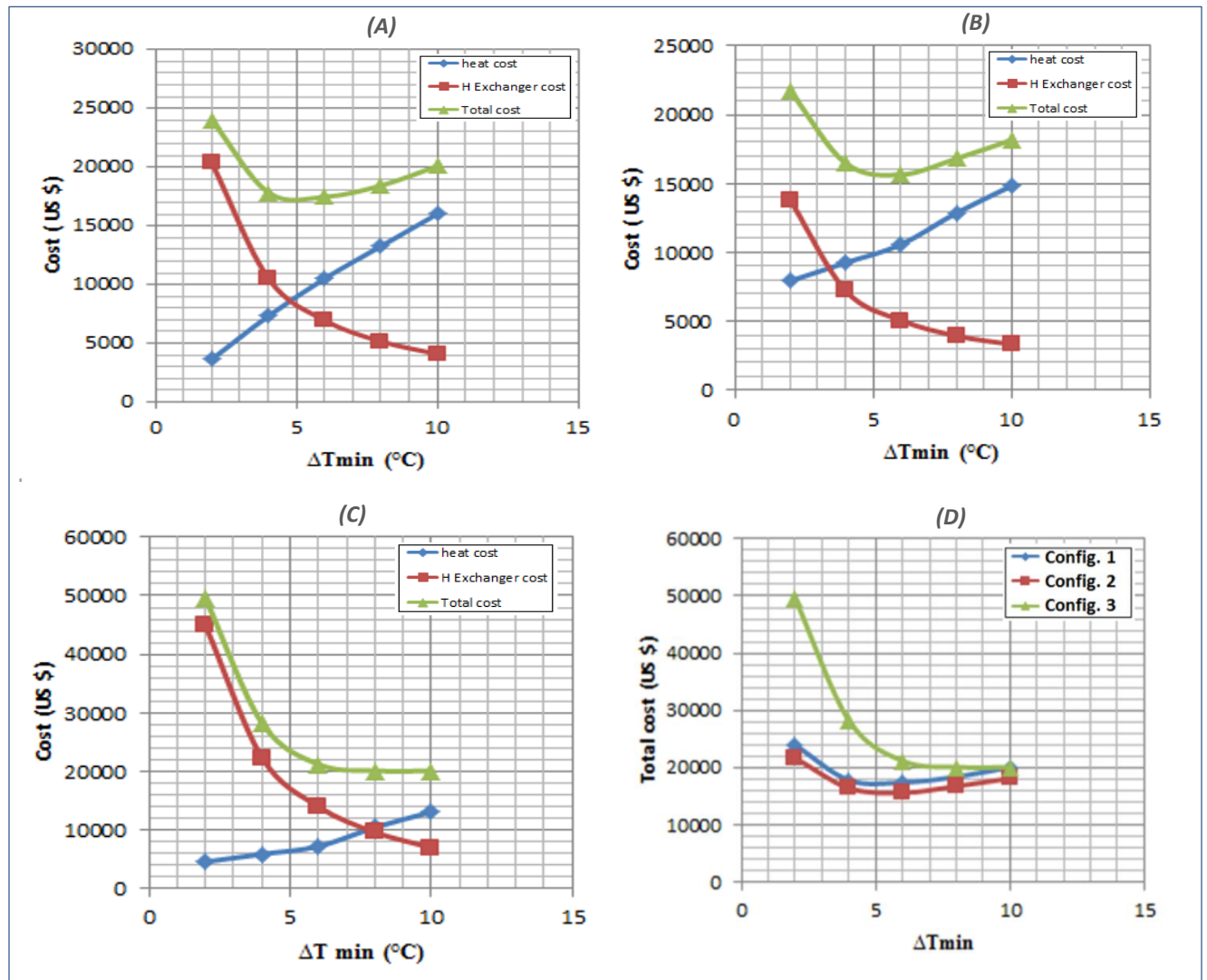


Figure IV.16. Différents coût vs ΔT_{min} , (A) : configuration 1, (B) : configuration 2, (C) : configuration 3, (D) : Coût total pour les configurations 1,2 et 3.

Pour chaque intervalle ou sous-réseau, la sortie en flux d'énergie thermique est calculée en ajoutant le surplus au flux d'énergie à l'entrée, ce calcul est indiqué schématiquement dans la Figure 14. Pour que la configuration soit réalisable, la transmission de chaleur d'un intervalle de température élevé à un intervalle de basse température doit être positive. Par conséquent, si des valeurs négatives sont obtenues, l'utilité chaude externe doit être augmentée de zéro à une valeur positive minimale afin de rendre tous les flux de chaleur positifs ou égaux à zéro. En plus de cela, l'utilité minimum froide doit être égale au flux de chaleur sortant du sous-réseau le plus froid.

IV.7.4.3 Diagramme de grille (Grid diagram)

Le diagramme de grille est représenté dans la figure 15, les flux chauds (saumure rejetée et distillat) sont représentés en haut avec leurs températures d'entrée du côté gauche et leurs températures cibles dans le côté droit. Le courant froid (eau de mer d'alimentation) est représenté au-dessous et orienté dans le sens contraire des courants chauds. De plus, dans ce diagramme, la construction du réseau d'échangeurs de chaleur est réalisée conformément à [11].

IV.7.5 Résultat global de la conception du réseau d'échangeurs de chaleur

IV.7.5.1 Détermination du ΔT_{min} optimal

Le design et dimensionnement du réseau d'échangeurs de chaleur est effectué en se basant sur les résultats des diagrammes des grilles de tous les quinze cas d'étude. Et par la suite, les couts d'énergie thermique de l'utilité chaude et d'investissement sont évalués et présentés dans la figure 16. Ces résultats montrent que la valeur optimale du ΔT_{min} est de l'ordre de 6°C pour toutes les configurations 1, 2 et 3.

IV.7.5.2 Conception optimale du réseau d'échangeurs de chaleur

Les résultats présentés dans la figure 16-D ont prouvé que la configuration 2 est la plus avantageuse par rapport aux configurations 1 et 3; en conséquence, la configuration 2 a été choisie pour être utilisée comme conception finale du réseau d'échangeurs de chaleur.

Le réseau d'échangeurs de chaleur obtenu dans ce cas est composé de quatre échangeurs de chaleur, comme indiqué dans la figure 17. Les échangeurs de chaleur notés par (1) et (2) sont utilisés pour la récupération de chaleur à partir d'eau douce produite et de saumure rejetée, respectivement. En outre, les échangeurs de chaleur supplémentaires (a) et (b) sont utilisés pour augmenter la température de l'eau de mer d'alimentation au niveau des effets 1 et 2 afin d'atteindre la température cible (température de saturation).

En régime permanent, le taux de récupération de chaleur sensible à partir de l'eau distillée et la saumure est approximativement égal à 50,79 kW et la consommation de chaleur sensible utilisée pour le complément de chauffage de l'eau de mer (utilité chaude) est égale à 29,37 kW. Les résultats du dimensionnement des échangeurs de chaleur sont donnés dans le tableau B-9.

De ce fait, la consommation de chaleur de cette unité pilote est d'environ 158 kW, le dernier condenseur est utilisé pour condenser la vapeur du dernier effet (effet 4) et sert également à préchauffer l'eau de mer de 20 ° C à 35 ° C. La chaleur récupérée à l'aide du condenseur est d'environ 54,42 kW. L'eau de mer d'alimentation est chauffée de 35 ° C à 49 ° C en utilisant les échangeurs de chaleur à récupération de chaleur (1) et (2).

Tableau IV.9. Résultats du dimensionnement des échangeurs de chaleur

Echangeur de chaleur	Puissance thermique (kW)	Surface d'échange (m ²)
(a)	20,23	0,741
(b)	10,93	0,314
(1)	14,18	0,872
(2)	36,48	1,720

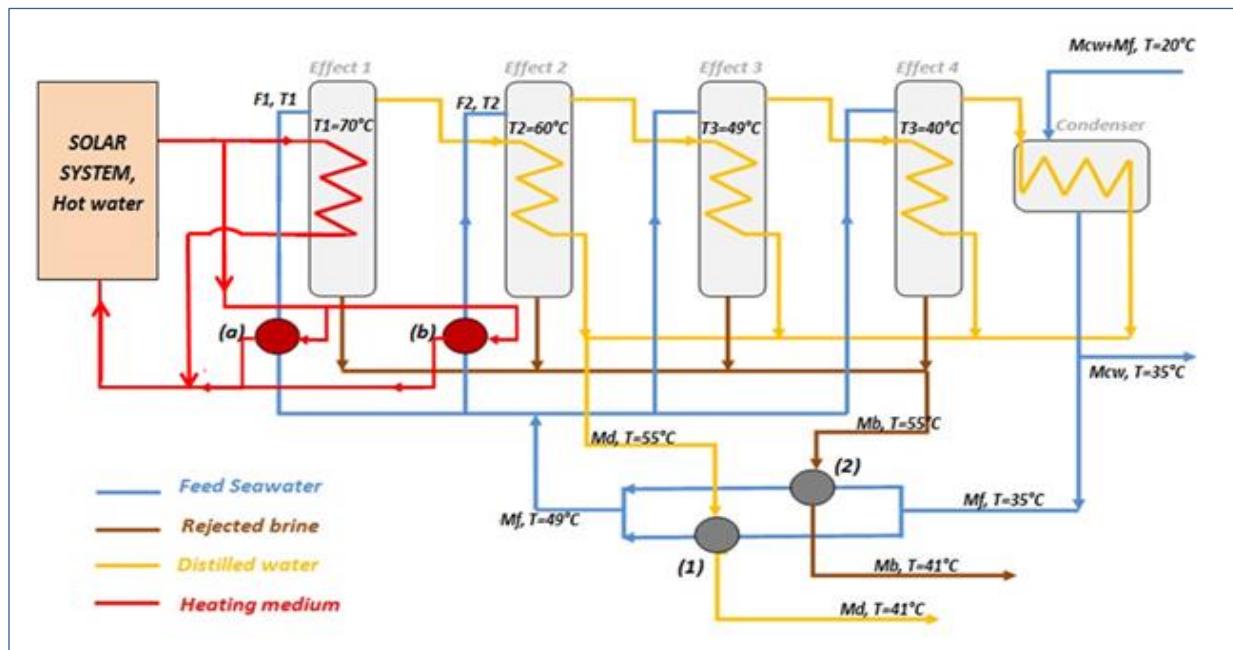


Figure IV.17. Schéma simplifié du flow-sheet de l'unité d'évaporation et réseau d'échangeurs de chaleur

IV.8 Dimensionnement et Calcul Préliminaire Du Système Solaire

Les panneaux solaires à tubes sous vide (vacuum tube collectors), indiqués dans la figure 18, sont sélectionnés, car ils fonctionnent mieux par rapport aux panneaux plats (flat plate solar panels) du fait que le vide dans le tube de verre permet aux collecteurs de conserver un pourcentage élevé de chaleur en réduisant les pertes par conduction et convection. Aussi, les tubes sous vide sont généralement moins sensibles à l'angle et à l'orientation du soleil par rapport à leurs homologues à panneaux plats. Leur conception circulaire permet à la lumière du soleil de passer sous un angle optimal tout au long de la journée. Les caractéristiques techniques des panneaux utilisés dans cette étude sont données par le fabricant, comme indiqué dans le tableau B-1. La surface des panneaux solaires requise A_p est calculée par la relation suivante :

$$A_p = \frac{P_{th}}{(\eta_p E_g)} \quad (B.22)$$

Où E_g est l'irradiation solaire (DNI exprimée en kW/m^2) et η_p est l'efficacité du système solaire, elle est donnée par [13]:

$$\eta_p = \eta_0 - \frac{K_1 \Delta T_f}{E_g} - \frac{K_2 (\Delta T_f)^2}{E_g} \quad (B.23)$$

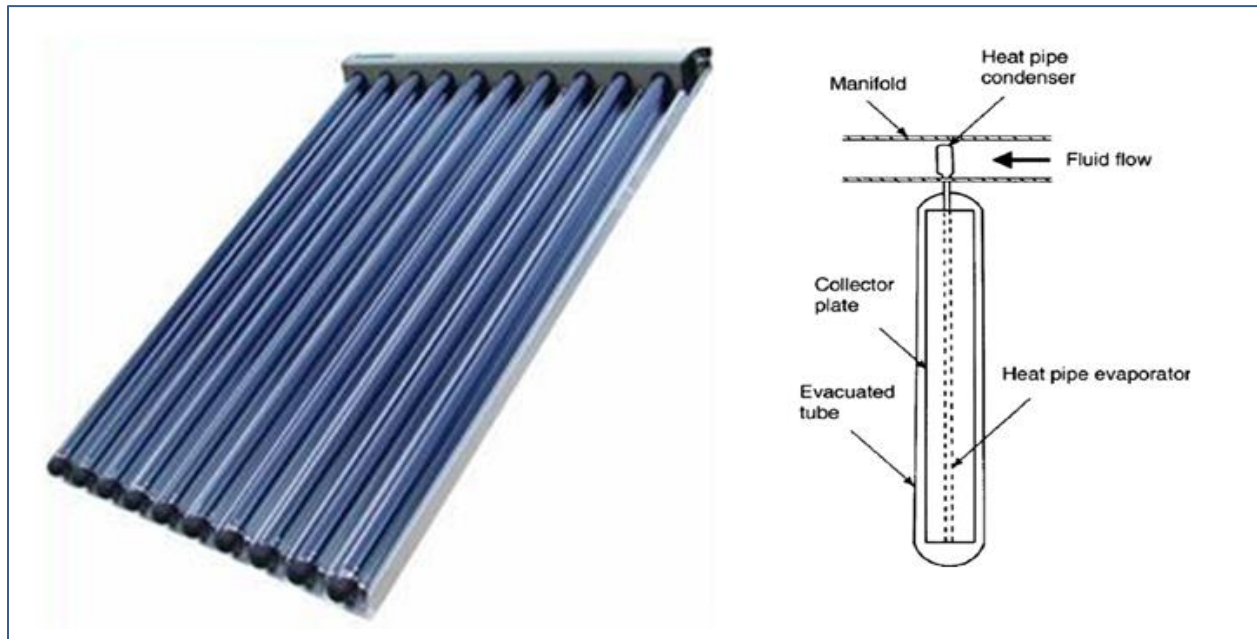


Figure IV.18. Panneau solaire à tubes sous-vide

Tableau IV.10. Résultats de calcul des collecteurs à tubes sous-vide

Efficacité (%)	Puissance thermique (kW)	Surface totale d'absorption (m ²)	Nombre de panneaux solaires	Débit de l'eau solaire (kg/s)
57	160	355	72	3.67

Le débit de l'eau solaire $\dot{M}_s$ est calculé en se basant sur la relation suivante :

$$P_{th} = \dot{M}_s C_s (T_s - T_s) \quad (B.24)$$

Le dimensionnement du système solaire est effectué en se basant sur la valeur moyenne de l'irradiation solaire de la région de Rabat ($E_g=800 \text{ W/m}^2$). Les résultats de calcul des collecteurs solaires sont donnés dans le tableau B-10.

Aussi, au niveau du système solaire, les pertes de charge devraient être maintenu aussi basses que possible. Il est donc important de veiller à ce que la vitesse d'écoulement d'eau solaire ne dépasse pas la valeur de 0.7 m/s, sinon la résistance à l'écoulement de la conduite serait trop élevée. Pour des vitesses de flux supérieures à 0.7 m/s, des nuisances sonores supplémentaires peuvent apparaître, et à partir de 1 m/s, il peut même y avoir une abrasion des matériaux dans les tubes en cuivre. Les études expérimentales dans la littérature ont montré qu'une valeur d'environ 40 litre/heure (10,6 gallons/heure) par m² de surface de captage est idéale pour les systèmes à grand débit. Ainsi, le diamètre de la conduite du circuit solaire peut être calculé à partir de la relation suivante:

$$d = \left(4 \frac{\dot{V}}{\pi v}\right)^{1/2} \quad (B.25)$$

Où $\dot{V}$ est le débit volumétrique de l'eau solaire (m³/s) et v est la vitesse d'écoulement recommandée (m/s).

Le choix de l'angle optimal des panneaux solaires est nécessaire pour une utilisation optimale des panneaux solaires à tubes à tubes sous-vide. Il est obtenu lorsque le panneau est monté sur le support avec un angle d'azimut et d'élévation variable. Du fait que ces contrôleurs et suiveurs sont trop coûteux, il est généralement accepté de monter ces panneaux sur des supports fixes avec l'azimut du panneau déplacé vers le sud. L'angle d'inclinaison optimal des panneaux dépend de la latitude. Dans les pays de latitude moyenne comme le Maroc, un angle d'inclinaison optimal de 30 ° peut être appliqué et la direction des panneaux est fixée vers le sud.

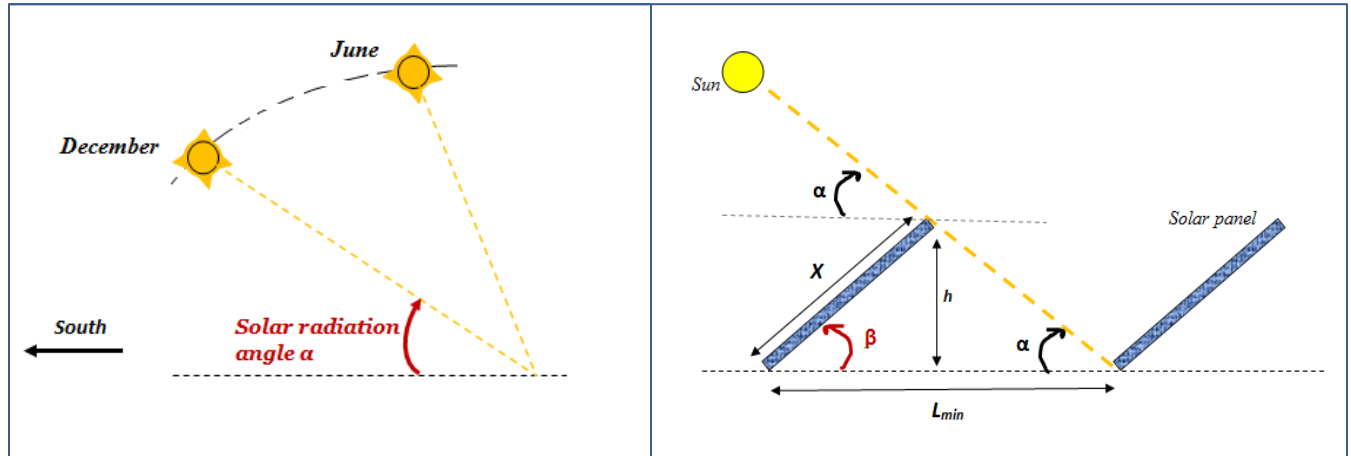


Figure IV.19. Calcul de la distance entre les panneaux solaires

Il est important que les panneaux solaires ne se nuancent pas afin de ne pas affecter leur efficacité. De ce fait, la distance entre les panneaux solaires dépend de la latitude, les dimensions et l'angle d'inclinaison des panneaux. Il est donc important de calculer la distance minimale entre les modules afin d'éviter les ombres d'un module sur un autre comme indiqué dans la figure 19.

La distance minimale entre les modules est donnée par l'équation:

$$L_{min} = X.(Cos\beta + sin\beta / tan\alpha) \quad (B.26)$$

La valeur la plus faible de l'angle de rayonnement solaire est obtenue en décembre ($\alpha = 32^\circ$). Il est à noter que les panneaux solaire sont montées sous fourmes de 18 rangés parallèles, dont chaque rangé comporte quatre panneaux solaires en série, le calcul de la distance minimal entre les panneaux permet par la suite d'estimer la superficie nécessaire pour installer le champ solaire ainsi que d'évaluer les pertes de charge et aussi la puissance de pompage.

Selon les résultats de ces calculs, la distance minimale entre les panneaux est 3.605m, et la superficie nécessaire pour l'installation du champ solaire est de l'ordre de 586m².

IV.9 Calcul des pertes de charge et puissance de pompage au niveau du champ solaire:

Le calcul du système de pompage dépend du circuit hydraulique et des pertes énergétiques générées lors de l'écoulement, les pompes seront utilisées pour assurer la circulation de l'eau solaire à travers le circuit du champ solaire et contrebalancer les pertes de charge causées par la résistance à l'écoulement (actions de cisaillement). Les pertes de charge linéaires sont le plus souvent calculées à partir de l'équation de Darcy-Weisbach exprimé par l'expression suivante [14]:

$$\Delta P = \Lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{B.25})$$

Avec : L est la longueur de tube (m), D_h est le diamètre (m), v est la vitesse d'écoulement (m/s), ρ est la densité du fluide (kg/m^3) et ΔP est la perte de charge (Pa). Le coefficient de frottement ' Λ ' est estimé par :

✓ Cas d'écoulement laminaire (écoulement de Poiseuille) :

$$\Lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{B.26})$$

✓ Cas d'écoulement turbulent :

$$\Lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (\text{B.27})$$

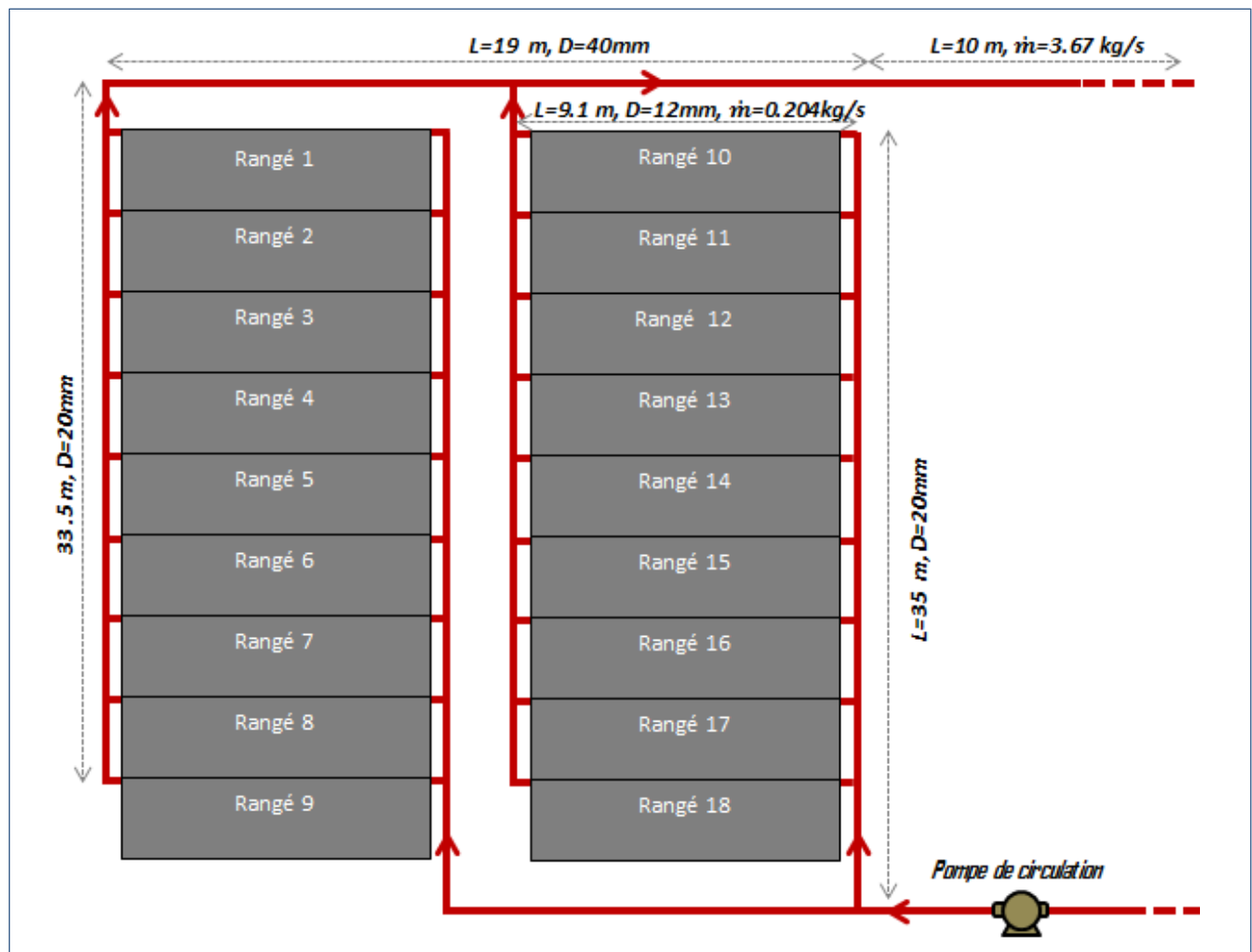


Figure IV.20. Schéma simplifié du circuit hydraulique du champ solaire

Tableau IV.11. Résultats de calcul de la puissance de pompage du système solaire

Pertes de charge linéaires (bars)	Pertes de charge de singulière (bars)	Puissance de pompage (W)
1.8	0.65	950

Avec Re est le nombre de Reynolds. Les pertes de charge singulières sont exprimées par:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (B.28)$$

Avec : ξ est un coefficient dépendant de la forme de la singularité. Les résultats de calcul des pertes de charge ainsi la puissance de pompage requise pour le champ solaire sont donnés dans le tableau B-11.

IV.10 Système de contrôle

Le système de contrôle est utilisé pour assurer la stabilité et le bon fonctionnement de l'unité de dessalement à l'aide de la régulation des variables dynamiques. En d'autre terme, le système de contrôle est utilisé pour mesurer et corriger les modifications des quatre principaux variables de l'installation: températures; pressions; débits; et niveaux. Aussi, ce système de contrôle est conçu pour avoir une flexibilité au niveau de son fonctionnement. Dans cette partie, on se réfère à la figure 21. Le scénario de fonctionnement est décrit comme suit : Au cours du démarrage de l'unité, lorsque le soleil se lève, le processus de circulation du fluide caloporteur dans le système solaire se déclenche automatiquement par un capteur de rayonnement solaire (La pompe P_2 est mise en marche, Vannes V_1 et V_3 assurent la circulation en circuit fermé). La circulation de ce fluide caloporteur se fait initialement en circuit fermé, le fluide caloporteur est pompé du réservoir de stockage vers le système solaire puis il est renvoyé vers le réservoir de stockage jusqu'à atteindre la température consigne ou température de démarrage de l'unité d'évaporation ($T_s=90^\circ\text{C}$). A ce point-là, la vanne V_1 et V_2 contrôlent à la fois le débit et la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'unité d'évaporation. Une chaudière utilisant l'énergie fossile est utilisée pour donner de flexibilité et/ou stabilité de fonctionnement de l'unité (stabilisation de la température du réservoir de stockage, hybridation du système solaire, fonctionnement en énergie fossile, et rapidité de démarrage ... etc.). En même temps, la pompe P_{11} se met en marche pour alimenter l'unité d'évaporation en eau de mer. Les pompes à vides P'_1 , P'_2 , P'_3 et P'_4 sont mise en marche pour contrôler et assurer la stabilité de la pression à l'intérieur des évaporateurs, et les

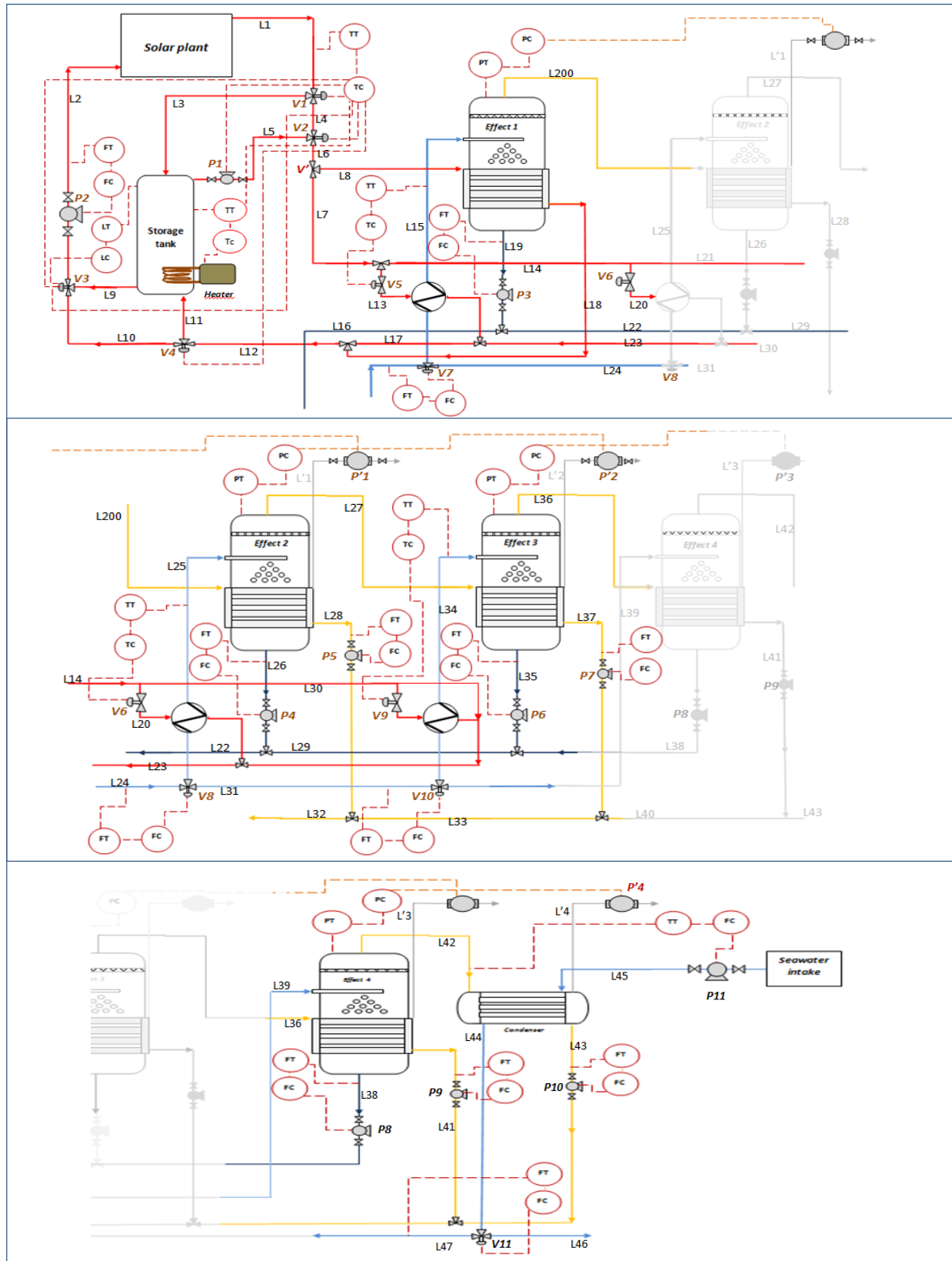


Figure IV.21. Schéma du système de contrôle

vannes V_5 , V_6 et V_9 contrôlent le débit du fluide caloporteur utilisé pour le préchauffage des débits de l'eau de mer d'alimentation. Au cours du fonctionnement stationnaire, la stabilité de fonctionnement est assurée par le contrôle de la température et le débit du fluide caloporteur produit par le système solaire. Ceci est fait par le contrôle simultané des vannes V_1 , $V_2 \dots$ et V_6 . L'évacuation de la saumure est faite par les pompes. Au cours de l'arrêt de l'unité (faible intensité du rayonnement solaire), la circulation du fluide caloporteur est mise en circuit fermé. Et l'alimentation de l'unité d'évaporation en fluide caloporteur est arrêtée. Ensuite, l'alimentation en eau de mer est arrêtée. Au coucher de soleil, la circulation du fluide caloporteur est arrêtée complètement. Dans le cas du mode de fonctionnement continu (24h/24h), le manque de l'énergie solaire pendant la nuit est compensée par l'énergie excédentaire emmagasinée dans le réservoir de stockage et aussi il est complété par l'utilisation de chaudière utilisant l'énergie fossile ou la biomasse.

IV.10 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à l'étude du procédé de dessalement, à l'échelle pilote, par évaporation à effet multiple combiné avec l'énergie solaire thermique utilisant quatre effet (capacité de production : 5 à 7m³/jour). L'objectif de cette étude est d'évaluer le degré d'influence des paramètres de design et de fonctionnement sur les performances de l'unité, notamment la surface d'échange thermique des évaporateurs. La modélisation numérique est basée sur les lois de conservation d'énergie et de matière ainsi que les plus récentes corrélations utilisées pour évaluer les coefficients d'échange thermique. Le système des équations développé est résolu en utilisant la méthode des itérations à point fixe. Les résultats de simulation ont montré que la surface d'échange du premier effet pourrait être réduite par l'augmentation de la température du fluide caloporteur et/ou la diminution de la température du premier, et ils ont montré aussi que la réduction du diamètre des tubes permet d'augmenter le coefficient d'échange thermique au niveau du premier effet, alors que cela a un impact opposé sur les autres effets. Le système d'équations a été optimisé en combinant la méthode des itérations à point fixe et l'algorithme génétique. La fonction objective retenue dans le travail d'optimisation est la surface d'échange thermique globale des quatre effets. Cette optimisation est complétée par l'intégration énergétique en utilisant la méthode de pincement, qui a prouvé que la sélection et le design d'un réseau d'échangeurs de chaleur de récupération d'énergie thermique à partir des eaux saumure et

distillée peut conduire à une réduction de plus de 60% de l'énergie sensible de chauffage de l'eau de mer d'alimentation.

Le chapitre suivant présentera une extension des études d'analyse thermique et d'optimisation présentées dans ce chapitre. Il sera consacré à l'étude de l'impact des paramètres de design et de fonctionnement, incluant la capacité de production et nombre d'effets, sur les performances thermiques et économique et aussi exergetique.

Référence:

- [1] D.Q. Kern, *Process Heat Transfer, International Student Edition*, 1950.
- [2] Xingsen Mu , Shengqiang Shen , Yong Yang & Xiaohua Liu (2012) *Experimental study of falling film evaporation heat transfer coefficient on horizontal tube, Desalination and Water Treatment*, 50:1-3, 310-316, DOI: 10.1080/19443994.2012.719734.
- [3] Shengqiang Shen , Rui Liu , Yong Yang , Xiaohua Liu & Juexian Chen (2011) *Condensation character of a stratified flow inside a horizontal tube, Desalination and Water Treatment*, 33:1-3, 218-223.
- [4] Shengqiang Shen, Luyuan Gong, Hua Liu, Xingsen Mu, Rui Liu, *Characteristic study of steam maldistribution in horizontal-tube falling film evaporators, Applied Thermal Engineering* 75(2015) 1-13.
- [5] Vincent Y. Lister, John F. Davidson, D. Ian Wilson, *Calculating thermal fouling resistances from dynamic heat transfer measurements, Chemical Engineering Science* 84 (2012) 772–780.
- [6] A.P.Watznson, *Process Heat Transfer: Some Practical Problems, The Canadian Inurnnl of Chemical Engineering*, Vol. 58, October 1980, PP : 553-558.
- [7] C. E. Chidume, and M. O. Osilike, “Fixed Point Iterations For Strictly Hemi-Contractive Maps In Uniformly Smooth Banach Spaces,” *Numerical Functional Analysis and Optimization*, vol. 15, no. 7-8, pp. 779–790, 1994.
- [8] Vasile Berinde, “Iterative approximation of fixed points,” *Lecture Notes in Mathematics*, vol. 1912, pp.1–338, 2007.
- [9] Low C, Yeh Y (2009) *Genetic algorithm-based heuristics for an open-shop scheduling problem with setup, processing, and removal times separated. Robot Comput Integr Manuf* 25:314–322
- [10] Talbi, El-Ghazali (2009) *Metaheuristics: from design to impelementation*. Wiley, Hoboken. ISBN: 978-0-470-27858-1, 1–624.
- [11] Linnhoff, E. Hindmarsh, *The Pinch design method for heat exchanger networks, Chem. Eng. Sci.* 38 (1983) 745-763.
- [12] Manoj B. Kumbhare and S. D. Dawande, *Performance evaluation of plate heat exchanger in laminar and turbulent flow conditions, International Journal of Chemical Sciences and Applications*, Vol 4, Issue 1, 2013, pp 77-83.
- [13] German Solar Energy Society, *Planning & Installing Solar Thermal Systems*, second edition,(2010, pages: 96-97.
- [14] BROWN, Glenn O. *The history of the Darcy-Weisbach equation for pipe flow resistance. In : Environmental and Water Resources History*. 2003. p. 34-43.

Chapitre V: Optimisation du nombre d'effets pour différentes capacités de production et analyse d'exergie

V.1 Introduction

L'un des avantages du procédé de dessalement à effet multiple est la modularité du nombre d'effets et de la capacité de production. Pour une capacité de production donnée, lorsque le nombre d'effets augmente, la puissance thermique requise diminue mais la taille de l'unité d'évaporation devient plus considérable. De ce fait, le nombre d'effet à adopter est l'un des paramètres qui influencent le plus les performances de l'unité de dessalement. Ce chapitre constitue une extension de l'étude de dimensionnement optimisé présentée dans le chapitre précédent. Nous nous proposons, dans ce chapitre, de considérer l'impact du nombre d'effets et la capacité de production sur les performances thermiques et économique de l'unité en se basant sur la modélisation numérique. Ce chapitre a pour objectif de déterminer le nombre d'effets optimale pour différentes capacités de production allons de 5 jusqu'à 2000 m³/jour. Aussi, l'analyse d'exergie est utilisée dans ce chapitre pour trouver d'autres possibilités d'amélioration des performances de ce procédé.

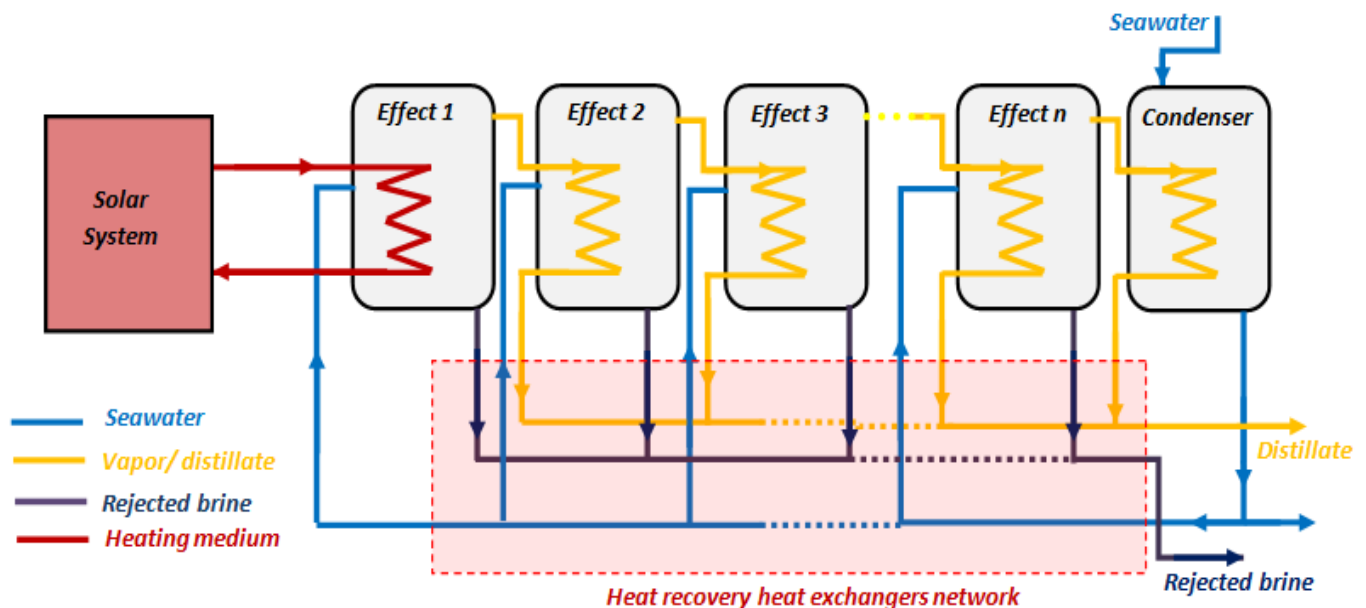


Figure V.1. Schéma simplifié de l'unité d'évaporation à n effets

V.2 Modélisation et Analyse Economique

Nous reprenons le même schéma de l'unité de dessalement décrit dans le chapitre précédent, mais cette fois on suppose que le nombre d'effets soit variable (allons de 2 à 15) comme présenté dans la figure 1. Les différentes capacités de production d'eau douce considérées dans cette étude sont : 5, 10, 100, 500 et 1000 m³/jour.

Le modèle d'équations décrivant le système d'évaporation à effet multiple à n effets est fourni comme suit :

- Pour chaque effet 'i', le bilan massique partiel en eau :

$$\dot{F}_i = \dot{B}_i + \dot{V}_i \quad (B.1)$$

- Bilans massique en eau douce, saumure et eau de mer:

$$M_d = \sum_{i=1}^n V_i \quad (B.2)$$

$$M_b = \sum_{i=1}^n B_i \quad (B.3)$$

$$M_f = \sum_{i=1}^n F_i \quad (B.4)$$

- Bilan massique en sels dissouts :

$$C_{f,i} \dot{F}_i = C_{b,i} \dot{B}_i \quad (B.5)$$

- Le bilan d'énergie pour le premier effet :

$$\dot{M}_s C_w (T_{s,i} - T_{s,o}) = \dot{V}_1 L_{ev}(T_1) + \dot{Q}_{p,1} \quad (B.6)$$

- Le bilan d'énergie pour chaque effet 'i>1':

$$\dot{V}_{i-1} L_{cond}(T_{i-1}) = \dot{V}_i L_{ev}(T_i) + \dot{Q}_{p,i} \quad (B.7)$$

- Le bilan d'énergie pour le condenseur finale est exprimé par:

$$\dot{V}_n L_{cond}(T_n) = (\dot{M}_{cw} + \dot{M}_f) C_{sw} (T_f - T_0) \quad (B.8)$$

Les équations de transfert thermique et corrélations utilisées pour évaluer les coefficients de transfert thermiques sont données dans le chapitre 3-section 2.

V.3 Evaluation économique de la production de l'eau douce en utilisant le procédé d'évaporation à effet multiple

Le coût de la production d'eau douce à partir du dessalement à effet multiple dépend de plusieurs paramètres liés à la conception et au fonctionnement de l'unité globale. Le coût total comprend les coûts directs, les coûts indirects et les coûts d'exploitation. Les principaux coûts pris en

compte sont les coûts des équipements, tels que les panneaux solaires, les évaporateurs, condenseur, les échangeurs de chaleur, les réservoirs de stockage, la tuyauterie et le système de pompage, coûts de maintenance et entretien, et coût de main d'œuvre. Le coût de prétraitement de l'eau de mer d'alimentation n'est pas inclus du fait que l'unité n'utilise pas de produits chimiques pour le prétraitement, et seulement un traitement médiocre est utilisé pour l'eau douce produite (filtration). Aussi, il est à mentionner que cette évaluation économique n'inclut pas le coût des terrains utilisés.

Le coût d'investissement d'un évaporateur à tubes horizontaux à film tombant ' C_{invest}^{Evap} ' peut être estimé en utilisant le modèle économique développé par [1] (exprimé en Euro):

$$C_{invest}^{Evap} = 0,009079\{[4400 + (B - 620)] \times 1,2 \times (0,667 + 0,0287 \times A_{evap}) \times h\} \quad (B.9)$$

Avec : A_{evap} , B et h sont respectivement la surface d'échange de chaleur (m^2), le cout du matériel (exprimé en Euro/ m^2) et le coefficient de gain.

Le coût d'investissement d'un échangeur de chaleur à plaque ' C_{invest}^{HX} ' est estimé par la corrélation développé par [2] (exprimé en Euro):

$$C_{invest}^{HX} = 1000(12.86 + A_{HX}^{0.8}) \quad (B.10)$$

Avec : A_{HX} est la surface d'échange de chaleur de l'échangeur (exprimée en m^2)

Le coût d'investissement des panneaux solaires à tubes sous vide est déterminé en se basant sur la situation actuelle du marché international (Année : 2018). Le coût d'investissement des panneaux solaire prise en considération dans cette étude est égal à 750 Euro/Panneau. Le coût d'investissement des pompes ' C_{invest}^{pompes} ' est estimé par la relation développée dans [3] (exprimé en Euro):

$$C_{invest}^{pompes} = 13.92 \dot{M}_{fluid}^{0.5} \Delta P^{0.5} \left(\frac{\eta}{1 - \eta} \right)^{1.5} \quad (B.11)$$

Avec: $\dot{M}_{fluid}$, ΔP et η sont respectivement le débit massique du fluide à pomper (kg/s), la différence de pression (bars) et l'efficacité de la pompe. Le coût d'investissement des autres des conduites, isolation thermique, vannes, équipements de mesure et contrôle, réservoirs et pièces de rechange est estimé égale à 25% du coût d'investissement total de l'unité de dessalement. La durée de vie moyenne de l'unité est estimée égale à 25 ans. Et le coût de maintenance et main d'œuvre est estimé égale à 6% par rapport au coût global. Ainsi, le coût annuel de l'unité de dessalement est calculé par :

$$C_{annuel} = F_a [C_{invest}^{Evap} + C_{invest}^{HX} + C_{invest}^{pompes} + C_{invest}^{PS} + C_{invest}^{MC} + C_{invest}^{Cond} + C_{invest}^R + C_{maint}] \quad (B.12)$$

Avec : ' C_{invest}^{PS} ', ' C_{invest}^{MC} ', ' C_{invest}^{Cond} ', ' C_{invest}^R ' et ' C_{maint} ' sont respectivement le coût des panneaux solaires, coût des conduites vannes et isolation, coût des équipements de mesure et contrôle, coût des réservoirs de stockage, et coût de maintenance et main d'œuvre. Le facteur d'amortissement annuel ' F_a ' est calculé par l'équation :

$$F_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (B.13)$$

Avec : ' n ' est la durée de vie de l'unité et ' i ' est le taux d'intérêt.

Finalement, le coût unitaire moyen de production de l'eau douce (exprimé en Euro/m³) est calculé par l'équation :

$$C_u = C_{annuel} / M_d^{annuel} \quad (B.14)$$

Avec : ' M_d^{annuel} ' est la production d'eau douce annuelle (m³/an).

V.4 Algorithme de calcul et d'optimisation

Le schéma de l'algorithme de résolution et d'optimisation est présenté dans la Figure 2. Il repose à la fois sur la méthodologie de résolution itératif à point fixe [5,6] et sur la méthode d'optimisation des algorithmes génétiques [7,8]. Cet algorithme présente une extension de l'algorithme décrit dans le chapitre 3-section 3. Cette fois, la fonction objective à minimiser est le coût unitaire de production de l'eau douce défini par l'équation (B.14). L'algorithme commence par l'introduction des paramètres de désigne comme la capacité de production et le nombre d'effets (l'algorithme commence avec N=2). Puis l'algorithme génère une population initiale des variables à optimiser (taux d'évaporation, diamètre des tubes, longueur des tubes, températures du premier effet et température du fluide caloporteur). Par la suite, les calculs itératifs de dimensionnement de l'unité d'évaporation, des échangeurs de chaleur et de l'unité solaire s'effectuent respectivement. Après cela, le calcul de dimensionnement est complété par l'évaluation du prix unitaire de production de l'eau douce. Cette étape est suivit par l'évaluation de la fonction contrainte qui est exprimée par la satisfaction du débit requis de l'eau douce produit et l'évaluation de la fonction objective (coût unitaire exprimé en Euro/m³). Si le critère de convergence n'est pas satisfait, une nouvelle génération est reproduite à partir des opérations de croisements et mutations des élites pour recommencer une nouvelle itération.

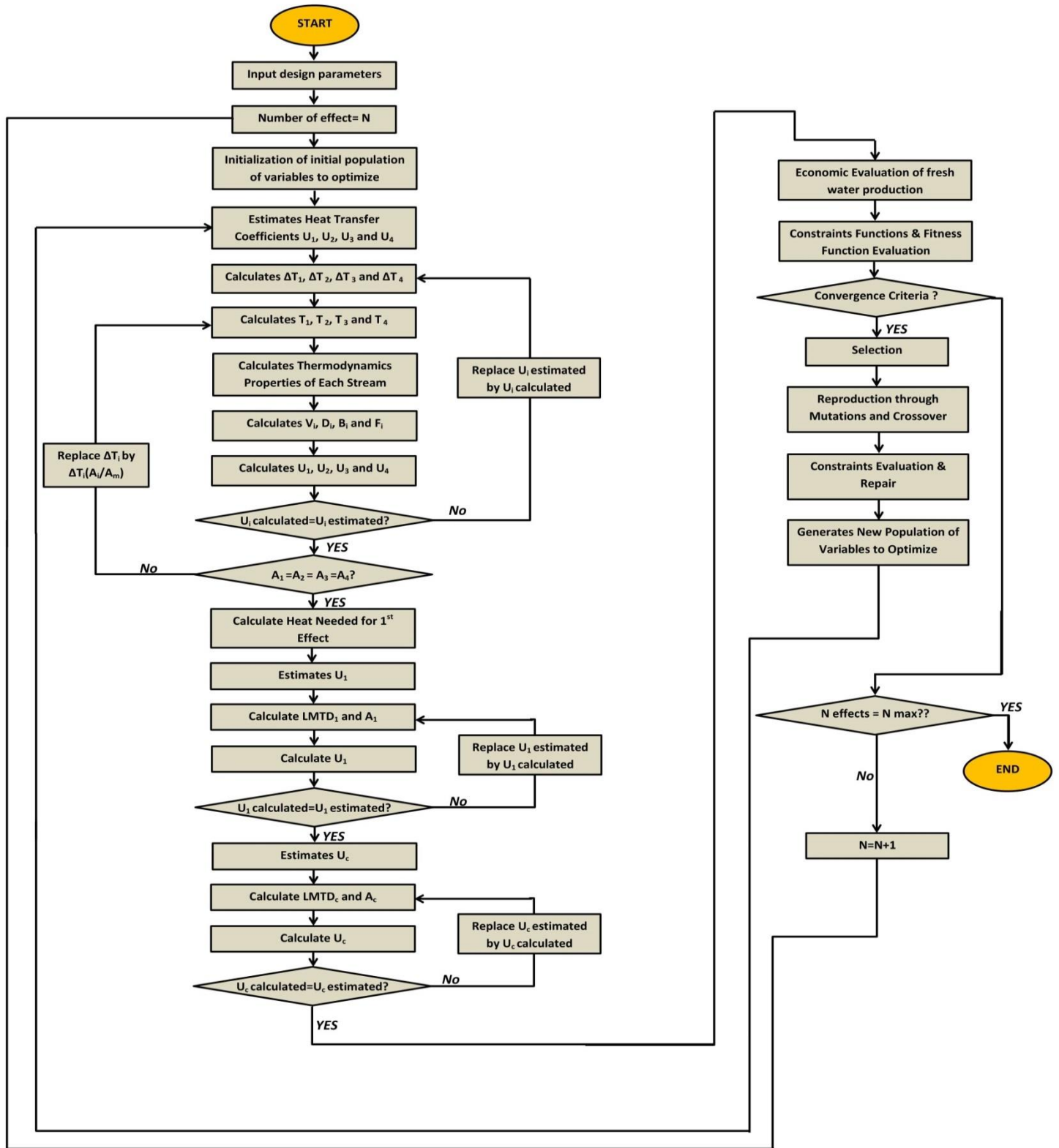


Figure V.2. Algorithme de calcul et d'optimisation de l'unité d'évaporation à n effets

Une fois le critère de convergence est satisfait, le nombre d'effets (N) est remplacé par (N+1) pour recommencer encore une fois les mêmes étapes de calcul et d'optimisation pour une unité de dessalement à N+1 effets jusqu'à atteindre le nombre maximale pris en considération dans cette étude ($N_{\max}=16$).

V.5 Résultats et Discussions

Les résultats de dimensionnement et calcul optimisé de l'unité de dessalement par évaporation à effets multiple sont fournis pour différentes capacité de production (allons de 5 à 2000 m^3/jour) et pour différents nombres d'effets (allons de 2 à 16). Comme illustré dans les figures 3, 4, 5 et 6, pour les différentes capacités de production, lorsque le nombre d'effets augmente de n à n+1, la surface d'échange de chaleur totale augmente à peu près de 10%, alors que la puissance thermique requise diminue de 67% pour de valeurs de $n \leq 9$ et de 25% pour des valeurs de $n > 9$.

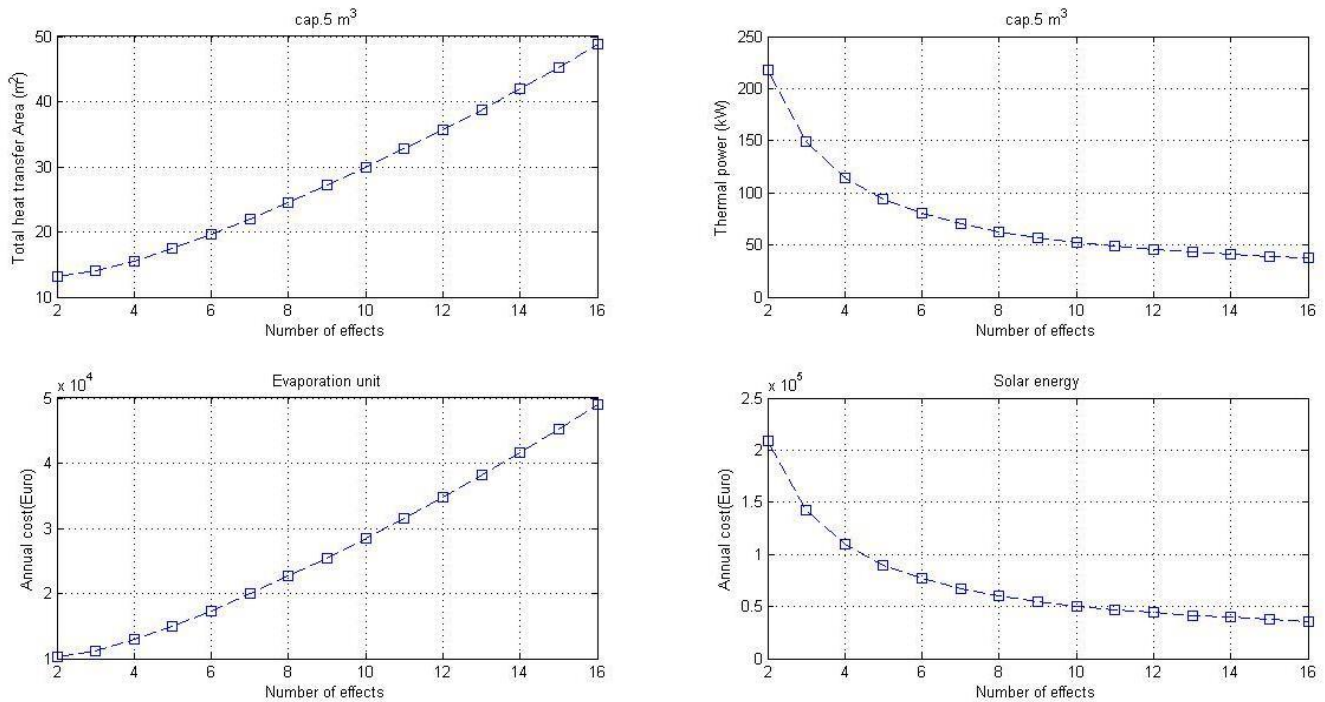


Figure V.3. Variations de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel d'unité d'évaporation (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets- Capacité de production : 5 m^3/jour .

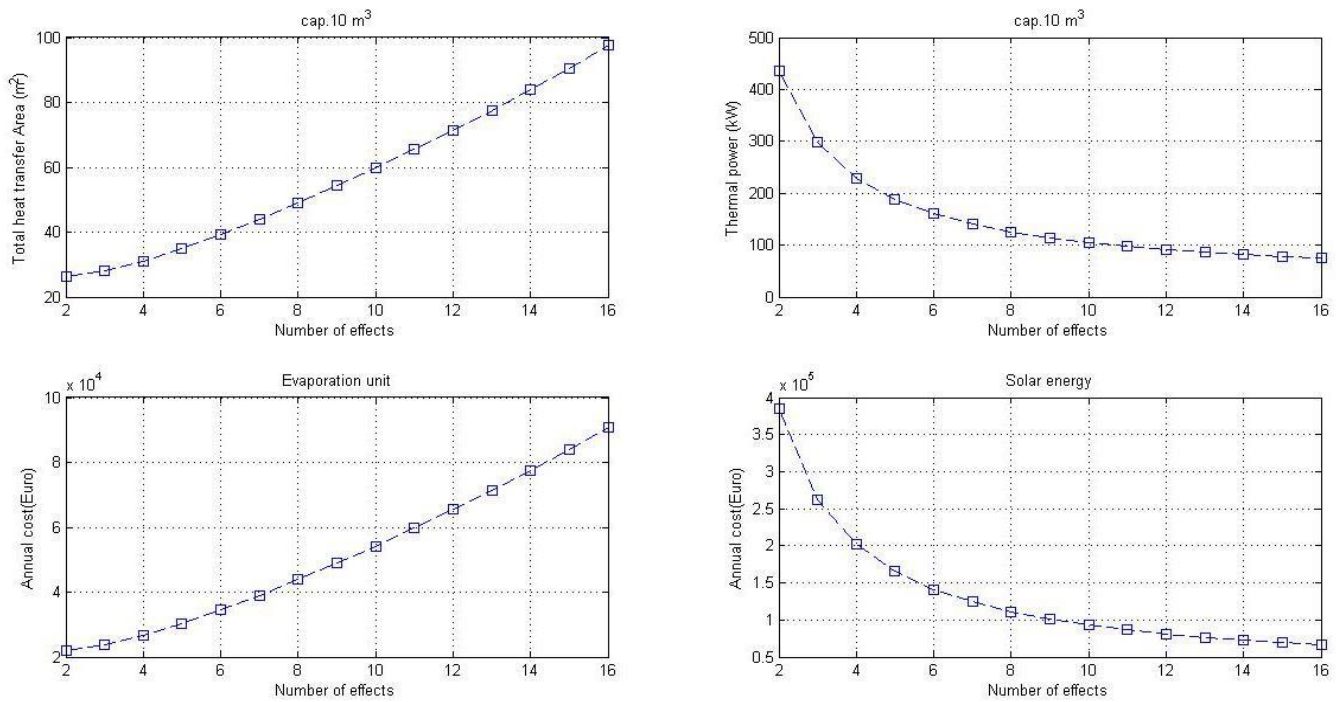


Figure V.4. Variations de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel d'unité d'évaporation (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets- Capacité de production : $10 \text{ m}^3/\text{jour}$.

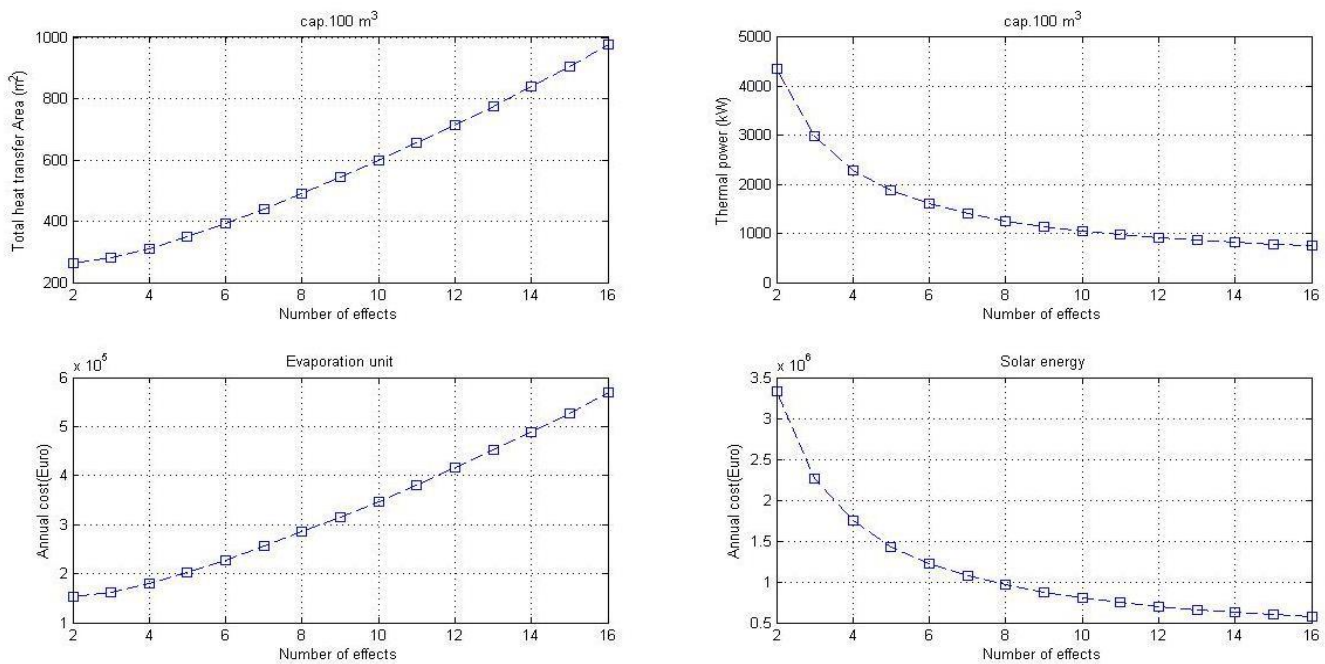


Figure V.5. Variations de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel d'unité d'évaporation (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets- Capacité de production : $100 \text{ m}^3/\text{jour}$.

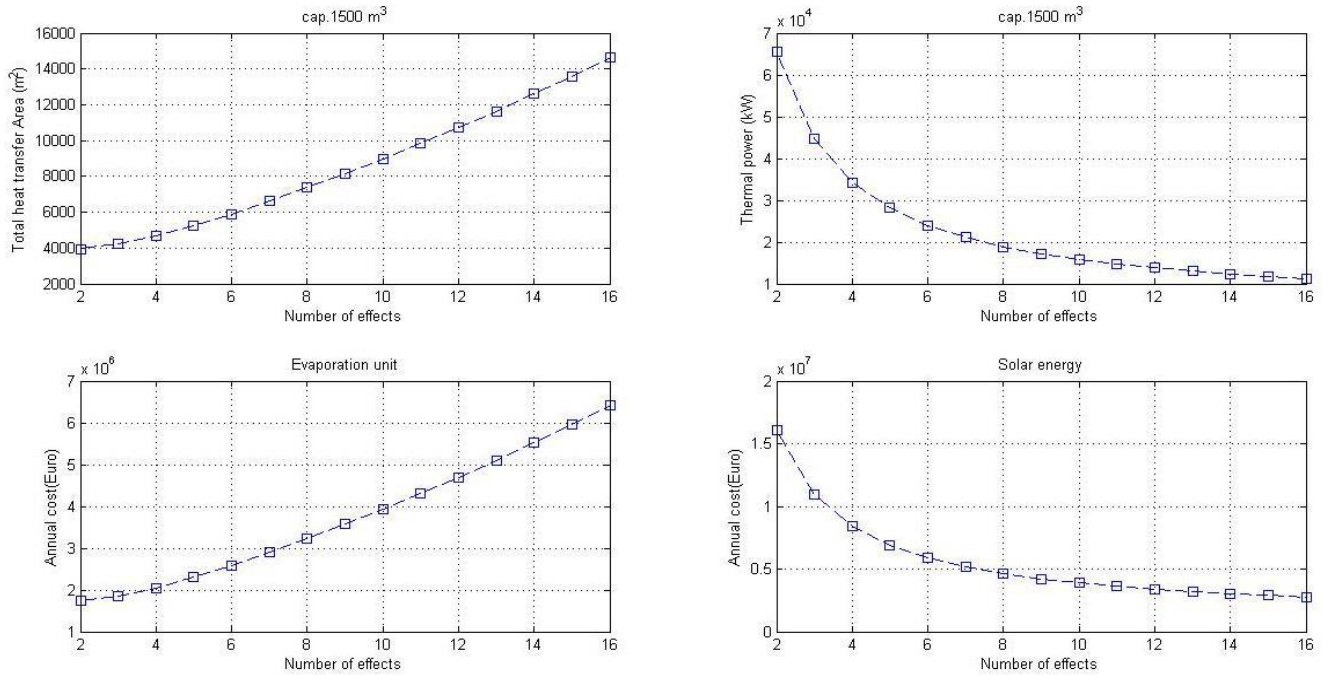


Figure V.6. Variations de surface d'échange thermique totale (m²), puissance thermique requise (kW), coût annuel d'unité d'évaporation (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets- Capacité de production : 1500m³/jour.

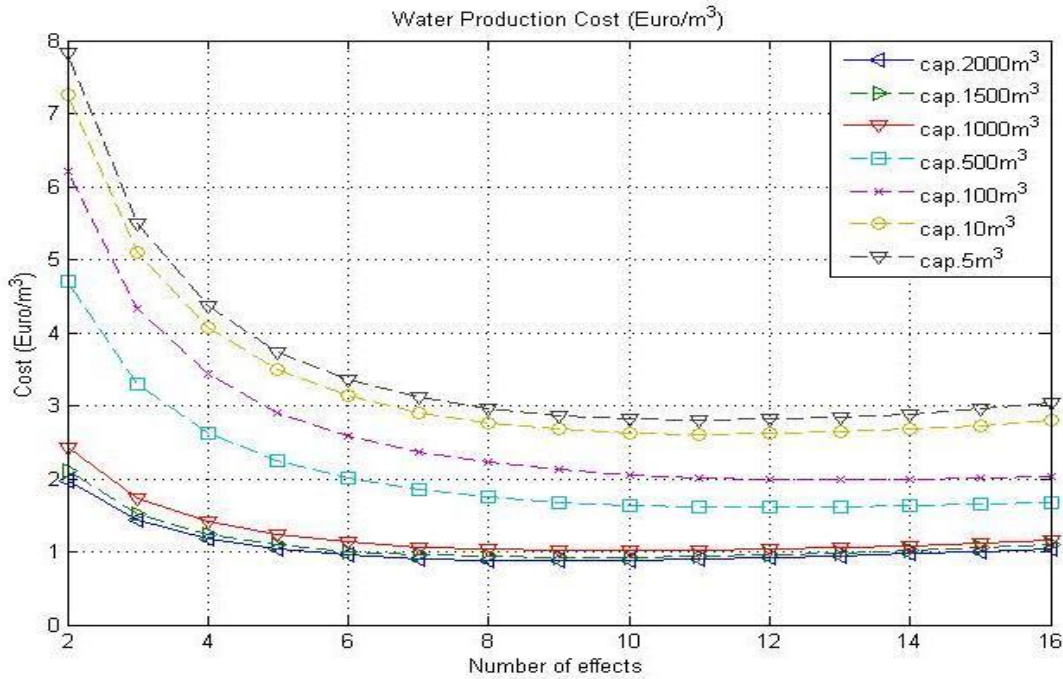


Figure V.7. Variation du coût de production d'eau douce (exprimé en Euro/m³) pour différents nombres d'effets et différentes capacités de production.

Tableau V.1. Résultats de dimensionnement optimisé de l'unité d'évaporation à effets multiple pour différentes capacité de production

Capacité (m ³ /j)		5	10	100	500	1000	1500	2000
Effet N° :1	T _{sin} (°C)	110	113	112	112	114	114.5	114.4
	T _{out} (°C)	95	96	95	97	95	94	95
	T ₁ (°C)	90.0	90.5	91.3	91.1	90.6	91	91.5
	A ₁ (m ²)	4.801	13.920	129.221	646.120	1340.0	2009.7	2,979.6
Effet N° :2	T ₂ (°C)	86	87	87.6	88.1	86.8	86.6	86.1
	A ₂ (m ²)	2.795	5.590	57.380	286.642	566.251	849.214	1,132.5
Effet N° :3	T ₃ (°C)	81	81.5	83.7	83.2	82.6	82.5	82.4
	A ₃ (m ²)	2.810	5.596	57.392	286.645	566.251	849.223	1,132.5
Effet N° :4	T ₄ (°C)	76	77	79.8	78.4	78.4	78.0	78.1
	A ₄ (m ²)	2.812	5.607	57.402	286.649	566.251	849.228	1,132.5
Effet N° :5	T ₅ (°C)	71.1	70	75.8	76.0	73.9	73.8	73.7
	A ₅ (m ²)	2.843	5.612	57.411	286.652	566.251	849.234	1,132.5
Effet N° :6	T ₆ (°C)	66.3	66.7	71.7	71.5	69.5	69.4	70.0
	A ₆ (m ²)	2.866	5.618	57.421	286.654	566.251	849.239	1,132.5
Effet N° :7	T ₇ (°C)	61.4	61.6	67.5	67.2	64.8	64.6	64.4
	A ₇ (m ²)	2.872	5.621	57.432	286.657	566.251	849.247	1,132.5
Effet N° :8	T ₈ (°C)	56.3	56.4	63.2	63	60.1	59.8	60.0
	A ₈ (m ²)	2.881	5.624	57.439	286.661	566.251	849.252	1,132.5
Effet N° :9	T ₉ (°C)	51.1	51	58.7	57.5	55.2	55.0	56
	A ₉ (m ²)	2.897	5.627	57.443	286.665	566.251	849.256	1,132.5
Effet N° :10	T ₁₀ (°C)	44	45.6	54.3	54.1	50.3	51	50.4
	A ₁₀ (m ²)	2.911	5.629	57.447	286.669	566.251	849.260	1,132.5
Effet N° :11	T ₁₁ (°C)	40	40	49.6	50	45.2	45.0	45.4
	A ₁₁ (m ²)	2.927	5.631	57.452	286.672	566.251	849.264	1,132.5
Effet N° :12	T ₁₂ (°C)			44.8	45.2	40	40	40
	A ₁₂ (m ²)			57.456	286.677	566.251	849.267	1,132.5
Effet N° :13	T ₁₃ (°C)			40	40			
	A ₁₃ (m ²)			57.461	286.680			
Condenseur A _{cond} (m ²)		1.895	3.792	32.061	160.306	347.437	521.165	694.874
Puissance Thermique (kW)		49.036	98.13	867.09	4,335.5	9,194.0	13,791.1	18,388.3
Coût unitaire (Euro/m ³)		2.803	2.609	1.984	1.607	1.038	0.991	0.916

Ceci conduit à une augmentation du coût de l'unité d'évaporation de à peu près 15% lorsque le nombre d'effet augmente de 'n' à 'n+1', cette variation conduit aussi à une diminution du coût de l'unité solaire de à peu près 24 % (pour des valeurs de $n \leq 9$) et 7% (pour des valeurs de $n > 9$). Les résultats illustrés dans la figure 7 montrent que le coût de production de l'eau douce peut être minimisé par l'adoption d'un nombre optimal d'effets et aussi par l'augmentation de la capacité de production. En effet, pour les capacités de production de 5 et 10 m³/jour, le nombre optimal des effets est égale à 11, et le coût optimal unitaire de production de l'eau douce obtenu est, respectivement, égale à 2.803 et 2.609 Euro/m³. Dans le cas des capacités de production de 100 et 500 m³/jour, le nombre d'effets optimisé est égal à 13 et le coût unitaire de production optimisé est, respectivement, égale à 1.984 et 1.607 Euro/m³. Dans le cas de grandes capacités de production (supérieur à 1000 m³/jour), le nombre d'effets optimisé est égal à 12, et le coût unitaire optimisé obtenu dans ce cas peut être inférieur à 1 Euro/m³.

Les résultats de dimensionnement optimisé de l'unité de dessalement à évaporation à effets multiple, en considérant le nombre optimal d'effets, sont donnés dans le tableau 1.

Généralement, en comparaison avec l'unité à quatre effets, le coût unitaire peut être réduit de 36% pour les petites capacités de production et de 28% pour les grandes capacités de production à travers l'optimisation du nombre d'effets, et de 60% à travers l'augmentation de la capacité de production de 5 à 1000m³/jour. Aussi, ces résultats ont démontré que pour les grandes capacités de production le coût unitaire devient à peu près stagnant lorsqu'on augmente la capacité de production.

V.6 Analyse d'exergie et recherche d'améliorations supplémentaires

Dans les sections précédentes, l'optimisation est effectuée sur la base de la loi de conservation de l'énergie (première loi de la thermodynamique) et de l'évaluation économique. Dans cette section, l'analyse exergetique est réalisée afin d'élargir les travaux d'optimisation et de chercher autres moyens plus efficaces d'utilisation de l'énergie à travers la réduction de destruction de l'entropie. En effet, l'analyse d'exergie est basée sur la deuxième loi de la thermodynamique et permet une identification réussie des emplacements de l'utilisation inefficace de l'énergie et sa dégradation (génération d'entropie). L'analyse exergetique est appliquée à l'unité d'évaporation et au réseau d'échangeurs de chaleur pour trouver les emplacements de dégradation d'énergie et

les moyens adéquats pour les réduire en tenant par considération le design optimisé obtenu dans la section A.I.2.

L'équation générale du bilan d'exergie est exprimée par l'équation :

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{des} \quad (B.15)$$

Ainsi, pour chaque composant dans l'unité de dessalement, l'équation du bilan d'exergie est modélisée par l'équation suivante:

$$\sum (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_{net,k} - \dot{W}_{net,k} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} = \dot{E}x_{des} \quad (B.16)$$

Avec : $\dot{Q}_{net,k}$ et $\dot{W}_{net,k}$ sont respectivement la puissance thermique et le travail échangés (exprimés en kW), l'indice 'k' désigne un emplacement spécifique dans le processus et l'indice '0' est utilisé pour symboliser les propriétés sous les conditions ambiantes. Le flux d'exergie spécifique ψ (exprimée en kJ/kg) pour chaque flux de matière est exprimé par l'équation (B.17):

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (B.17)$$

Pour les fluides incompressibles, l'exergie de flux spécifique est modélisée par l'équation (B.18):

$$\psi = C \cdot [(T - T_0) - T_0 \ln(T/T_0)] \quad (B.18)$$

Où : 'C' est la capacité thermique spécifique du fluide (exprimée en kJ/(kg.K)). L'équation du bilan d'exergie pour chaque nombre d'effet 'i' pourrait être modélisée par les équations (B.19) et (B.20):

Pour le premier effet (i = 1):

$$\dot{E}x_{des,1} = \dot{E}x_{V_n} - \dot{E}x_{V_1} - \dot{E}x_{D_1} + \dot{E}x_{M_f} - \dot{E}x_{B_1} + \dot{E}x_{HM_{in}} - \dot{E}x_{HM_{out}} \quad (B.19)$$

Pour les autres effets (i > 1):

$$\dot{E}x_{des,i} = \dot{E}x_{V_{i-1}} - \dot{E}x_{V_i} - \dot{E}x_{D_i} + \dot{E}x_{B_{i-1}} - \dot{E}x_{B_i} \quad (B.20)$$

Les indices HM_{in} et HM_{out} se rapportent à l'entrée et à la sortie du fluide caloporteur dans le premier effet. Pour les échangeurs de chaleur, les équations du bilan d'exergie pourraient être exprimées par l'équation (B.21):

$$\dot{E}x_{des,HX} = \dot{E}x_{cold,in} - \dot{E}x_{cold,out} + \dot{E}x_{hot,in} - \dot{E}x_{hot,out} \quad (B.21)$$

L'efficacité exergetique de chaque composant du processus de dessalement pourrait être définie comme le rapport entre le taux d'exergie à l'entrée et à la sortie. L'efficacité exergetique est donc définie par l'équation (B.22):

$$\eta_{Exergy} = \dot{E}x_{out} / \dot{E}x_{in} \quad (B.22)$$

Le potentiel d'amélioration (exprimé en kW) est un paramètre proposé par [4]. Ce paramètre est utilisé pour évaluer le taux maximal de l'amélioration d'exergie pouvant être atteinte, c'est-à-dire, il permet d'évaluer le taux de destruction d'exergie lorsque la génération d'entropie est minimisée. Le taux d'amélioration (IP) est calculé pour chaque composant en utilisant l'équation (B.23):

$$IP = (1 - \eta_{Exergy})(\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}) \quad (B.23)$$

V.7 Résultats d'analyse d'exergie

Le tableau 2 présente les résultats obtenues de calcul du taux de destruction d'exergie, l'efficacité exergetique, le potentiel d'amélioration et le pourcentage de destruction d'exergie par rapport à la destruction totale d'exergie pour chaque effet et pour le condenseur final. Il est évident d'après le tableau que le taux de destruction de l'exergie a la plus grande valeur dans le premier effet, suivi du condenseur et du deuxième, troisième ainsi de suite jusqu'au dernier effet. Les valeurs d'efficacité exergetique totale varient entre 83 et 95% pour les différents effets et il est égale à peu près 59 % pour le condenseur. Le potentiel d'amélioration a la plus grande valeur dans le condenseur, suivit par le dernier et l'avant dernier effets.

Les figures 8 et 9 illustrent, respectivement, les variations du taux de destruction d'exergie, du potentiel d'amélioration et de l'efficacité exergetique en fonction de la variation de la température du premier effet pour le premier effet et en fonction de la température du dernier effet pour le condenseur dans le cas de l'unité optimisé avec capacité de production de 5m³/jour.

Comme le montrent ces figures, au niveau du premier effet, lorsque sa température augmente de 81 à 90.5°C, la destruction d'exergie diminue de 1.86 à 1.26 kW, le potentiel d'amélioration diminue de 0.18 à 0.5 kW et l'efficacité exergetique augmente à peu près de 5%.

Pour le condenseur, lorsque la température du dernier effet varie de 35 à 49°C, la destruction d'exergie augmente de 0.39 à 1.79kW, le potentiel d'amélioration croît de 0.09 à 1.02 kW et l'efficacité exergetique diminue de 76.3 à 42.8%.

Les figures 10 et 11 représentent, respectivement, des résultats similaires à ceux des figures 8 et 9 dans le cas de l'unité de dessalement avec une capacité de production de 1000 m³/jour. Dans ce cas, pour premier effet, lorsque sa température augmente de 81 à 90.5°C, le taux de destruction d'exergie décroît de 386.2 à 274.7 kW, le potentiel d'amélioration diminue de 39.77 à 13.49 kW

Tableau V.2. Résultats de calcul d'exergie pour les différentes capacités de production

Capacité (m³/j)		5	10	100	500	1000	1500	2000
Effet N° :1	Ex. des. (kW)	1.263	2.98	23.71	118.55	274.67	417.04	554.72
	Effica. Exerg (%)	95.7	95.18	95.83	95.83	95.09	94.94	94.97
	IP (kW)	0.054	0.144	0.988	4.94	13.49	21.09	27.89
	% of total	17.32	19.81	18.67	18.67	19.80	19.99	19.95
Effet N° :2	Ex. des. (kW)	0.470	0.94	6.56	32.82	78.01	117.02	156.02
	Effica. Exerg (%)	95	95.06	95.99	95.99	95.57	95.57	95.57
	IP (kW)	0.023	0.046	0.263	1.32	3.45	5.18	6.91
	% of total	6.45	6.26	5.17	5.17	5.62	5.61	5.61
Effet N° :3	Ex. des. (kW)	0.478	0.96	6.68	33.40	79.34	119.01	158.69
	Effica. Exerg (%)	94.5	94.55	95.64	95.64	95.15	95.15	95.15
	IP (kW)	0.026	0.052	0.291	1.45	3.84	5.77	7.69
	% of total	6.558	6.36	5.26	5.26	5.72	5.71	5.71
Effet N° :4	Ex. des. (kW)	0.483	0.97	6.75	33.76	80.18	120.26	160.35
	Effica. Exerg (%)	93.9	93.99	95.28	95.28	94.70	94.70	94.70
	IP (kW)	0.029	0.058	0.319	1.59	4.25	6.37	8.49
	%of total	6.625	6.43	5.32	5.32	5.78	5.77	5.77
Effet N° :5	Ex. des. (kW)	0.497	0.99	6.95	34.76	82.55	123.82	165.10
	Effica. Exerg (%)	93.2	93.19	94.75	94.75	94.07	94.07	94.07
	IP (kW)	0.034	0.068	0.365	1.82	4.90	7.35	9.80
	%of total	6.819	6.61	5.47	5.47	5.95	5.94	5.94
Effet N° :6	Ex. des. (kW)	0.506	1.01	7.09	35.44	84.14	126.21	168.28
	Effica. Exerg (%)	92.3	92.29	94.19	94.19	93.36	93.36	93.36
	IP (kW)	0.039	0.078	0.412	2.06	5.59	8.38	11.17
	%of total	6.949	6.74	5.58	5.58	6.06	6.05	6.05
Effet N° :7	Ex. des. (kW)	0.518	1.04	7.26	36.29	86.16	129.24	172.32
	Effica. Exerg (%)	91.1	91.12	93.49	93.49	92.47	92.47	92.47
	IP (kW)	0.046	0.092	0.473	2.36	6.49	9.73	12.97
	%of total	7.116	6.90	5.72	5.72	6.21	6.20	6.20
Effet N° :8	Ex. des. (kW)	0.529	1.06	9.41	37.06	87.97	131.96	175.95

	Effica. Exerg (%)	89.6	89.65	92.66	92.66	91.39	91.39	91.39
	IP (kW)	0.055	0.11	0.544	2.72	7.57	11.36	15.15
	%of total	7.265	7.05	5.84	5.84	6.34	6.33	6.33
Effet N° :9	Ex. des. (kW)	0.539	1.08	7.54	37.72	89.54	134.31	179.08
	Effica. Exerg (%)	87.7	87.74	91.67	91.67	90.05	90.05	90.05
	IP (kW)	0.066	0.132	0.628	3.14	8.91	13.36	17.81
	%of total	7.395	7.17	5.94	5.94	6.45	6.44	6.44
Effet N° :10	Ex. des. (kW)	0.547	1.09	7.65	38.26	90.83	136.24	181.66
	Effica. Exerg (%)	85.2	85.19	90.45	90.45	88.35	88.35	88.35
	IP (kW)	0.081	0.162	0.731	3.65	10.58	15.87	21.16
	%of total	7.503	7.28	6.02	6.02	6.55	6.53	6.53
Effet N° :11	Ex. des. (kW)	0.562	1.13	7.86	39.32	93.37	140.05	186.74
	Effica. Exerg (%)	81.3	81.26	88.75	88.75	85.88	85.88	85.88
	IP (kW)	0.105	0.211	0.885	4.42	13.19	19.78	26.37
	%of total	7.715	7.48	6.19	6.19	6.73	6.71	6.72
Effet N° :12	Ex. des. (kW)			8.13	40.64	96.53	144.79	193.05
	Effica. Exerg (%)			86.38	86.38	82.23	82.23	82.23
	IP (kW)			1.11	5.54	17.15	25.73	34.30
	%of total			6.40	6.40	6.96	6.94	6.94
Effet N° :13	Ex. des. (kW)			8.26	41.32			
	Effica. Exerg (%)			83.29	83.29			
	IP (kW)			1.381	6.91			
	%of total			6.51	6.51			
Condenseur	Exdes(kW)	0.895	1.79	15.14	75.68	164.03	246.05	328.07
	Effica. Exerg (%)	59.1	59.09	59.09	59.09	59.09	59.09	59.09
	IP (kW)	0.37	0.732	6.192	30.96	67.10	100.65	134.20
	%of total	12.27	11.91	11.92	11.92	11.82	11.80	11.80
Total exergy destruction (kW)		7.29	15.03	127.00	635.01	1387.32	2086.01	2780.03

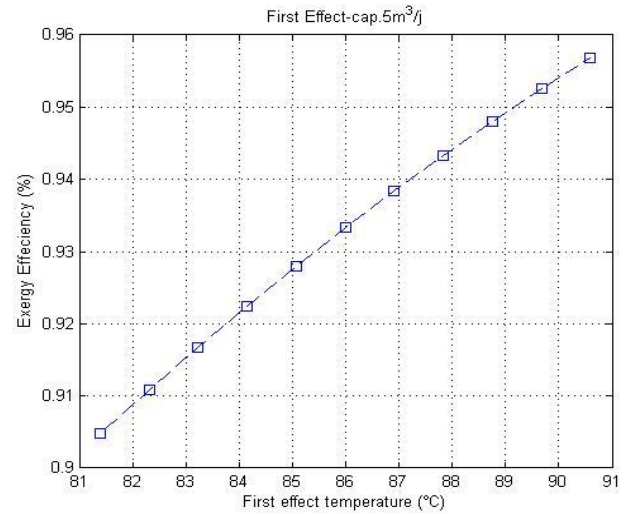
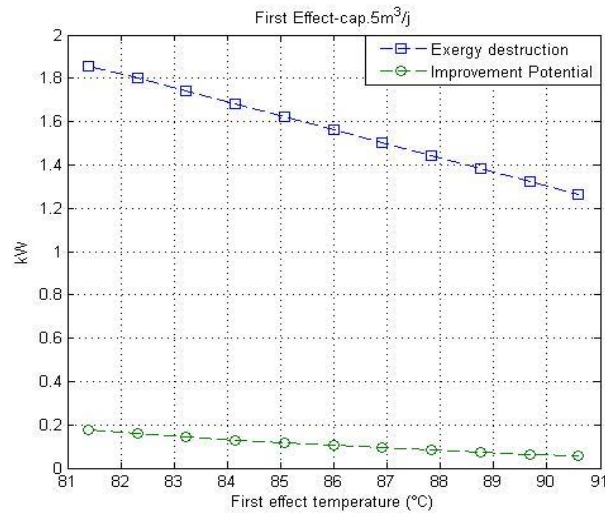


Figure V.8. Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet –Premier effet ; capacité de production: 5m³/jour.

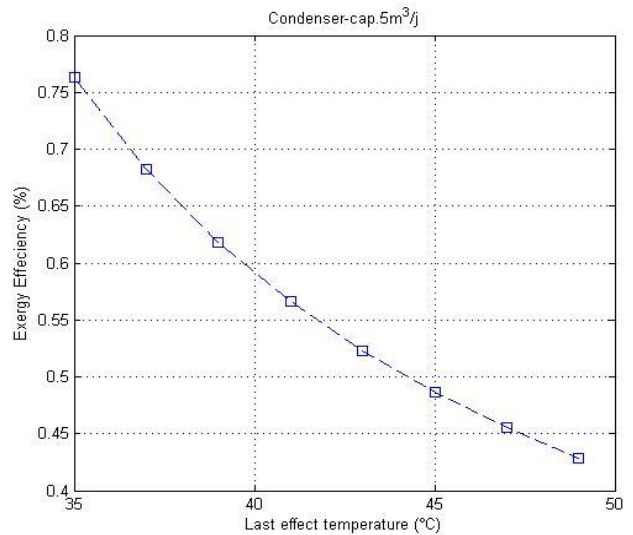
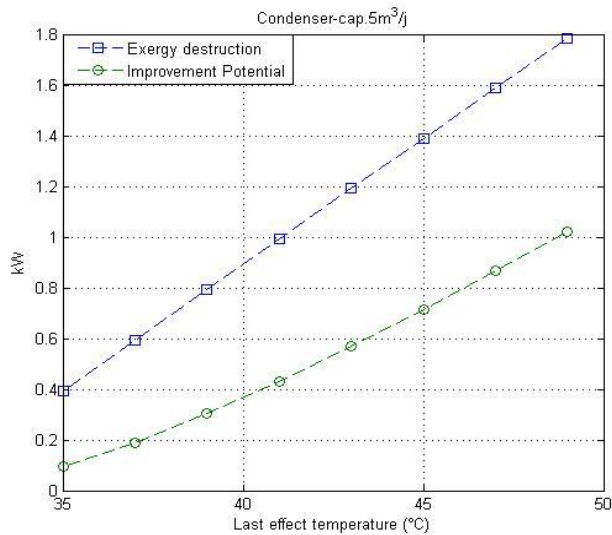


Figure V.9. Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet – Condenseur ; capacité de production: 5m³/jour.

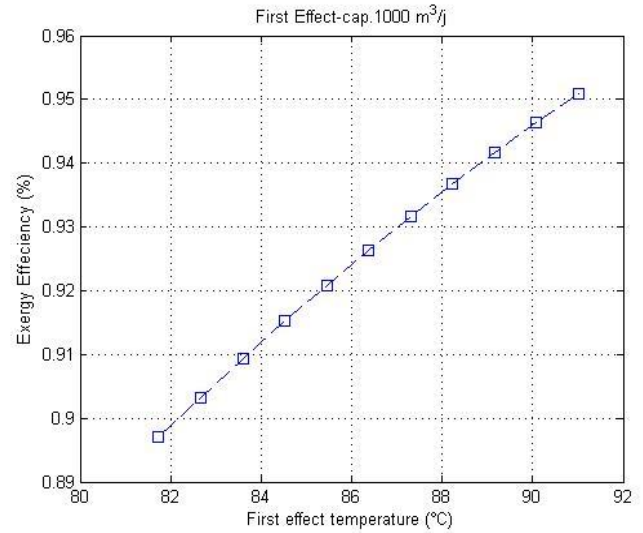
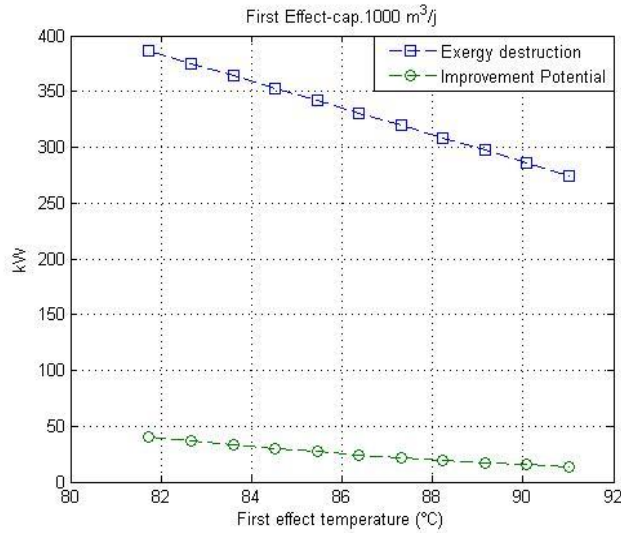


Figure V.10. Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet – Premier effet ; capacité de production: 1000 m³/jour.

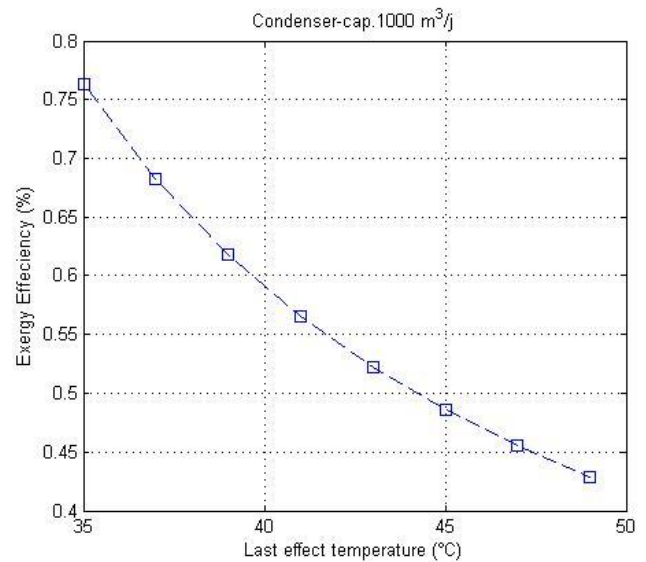
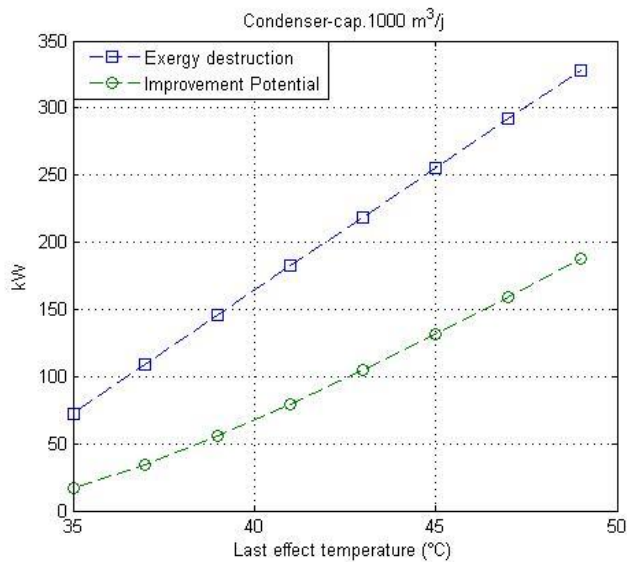


Figure V.11. Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet – Condenseur ; capacité de production: 1000 m³/jour.

et l'efficacité exergetique augmente de 89.7 à 95.1 %. Dans le cas du condenseur, lorsque la température du dernier effet change de 35 à 49°C, la destruction d'exergie augmente de 72.32 à 328.1 kW, le potentiel d'amélioration augmente de 17.12 à 187.5 kW et l'efficacité exergetique

diminue de 76.3 à 42.9%. Ces résultats montrent que pour réduire le taux de destruction d'exergie et augmenter l'efficacité exergetique au niveau du premier effet, il faut augmenter sa température d'évaporation T_1 , pourtant, cette augmentation favorise la cinétique de la formation de l'entartrage et aussi réduit la différence de température entre le fluide caloporteur et l'eau de mer bouillante (ΔT_1), ceci conduit à la réduction du taux de transfert thermique au niveau du premier effet et par conséquence, cette diminution cause une réduction de la quantité d'eau douce produite. Au niveau du condenseur, les résultats discutés dans cette section, montrent que la réduction de la destruction d'exergie peut se faire à travers la réduction de la température du dernier effet, pourtant, la diminution de la température du dernier effet nécessite un vide plus élevé mais aussi elle cause une dégradation au niveau des performances thermiques du condenseur et la diminution du taux d'énergie récupérée au niveau du condenseur, en effet, lorsque la température du dernier effet diminue, l'écart de température entre la vapeur qui se condense et l'eau de mer utilisé comme fluide de refroidissement diminue, ce qui conduit à la diminution du taux de transfert thermique, augmentation du débit de l'eau de mer utilisé pour le refroidissement et diminution de la température de l'eau de mer sortant du condenseur, ce qui limite les possibilités de récupération de chaleur. Cependant, l'utilisation de la compression de la vapeur du dernier effet peut offrir un potentiel considérable d'économie d'énergie et peut aussi présenter un moyen d'amélioration d'efficacité exergetique.

V.8 Conclusion :

Dans ce chapitre, deux paramètres qui influencent directement les performances thermo-économiques de l'unité de dessalement ont été considéré dans l'étude d'optimisation, ces deux paramètres sont : le nombre d'effets et la capacité de production. L'étude est basée sur l'application des lois de la conservation de masse et d'énergie, des équations de transfert thermique et l'application de la méthode d'optimisation de l'algorithme génétique pour trouver les paramètres de désigne et de fonctionnement optimales. L'objectif principal du travail d'optimisation est de minimiser le coût de production unitaire.

Les résultats obtenus ont démontré que le coût unitaire peut être réduit de 80% par rapport au désigne initial utilisant 4 effets et une capacité de production de $5\text{m}^3/\text{jour}$ à travers l'optimisation du nombre d'effets et l'augmentation de la capacité de production d'eau douce (on rappelle que

le coût unitaire est égale à 4.37 Euro/m³ dans le cas de 4 effets et une capacité de production égale à 5m³/jour).

L'analyse d'efficacité exergetique a démontré que la destruction d'exergie peut être minimisée à travers l'augmentation de la température du premier effet ou/et la minimisation de la température du dernier, cependant, cela peut causer des dégradations au niveau des performances thermiques de l'unité de dessalement.

Pour améliorer davantage les performances thermo-économiques de l'unité de dessalement par évaporation à effet multiple, une étude globale du système solaire le plus adéquat s'avère nécessaire, d'une part, et d'autre part, l'intégration de la compression mécanique de la vapeur du dernier effet semble être une solution plus économique que le dessalement à effet multiple seul.

De ce fait, les chapitres suivants font, respectivement, l'objet d'une étude comparative des différents systèmes d'énergie solaire et l'étude de la combinaison de dessalement à effets multiple et la compression mécanique de vapeur.

Référence:

- [1] Zhu, Kexiong, *Optimal design of multi-effect distillation-the application of thermodynamic. Optimization*, (1991) 25.
- [2] W. El-Mudir, M. El-Bousiffi and S. Al-Hengari, *Performance evaluation of a small size TVC desalination plant*, *Desalination* 165 (2004) 269-279.
- [3] Y.M. El-Sayed, *Designing desalination systems for higher productivity. Desalination*, 134 (2001) 129–159.
- [4] F. Balkan, N. Colak and A. Hepbasli, *Performance evaluation of a triple-effect evaporator with forward feed using exergy analysis*, *International Journal of Energy Research* 29 (2005) 455–470.
- [5] C. E. Chidume, and M. O. Osilike, “Fixed Point Iterations For Strictly Hemi-Contractive Maps In Uniformly Smooth Banach Spaces,” *Numerical Functional Analysis and Optimization*, vol. 15, no. 7-8, pp. 779–790, 1994.
- [6] Vasile Berinde, “Iterative approximation of fixed points,” *Lecture Notes in Mathematics*, vol. 1912, pp.1–338, 2007.
- [7] Low C, Yeh Y (2009) Genetic algorithm-based heuristics for an open-shop scheduling problem with setup, processing, and removal times separated. *Robot Comput Integr Manuf* 25:314–322
- [8] Talbi, El-Ghazali (2009) *Metaheuristics: from design to implementation*. Wiley, Hoboken. ISBN: 978-0-470-27858-1, 1–624.

Chapitre VI : Etude des Différentes Possibilités de Couplage des Systèmes Solaire thermiques et le Procédé d'évaporation à Effets Multiple

VI.1 Introduction

L'un des inconvénients majeurs du procédé de dessalement par effet multiple est que la consommation d'énergie thermique spécifique est trop élevée. Deux moyens qui semblent utiles pour optimiser la consommation spécifique d'énergie dans ce type de procédés ont été traités auparavant dans les sections précédentes, qui sont : la multiplication du nombre d'effets et l'intégration énergétique en utilisant l'analyse de pincement. Dans toutes les sections précédentes, seule la technologie de panneaux solaires à tubes sous vide a été considérée pour produire l'énergie solaire thermique requise en utilisant l'eau chaude comprimée comme fluide caloporteur. De ce fait, ce chapitre sera consacré à l'étude et la comparaison des différents systèmes et technologies de production d'énergie solaire thermique, l'étude des différentes configurations et leur combinaison avec le procédé de dessalement à effets multiple ainsi que leurs impacts sur les performances thermo-économiques de la technologie de dessalement.

VI.2 Les technologies solaires de production d'énergie thermique :

Tous les capteurs solaires thermiques absorbent le rayonnement solaire et le convertissent en énergie thermique qui par la suite peut être transférée vers un fluide caloporteur. Récemment, plusieurs types de collecteurs ont été développés et commercialisés dans le marché Marocain et international. Ces capteurs solaires peuvent être classés en deux grandes catégories [1]: les capteurs stationnaires comme les panneaux solaires plats (flat plate panels) et les panneaux à tubes sous vide (Vacuum tube collectors), et les capteurs mobiles à suiveur du soleil (ou collecteurs à concentration de rayonnement solaire) tels que les capteurs paraboliques (dish collectors), les réflecteurs linéaires de Fresnel et les réflecteurs cylindro-parabolique (Parabolic trough collectors). Dans cette partie, les capteurs solaires sont comparés en fonction de leurs caractéristiques, avantages techniques et économiques et inconvénients afin de limiter la marge de nos choix et de notre étude.

VI.2.1 Collecteurs stationnaires

Les tubes sous vide sont sélectionnés car ils fonctionnent mieux par rapport à leurs homologues à capteurs solaire plat même dans les conditions climatiques nuageux et froids [2]. Cela est dû au vide dans le tube de verre, ce qui permet aux collecteurs de tubes de conserver un pourcentage élevé de chaleur récupérée en réduisant les pertes de chaleur par conduction et convection. Ils fonctionnent bien dans des conditions de gel contrairement aux capteurs plats. Les tubes sous vide sont généralement moins sensibles à l'angle et à l'orientation du soleil grâce à leur conception circulaire qui permet à la lumière du soleil de passer sous un angle optimal tout au long de la journée. Les caractéristiques techniques des panneaux utilisés dans cette étude sont données dans le tableau B-1, Chapitre IV.

VI.2.2 Collecteurs mobiles suiveurs de soleil

Lorsque le rayonnement solaire est concentré sur une petite surface de captage, sa température augmente et cette énergie thermique concentrée peut être utilisée pour produire un fluide caloporteur (huile synthétique ou eau comprimée) à très haute température. Cela pourrait être fait en utilisant des capteurs mobiles à concentration de rayonnement solaire. Ainsi, par rapport aux capteurs fixes, le fluide caloporteur atteint des températures beaucoup plus élevées, ce qui offre la possibilité d'utiliser des débits de fluide caloporteur plus faibles. Plusieurs technologies ont été développées pour les capteurs thermiques à concentration de rayonnement solaire; comme il a été mentionné, cela comprend :

Tableau VI.1. Spécification géométriques des réflecteurs cylindro-paraboliques [3]

collector width (m)	collector length (m)	Receiver inner diameter (m)	Receiver outer diameter (m)	Cover inner diameter (m)	Cover outer diameter (m)
5.76	12.27	0.066	0.07	0.115	0.121

Tableau VI.2. Spécification optiques des réflecteurs cylindro-paraboliques [3]

Emittance of the cover	Emittance of the receiver	Reflectance of the mirror	Intercept factor	Transmittance of the glass cover	Absorbance of the receiver	Incidence angle modifier
0.86	0.15	0.94	0.93	0.96	0.96	1

les capteurs paraboliques (dish collectors), les réflecteurs linéaires de Fresnel, les réflecteurs cylindro-paraboliques (Parabolic trough collectors), et receveurs centrales (central receiver).

Dans cette étude, le réflecteur cylindro-parabolique a été choisi car il est considéré comme la technologie solaire la plus mature pour générer de la chaleur à des températures relativement élevées dans la production d'énergie solaire thermique [4]. Les caractéristiques géométriques et optiques de ce type de capteurs utilisé dans cette étude sont présentées dans les deux tableaux 1 et 2.

Il a été indiqué par Kalogiro [5] que les capteurs solaires à concentration présentent plusieurs avantages par rapport aux capteurs ordinaires à effets de serre (sans concentration de rayonnement solaire). En effet, les systèmes à concentration pourraient atteindre une température plus élevée par rapport au système sans concentration pour la même superficie de collecte, ce qui signifie que les capteurs à concentration donnent la possibilité de produire une vapeur de haute qualité et ont un rendement thermodynamique supérieur. Un autre avantage important est que leur efficacité est plus grande en raison de la plus petite surface de perte de chaleur par rapport à la surface des récepteurs sans concentration. Aussi, le coût des capteurs solaires à concentration de rayonnement solaire par unité de surface de captage solaire est inférieurs à celui des capteurs sans concentration car ils nécessitent moins de matière et sont structurellement plus simples.

A partir de cette comparaison préliminaire, il semble que les capteurs à concentration solaire soient plus avantageux que les capteurs sans concentration. Cependant, la nécessité d'utiliser un système de suiveurs pour suivre l'orientation optimale des capteurs par rapport à la position du soleil et la nécessité de maintenance périodique de ce genre de systèmes présentent les pires contraintes qui font augmenter le coût d'utilisation des collecteurs à concentration de rayonnement solaire.

VI.3 Différentes configurations de systèmes solaires et coulage avec le procédé MED

Les spécifications économiques, le bon fonctionnement et le rendement global d'un système d'énergie solaire dépendent non seulement au type de capteur solaire, mais également de la qualité de tous les composants utilisés solaire et de la mesure dans laquelle tous ces composants sont correctement dimensionnés, connectés et adaptés les uns aux autres. L'étude préliminaire discutée auparavant a permis de limiter le choix des technologies d'énergie solaire dans deux types :

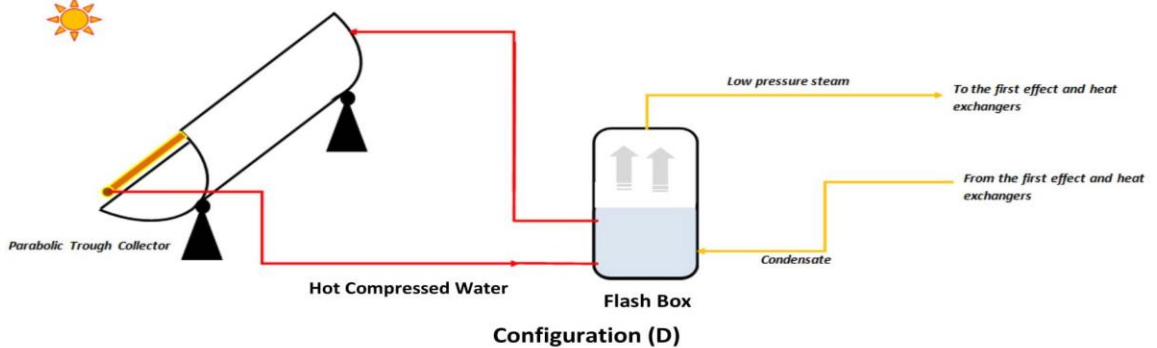
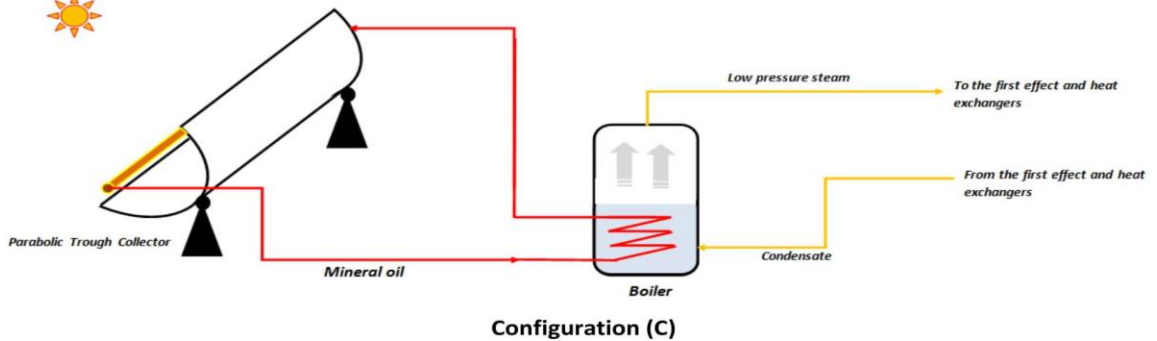
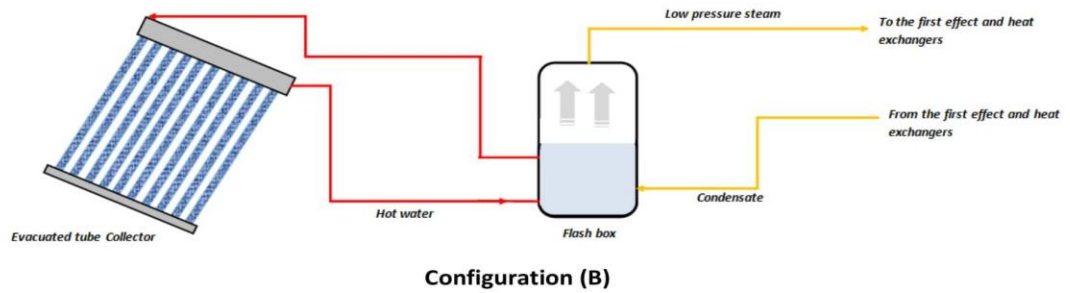
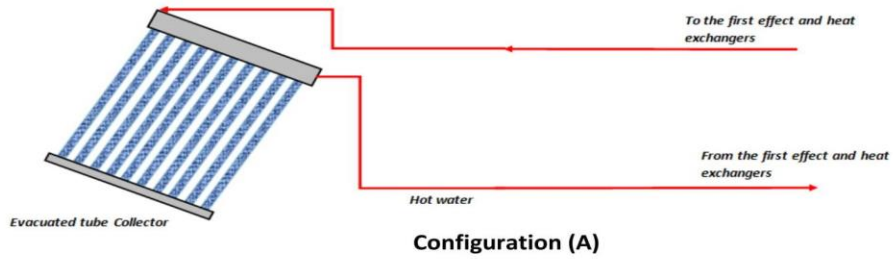


Figure VI.1. Schéma simplifié des quatre types de configurations des systèmes solaires pour le couplage avec le procédé de dessalement par évaporation à effet multiple

Les panneaux solaires à tubes sous vide et les réflecteurs cylindro-paraboliques. De ce fait, quatre types de configurations sont considérées dans cette étude, comme le montre la figure 2: la première (configuration A) utilise des capteurs à tubes sous vide afin de chauffer l'eau comprimée qui sera utilisée directement comme un fluide caloporteur pour l'unité de dessalement, la deuxième configuration (configuration B) combine l'utilisation de capteurs à tubes sous vide et le procédé de détente flash afin de produire de la vapeur à basse pression qui sera utilisé comme moyen de chauffage dans l'unité de dessalement, la troisième configuration (configuration C) utilise les réflecteurs cylindro-paraboliques utilisant l'huile synthétique comme fluide caloporteur et un évaporateur intermédiaire pour générer la vapeur à basse pression, en utilisant un évaporateur intermédiaire, qui sera utilisée comme un moyen de chauffage dans l'unité de dessalement. Finalement, la quatrième configuration (configuration D) combine l'utilisation des réflecteurs cylindro-paraboliques utilisant l'eau comprimée comme fluide caloporteur et le procédé de détente flash pour produire la vapeur à basse pression qui sera utilisée comme moyen de chauffage pour l'unité de dessalement.

VI.4 Modélisation mathématique et évaluation économique

VI.4.1 Configuration (A)

La puissance thermique produite par les collecteurs de tubes à vide solaires est calculée comme suit:

$$P_s = \eta \cdot A_p \cdot E_g \quad (1)$$

Avec : E_g est l'irradiation solaire (Direct Normal Irradiation DNI), A_p est la surface d'absorption des panneaux et η désigne l'efficacité du système solaire, qui est le rapport entre la quantité annuelle d'énergie solaire convertie en énergie thermique utile. Cette efficacité est évaluée par l'équation [6]:

$$\eta = \eta_0 - \frac{K_1 \Delta T'}{E_g} - \frac{K_2 (\Delta T')^2}{E_g} \quad (2)$$

Avec : η_0 est l'efficacité optique et les coefficients K_1 et K_2 sont des coefficients de pertes thermiques. L'équation du bilan thermique pour le fluide caloporteur chauffée par les panneaux solaires à tubes sous vide est exprimée par la relation suivante:

$$M_w c_w (T_{os} - T_{is}) = P_s - P_{loss1} \quad (3)$$

M_w , T_{os} et T_{is} sont respectivement le débit massique du fluide caloporteur, les températures de sortie et d'entrée dans le système solaire et P_{loss} est la perte d'énergie thermique à travers des conduites par conduction et convection vers l'atmosphère. La puissance thermique ' P_s ' désigne aussi la puissance thermique requise pour faire fonctionner l'unité de dessalement, on mentionne que sa valeur optimale a été évaluée dans le chapitre 3 pour différentes capacités de production (5, 10, 100, 500, 1000, 1500 et 2000 m³/jour).

VI.4.2 Configuration (B)

La configuration (B) utilise une combinaison entre la configuration (A) et le procédé de détente flash. Par conséquent, les mêmes équations (1, 2 et 3) sont utilisées pour ce système. De plus, le débit de vapeur produite par le processus d'ébullition libre ou flash peut être estimé par l'équation [7]:

$$M_v = M_w c_w \frac{(T_s - T'_v)}{L_v} \quad (4)$$

Où T'_v est la température à laquelle l'eau chaude se refroidit lorsqu'elle entre dans le détendeur, qui est supérieure à la température de saturation de vapeur ' T_v ', cette température est estimée par l'équation suivante [8]:

$$T'_v = T_v + (NEA) \quad (5)$$

Avec : NEA est la Non-Equilibrium Allowance. Pour l'eau pure, la (NEA) pourrait être estimée par [9]:

$$(NEA) = 33 \frac{(T_s - T_v)^{0.55}}{T_v} \quad (6)$$

VI.4.3 Configuration (C)

Dans le cas de la configuration (C), le collecteur cylindro-parabolique est utilisé pour concentrer et convertir l'énergie solaire en puissance thermique, cette puissance pourrait être calculée comme suit [10]:

$$P_s = A_{ap} F_R \left(S - \frac{A_r}{A_p} U_L (T_{ri} - T_0) \right) \quad (7)$$

Où A_{ap} , A_r et U_L sont respectivement la section de collecte de rayonnement solaire, la surface du récepteur des rayonnements solaires concentrées et le coefficient global des pertes thermiques du récepteur vers l'ambient. La chaleur absorbée par le récepteur est évaluée par l'équation suivante:

$$S = E_g \eta_r \quad (8)$$

Avec : η_r est l'efficacité du récepteur, elle est exprimée par l'équation 9:

$$\eta_r = \rho_c \gamma \tau \alpha K_\gamma \quad (9)$$

La surface de collecte (Aperture Area) de chaque réflecteur cylindro-parabolique est calculée en fonction de ses caractéristiques géométriques par l'équation (10):

$$A_{ap} = (w - D_{co})L \quad (10)$$

Le facteur d'évacuation de la chaleur ' F_R ' (Removal Factor) est défini comme suit:

$$F_R = \frac{M_s c_s}{A_r U_L} \left(1 - \exp \left(\frac{-A_r U_0}{M_s c_s} \right) \right) \quad (11)$$

le coefficient global des pertes thermiques du récepteur vers l'ambient est exprimé par l'équation suivante:

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{c,ca} + h_{r,ca})} + \frac{1}{h_{r,cr}} \right]^{-1} \quad (12)$$

Avec : $h_{r,ca}$ est le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement à travers la couverture du récepteur vers l'ambient, il est exprimé par:

$$h_{r,ca} = \varepsilon_{cv} \sigma (T_c + T_a)(T_c^2 + T_a^2) \quad (13)$$

Et $h_{r,cr}$ est le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le récepteur et la couverture du récepteur, il est défini par:

$$h_{r,cr} = \frac{\sigma (T_c + T_{r,av})(T_c^2 + T_{r,av}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_{cv}} - 1 \right)} \quad (14)$$

Enfin, $h_{c,ca}$ représente le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la couverture du récepteur et l'air ambient, il est calculé en fonction du nombre de Nusselt comme suit :

$$h_{c,ca} = \left(\frac{Nu k_{air}}{D_{c,o}} \right) \quad (15)$$

Le coefficient de chaleur global entre le fluide caloporteur circulant à l'intérieur du récepteur et l'ambient est défini comme suit:

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{c,r,in} D_{r,i}} + \left(\frac{D_{r,o}}{2k_r} \ln \left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}} \right) \right) \right]^{-1} \quad (16)$$

Où $h_{c,r,in}$ est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre le fluide caloporteur et la paroi interne du récepteur, il est défini par:

$$h_{c,r,in} = \left(\frac{Nus_r k_r}{D_{r,i}} \right) \quad (17)$$

La température de la couverture du récepteur est calculée à l'aide de l'équation:

$$T_c = \frac{h_{r,cr} T_{r,a} + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca}) T_0}{h_{r,cr} + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca})} \quad (18)$$

La puissance thermique qui est transférée au fluide caloporteur (huile synthétique) est aussi liée à son débit et son changement de température par l'équation suivante:

$$P'_s = M_s c_s (T_{os} - T_{is}) \quad (19)$$

Ce fluide caloporteur est utilisé pour produire de la vapeur à basse pression en utilisant un évaporateur à tubes submergés; la quantité de vapeur produite ' M_v ' par ébullition à l'intérieur de l'évaporateur intermédiaire peut être estimée à l'aide de l'équation ci-dessous:

$$P'_s = M_v L_v + P_{loss} \quad (20)$$

Avec: L_v est la chaleur latente d'évaporation de l'eau pure.

VI.4.4 Configuration (D)

Dans le cas de la configuration (D), le fluide caloporteur utilisé dans le système solaire est l'eau comprimée, qui par la suite subit une détente flash pour produire la vapeur basse pression. Le modèle d'équation utilisé dans ce cas combine les équations (7), (8) ... et (18) pour modéliser le système solaire et les équations (4), (5) et (6) pour modéliser le procédé de détente.

VI.5 Evaluation économique et coût de production d'énergie thermique

Le coût de l'énergie thermique est calculé en fonction des coûts d'investissement, de maintenance et d'exploitation des collecteurs solaires et de tous les autres composants utilisés dans le système de production d'énergie thermique solaire. De plus, il est basé sur la situation actuelle du marché Marocain et internationale (Année 2018) et les spécifications et performances de chaque

composant. On mentionne aussi que le coût du terrain n'est pas inclus dans cette évaluation économique. Le coût d'investissement des panneaux solaires à tubes sous vide est égal à 750 Euro/Panneau. Le récepteur à tube sous vide utilisé dans les réflecteurs cylindro-parabolique coûte à peu près 250 Euros/m. Le coût d'investissement d'un réflecteur cylindro-parabolique comprends le coût du récepteur, support et système de suiveurs, réflecteur et conduites. De ce fait coût est déterminé en se basant sur le coût du récepteur et le pourcentage en coût d'investissement de chaque composant comme indiqué dans le tableau 3 [11]:

Table VI.4. Pourcentage en coût d'investissement du réflecteur cylindro-parabolique

<i>Receiver</i>	<i>Header & Piping</i>	<i>Structure & Control system</i>	<i>Reflector</i>
28.3 %	13 %	36 %	22.7 %

Le coût d'investissement des conduites, pompes, isolation thermique, vannes, équipements de mesure et contrôle, réservoirs et pièces de rechange est estimé égale à 30 % du coût d'investissement total de chaque système solaire. La durée de vie moyenne des équipements est estimée égale à 25 ans. Et le pourcentage du coût de maintenance et main d'œuvre est estimé égale à 8% par rapport au coût global. Le coût d'investissement de l'évaporateur est calculé en se utilisant l'équation (B-9)-chapitre 3. Le coût d'investissement d'un détendeur flash pour l'ébullition libre est estimé égal à 300 Euro pour un volume de 550 litres et 540 Euro pour un volume de 1200 litres.

Ainsi, le coût annuel de l'unité de production d'énergie solaire est calculé par l'équation suivante:

$$C_{annuel}^{th} = F_a [C_{inv} + C_{maint}] \quad (21)$$

Avec : C_{inv} et C_{maint} sont respectivement le coût d'investissement total et le coût de maintenance. F_a est le facteur d'amortissement annuel, il est exprimé par l'équation (B-13)-chapitre 3.

VI.6 Algorithme de calcul des réflecteurs cylindro-paraboliques et validation expérimentale

Le calcul des réflecteurs cylindro-paraboliques nécessite la résolution du système d'équations (7), (8), ...et (18), ce système d'équations est hautement non-linéaire et c'est pour cela nous

avons utilisé un algorithme de résolution qui se base sur la méthode des itérations à point fixe pour le résoudre. Cet algorithme commence par l'introduction des spécifications géométriques et optiques du réflecteur cylindro-parabolique et des spécifications du fluide caloporteur. Puis, l'algorithme fait une première estimation de la température de la couverture du récepteur ' T_c ' (cover temperature).

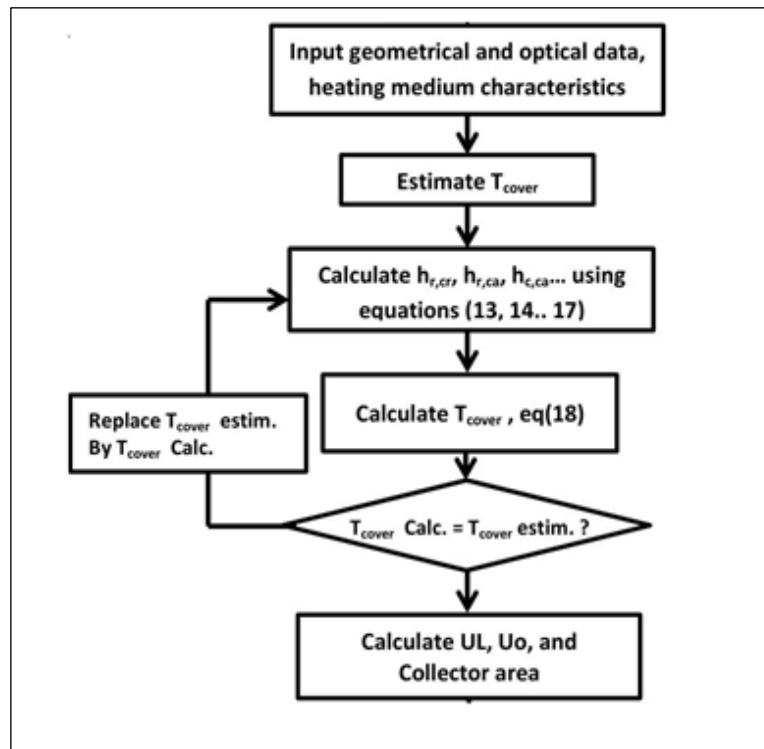


Figure VI.2. Algorithme de calcul du réflecteur cylindro-parabolique

Table VI.4. Validation du modèle développé pour le calcul les réflecteurs cylindro-parabolique

Average $\Delta T(^{\circ}C)$	Heat loss (W/m^2) [12]		Heat loss (W/m^2) Developed model	Error (%)
	Model	Exp. ([Dudley et al.])		
100	10	9	9.54	6.00
150	20	20	18.44	7.80
200	30	34	30.82	9.35
250	46	53	47.75	9.90

Sur la base de cette première estimation, que l'algorithme calcule les coefficients d'échange thermique exprimés par les équations (13), (14), (15), (16) et (17). Après cela, la valeur de la température de la couverture du récepteur est calculée à nouveau en utilisant l'équation (18). A ce point, la nouvelle valeur de ' T_c ' est comparée avec sa première estimation, si la différence

entre les deux valeurs (erreur) dépasse la tolérance (10^{-3}), la valeur estimée est remplacée par la nouvelle valeur calculée pour recommencer à nouveau une autre itération. Le calcul itératif continue jusqu'à ce que l'erreur devienne égale ou inférieure à la tolérance. Après cette étape, l'algorithme calcule les coefficients U_L et U_0 en utilisant les équations (12) et (16). Sur la base de la valeur du coefficient d'échange thermique globale U_0 (coefficient des pertes thermiques globales vers l'atmosphère), l'algorithme calcule l'efficacité de la conversion de l'irradiation solaire en énergie thermique utile ou reçue par le fluide caloporteur et aussi la surface du réflecteur solaire requise pour satisfaire les besoin en énergie thermique. Cet algorithme a été validé en se basant sur les résultats expérimentaux publiés par Dudley [12]. Les résultats de cette validation sont présentés dans le tableau 4. Ces montrent que l'erreur de calcul des pertes thermiques vers l'atmosphère ne dépasse pas 9.9 %.

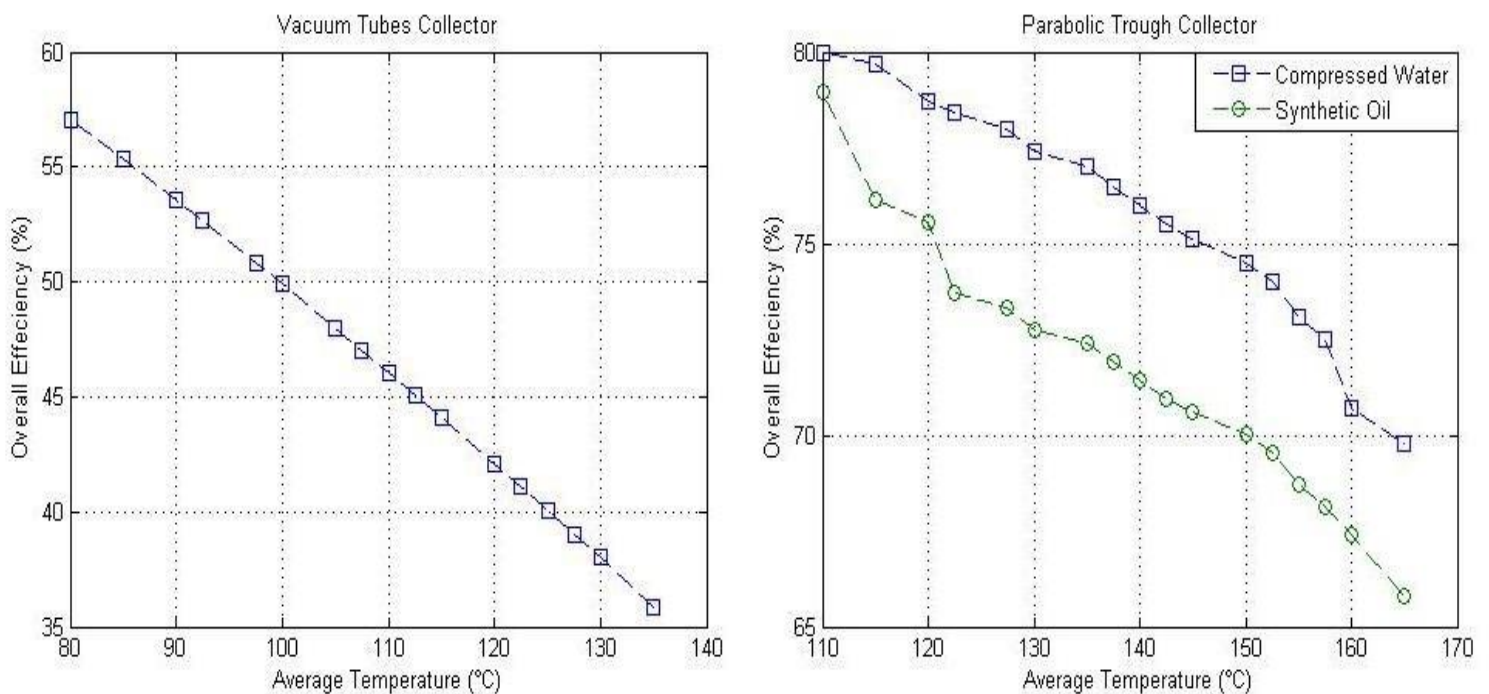


Figure VI.3. Variation de l'efficacité thermique des collecteurs solaires en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : 90°C pour VTC et 120°C pour le PTC)

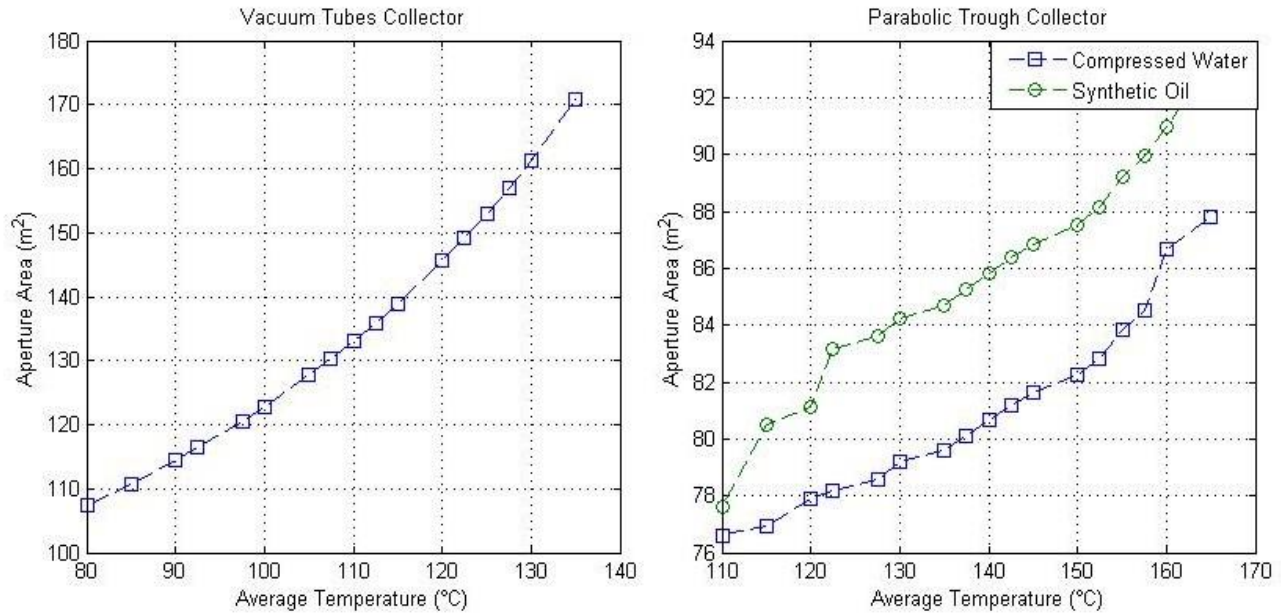


Figure IV.4. Variation de la surface de captage des collecteurs solaires (Aperture area expressed in m^2) en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC ; Irradiation solaire moyenne : $800 W/m^2$)- Puissance thermique requise : $49.04 kW$ (Desalination unit design capacity : $5 m^3/day$).

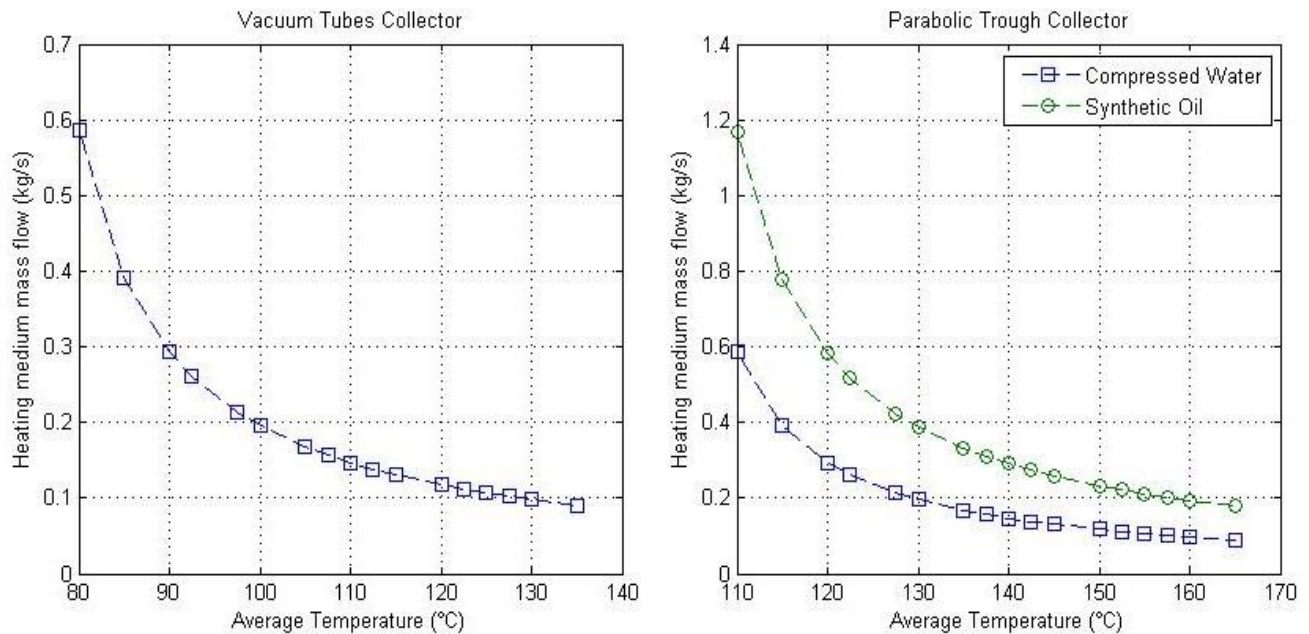


Figure VI.5. Variation du débit du fluide caloporteur (exprimé en kg/s) en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC ; Irradiation solaire moyenne : $800 W/m^2$)-Puissance thermique requise : $49.04 kW$ (Desalination unit design capacity : $5 m^3/day$).

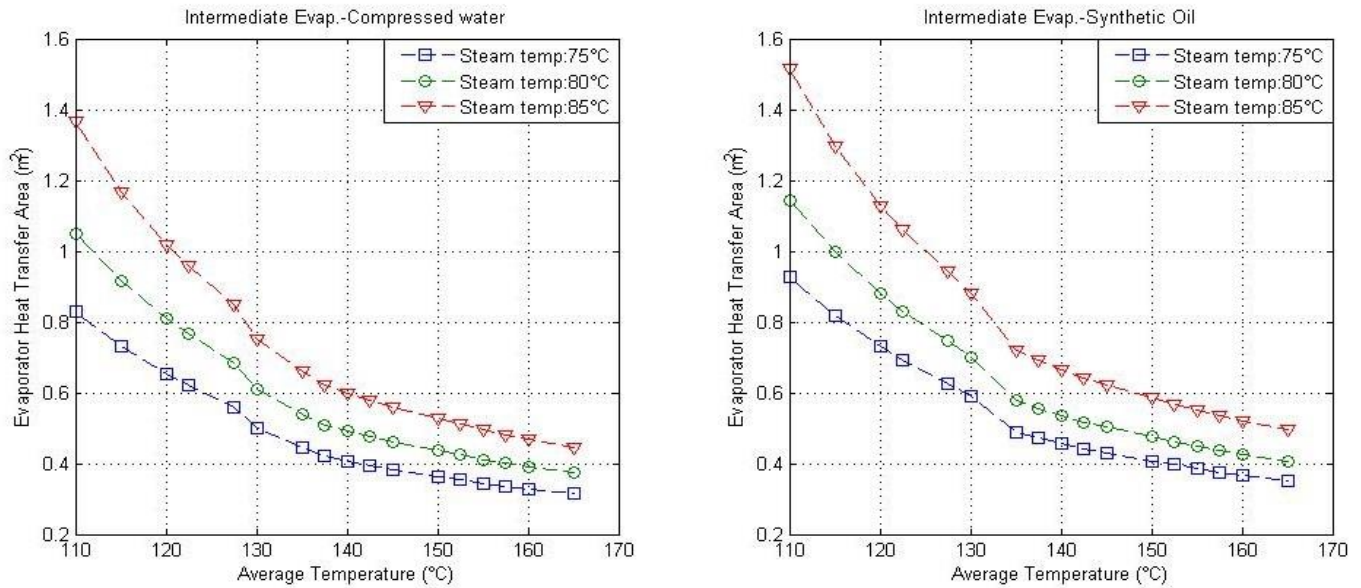


Figure VI.6. Variation de la surface d'échange thermique de l'évaporateur intermédiaire utilisé dans la configuration (C) (exprimé en m^2) en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC ; Irradiation solaire moyenne : $800 W/m^2$)-Puissance thermique requise : $49.04 kW$ (Desalination unit design capacity : $5 m^3/day$).

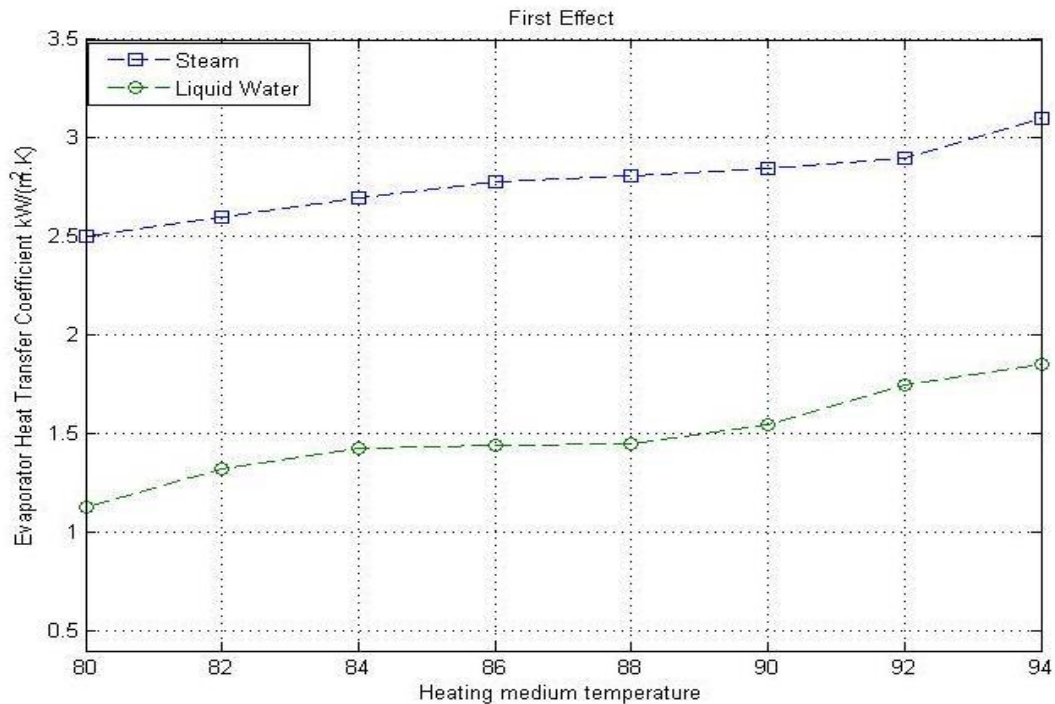


Figure VI.7. Variation du coefficient d'échange globale au niveau du premier effet en fonction de la température et la nature du fluide caloporteur (Température du premier effet : $70^\circ C$, Desalination unit design capacity: $5 m^3/day$).

VI.7 Analyse thermo-économique et optimisation des conditions opératoires des différents systèmes solaires

Le profil de température du fluide caloporteur et sa nature sont deux principaux paramètres qui ont, à la fois, un impact direct sur les performances du système solaire et l'unité de dessalement. Cette partie sera consacrée à l'étude de l'impact de la température et la nature du fluide caloporteur sur l'efficacité du système solaire, les performances thermiques du premier effet de l'unité de dessalement et le coût unitaire de production d'eau de mer en considérant les quatre types de configurations décrits ci-dessus.

On rappelle que les résultats d'étude économique de l'unité de dessalement présenté dans le chapitre 3 sont obtenus en utilisant la configuration 1 sous des conditions opératoires optimisées. La figure 3 présente la variation de l'efficacité thermique du panneau solaire à tubes sous vide utilisant l'eau comprimée comme fluide caloporteur dans une marge de température moyenne allant de 80 à 140°C et l'efficacité thermique du réflecteur cylindro-parabolique dans le cas d'utilisation de l'eau comprimée et l'huile synthétique dans une marge de température moyenne comprise entre 110 et 170°C. Les résultats de la figure 3 montrent que l'efficacité généralement décroît lorsque la température du fluide caloporteur augmente, ceci est dû au fait que lorsque la température du fluide caloporteur augmente le taux des pertes thermique augmente. Aussi, ces résultats prouvent que l'utilisation de l'eau comprimée comme fluide caloporteur pour les réflecteurs cylindro-parabolique est plus bénéfique au point de vue efficacité thermique que l'utilisation de l'huile synthétique (plus que 4%) d'une part, et d'autre part, l'utilisation du réflecteur cylindro-parabolique est à peu près 38% plus efficace que le panneau à tube sous vide. De ce fait, la réduction de la surface des collecteurs solaires requise peut se faire par la minimisation de la température du fluide caloporteur comme le montre la figure 4. Cependant, la minimisation de la température du fluide caloporteur cause une augmentation de son débit comme le montre la figure 5 et par conséquent, cela conduit à l'augmentation de la puissance de pompage au niveau du champ solaire.

La figure 6 illustre la variation de la surface d'échange de l'évaporateur intermédiaire ; utilisé dans la configuration (C) pour générer la vapeur à basse pression ; en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur et la température de la vapeur générée (ou pression de saturation). Les résultats de cette figure montrent que la réduction de la surface d'échange de l'évaporateur intermédiaire peut se faire par l'augmentation de la température du fluide

caloporteur et aussi par la diminution de la température de la vapeur produite (augmentation de vide), d'une part, et d'autre part ces résultats montrent aussi l'utilisation de l'eau comprimée comme fluide caloporteur est plus avantageux au point de vue performances de transfert thermiques (moins de surface d'échange thermique).

Les résultats présentés dans la figure 7 démontrent que l'augmentation de la température du fluide caloporteur permet d'améliorer les performances thermiques du premier effet (augmentation du coefficient d'échange thermique) et aussi, ces résultats montrent que l'utilisation de la vapeur à basse pression au lieu de l'eau comprimée liquide comme fluide caloporteur permet le coefficient d'échange thermique du premier effet par à peu près 50% (réduction de la taille de l'évaporateur).

Globalement, cette analyse a montré que :

- ✓ L'utilisation de l'eau comprimée comme fluide caloporteur dans le cas d'utilisation des réflecteurs solaire cylindro-parabolique est plus avantageux que l'utilisation de l'huile synthétique ;
- ✓ L'augmentation de la température du fluide caloporteur conduit à la diminution de l'efficacité des collecteurs solaire (augmentation du nombre des collecteurs solaires) mais elle a aussi comme avantage la réduction de la taille de l'évaporateur intermédiaire utilisé dans la configuration C;
- ✓ La taille du premier effet peut être minimisée par l'utilisation de la vapeur à basse pression comme fluide caloporteur au lieu de l'eau liquide comprimée;

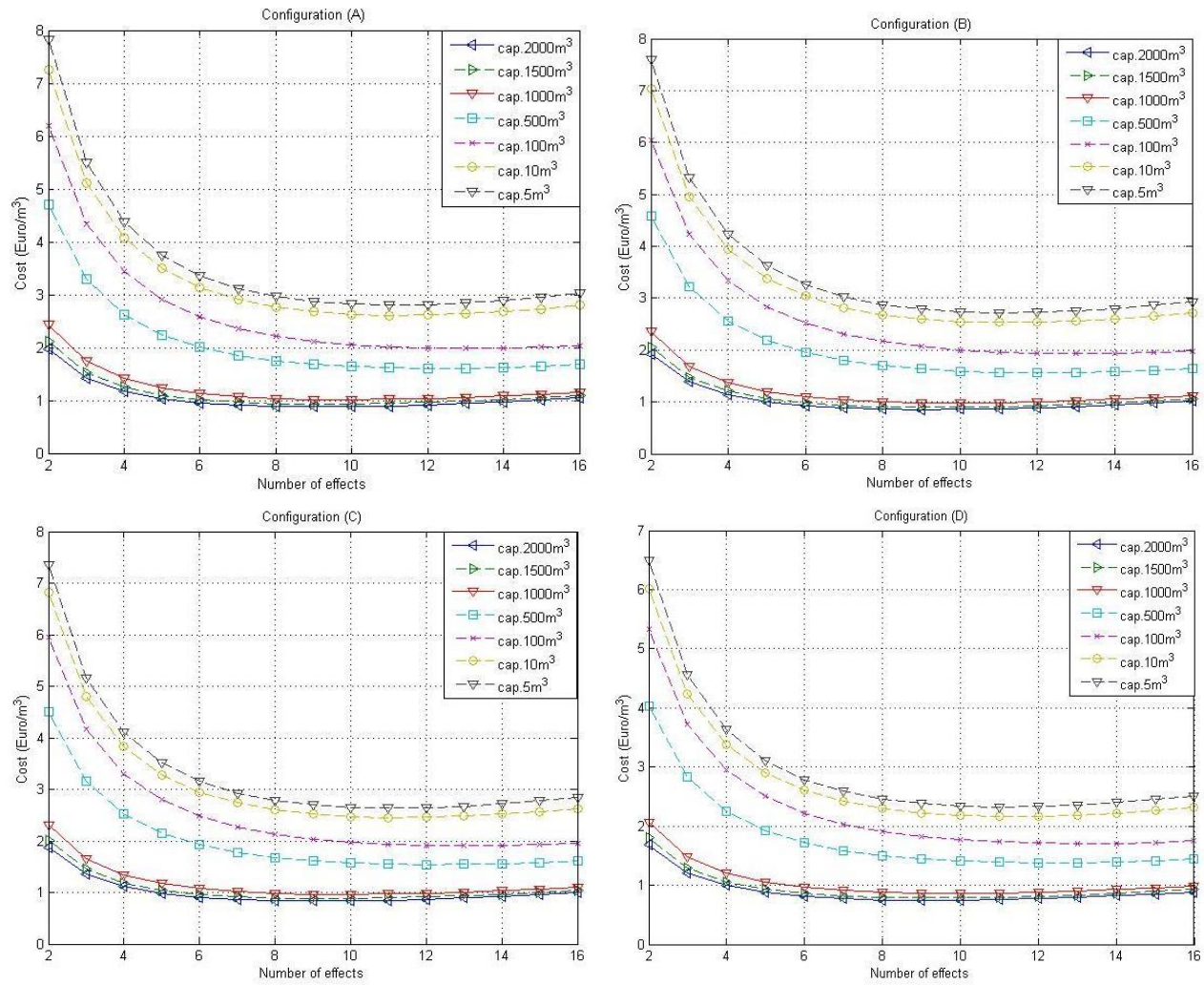


Figure IV.8. Résultats d'optimisation du coût de production d'eau douce en considérant les quatre différentes configurations de production d'énergie solaire thermique.

Tableau VI.5. Résultats d'optimisation du coût de production de l'eau douce

Capacité (m³/jour)	5	10	100	500	1000	1500	2000
Nombre d'effets optimal	11	11	13	13	12	12	12
Puissance thermique (kW)	49.04	98.13	867.09	4,335.5	9,194	13,791	18,388.3
Taux de réduction de CO ₂ (Tons/an)	128.8	257.8	2.28.10 ³	1.14.10 ⁴	2.42.10 ⁴	3.62.10 ⁴	4.83. 10 ⁴
Conf. (A)- Coût optimisé (Euro/m³)	2.803	2.609	1.984	1.607	1.038	0.991	0.916
Conf. (B)- Coût optimisé (Euro/m³)	2.719	2.531	1.935	1.571	1.007	0.988	0.888
Conf. (C)- Coût optimisé (Euro/m³)	2.635	2.452	1.905	1.547	0.986	0.986	0.870
Conf. (D)- Coût optimisé (Euro/m³)	2.320	2.165	1.706	1.382	0.882	0.882	0.830

Pour faire une comparaison économique globale des quatre types de configurations (A), (B), (C) et (D), la conception d'un nouvel algorithme de calcul et d'optimisation a été réalisée qui est similaire à celui présenté dans la figure 2-chapitre 3. Ce nouvel algorithme prend en considération le type de configuration et les conditions opératoires de chaque système de production d'énergie thermique solaire comme variables à optimiser, principalement : la température d'entrée et de sortie de l'eau comprimée utilisé comme fluide caloporteur (pour toutes les configurations) et la température de la vapeur motrice à basse pression (pour les configurations B, C et D). La fonction objective à minimiser est le coût unitaire de production de l'eau douce pour différents nombres d'effets et pour différentes capacité de production d'eau douce. Les résultats d'optimisation pour les différentes configurations sont présentés dans la figure 8, ces résultats montrent que :

- ✓ Le nombre d'effets optimisé est le même pour toutes les configurations et il ne dépend que de la capacité de production ;
- ✓ La configuration (D) est la plus avantageuse en termes de coût de production d'eau douce produite, en effet, le coût unitaire obtenu en utilisant la configuration (D) représente à peu près 0.8 fois le coût de production en utilisant le design initial (configuration A), alors que celui obtenu par les configurations (B) et (C) représente à peu près 0.96 fois le coût obtenue par la configuration (A).
- ✓ Pour toutes les configurations, le taux de réduction des émissions CO₂ atteint est égal à peu près 70 kg de CO₂/m³ d'eau douce produite.

Selon les résultats obtenus dans cette section, pour des unités de dessalement dont la capacité de production est inférieure à 500 m³/jour, les coûts unitaires de production de l'eau douce sont largement au-dessus du coût unitaire moyen de production d'eau douce au Maroc (Il est à noter que sa valeur est égale à peu près 0.7 Euro/m³ [13]). En augmentant la capacité de production (plus que 2000 m³/jour), le coût unitaire devient à peu près proche de 0.7 Euro/m³ en utilisant la configuration (D). Les résultats du dimensionnement optimisé et aussi les paramètres de fonctionnement de l'unité de production d'énergie solaire en utilisant la configuration (D) sont donnés dans le tableau 6.

Tableau VI.6. Résultats de dimensionnement du champ solaire utilisant la configuration (D)

Capacité (m³/jour)	5	10	100	500	1000	1500	2000
Nombre d'effets optimal	11	11	13	13	12	12	12
Puissance thermique (kW)	49.04	98.13	867.1	4,335.5	9,194	13,791	18,388.3
Surface des collecteurs PTC (m²)	141	212	1,414	7,068	14,842	22,051	29,684
Nombre des collecteurs PTC (m²)	2	3	20	100	210	312	420
Efficacité thermiques des collecteurs PTC (%)	78.7	78.6	77.9	77.8	78.1	78.4	77.7
Débit en eau comprimée (kg/s)	0.2	0.4	3.5	17.3	36.7	55	73.4
Pression d'eau comprimée (bars)	6.18	6.18	6.18	6.18	6.18	6.18	6.18
Température d'eau comprimée Entrée - champs solaire (°C)	96	95	95	95	96	96	94
Température d'eau comprimée Sortie-champs solaire (°C)	155	154	154	155	156	156	155
Température de Vapeur générée (°C)	96	95	95	95	96	96	94
Pression de détenteur (bars)	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
Débit en vapeur générée (kg/s)	0.022	0.043	0.381	1.902	4.033	6.051	8.070
Surface d'échange thermique du premier effet (m²)	2.645	5.488	57.32	285.98	565.874	848.012	1,124.23
Coût de production d'eau douce (Euro/m³)	2.320	2.165	1.706	1.382	0.882	0.882	0.830

VI.8 Conclusion :

Ce chapitre a présenté une analyse des performances thermo-économiques des différentes possibilités de couplage des technologies de production d'énergie thermique solaire et l'unité de dessalement à effet multiple. Cette analyse repose sur l'application des lois de la conservation d'énergie et de transfert thermique pour étudier l'impact des conditions opératoires (température et type de fluide caloporteur) sur les performances thermique des collecteurs solaires et aussi utilise la méthode d'optimisation de l'algorithme génétique pour comparer les différentes configurations possibles au point de vue économique.

Les résultats discutés dans ce chapitre ont montré que le coût unitaire de production d'eau douce dépendra toujours de l'investissement initial disponible (la taille de l'unité de dessalement), du choix judicieux des technologies solaire à mettre en place et aussi du mode de fonctionnement (conditions opératoires de fonctionnement). Et sur ce constat les différentes options possibles d'amélioration du procédé de dessalement par évaporation à effets multiple en utilisant l'énergie solaire thermique ont été mises en évidence ainsi que les conditions optimales de fonctionnement pour chaque cas. Cette étude a prouvé que l'utilisation des panneaux solaires cylindro-paraboliques utilisant l'eau comprimée comme fluide caloporteur et une détente flash pour

produire la vapeur motrice de l'unité d'évaporation présente le choix le plus économique (configuration D). Il est à mentionner que le design proposé est 100% écologique (à zéro émission). Cependant, le coût unitaire de production de l'eau douce est toujours élevé, et il ne devient à peu près proche du coût unitaire moyen de production d'eau douce au Maroc que pour les grandes capacités de production (supérieur à 2000 m³/jour).

Le chapitre suivant sera consacré à l'étude et l'optimisation de la combinaison de dessalement à effets multiple et la compression mécanique de vapeur.

Reference

- [1] Mirunalini Thirugnanasambandam, S.Iniyan, Ranko Goic, A review of solar thermal technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 14, Issue 1, January 2010, Pages 312-322.
- [2] M.A.Sabiha, R.Saidur, Saad Mekhilef, Omid Mahian, Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 51, November 2015, Pages 1038-1054.
- [3] Zarza E, Rojas ME, González L, Caballero JM, Rueda F. INDITEP: the first precommercial DSG solar power plant. *Solar Energy* 2006;80:1270-6.
- [4] Soteris A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 231–295.
- [5] S. A. Kalogirou, S. Lloyd, J. Ward, P. Eleftheriou, Design and Performance Characteristics of a Parabolic-Trough Solar-Collector System, *Applied Energy* 47 (1994) 341-354.
- [6] German Solar Energy Society, Planning & Installing Solar Thermal Systems, second edition, (2010) pp: 96-97.
- [7] Jana Stengler, Karlheinz Schaber, Susanne Mall-Gleissle, Experimental study on low temperature desalination by flash evaporation in a novel compact chamber design, *Desalination*, Volume 448, 15 December 2018, Pages 103-112
- [8] T.H.Nigim, J.A.Eaton, CFD prediction of the flashing processes in a MSF desalination chamber, *Desalination*, Volume 420, 15 October 2017, Pages 258-272.
- [9] Kudinov, V.A., Eremin, A.V. & Kudinov, I.V. Thermophys. Aeromech. (2017) 24: 901.
- [10] Duffie J, Beckman W. Solar engineering of thermal processes. John Wiley & Sons, Inc.; 2006.
- [11] Andrea Giglio, Andrea Lanzini, Pierluigi Leone, Margarita M.Rodríguez García, Eduardo Zarza Moya, Direct steam generation in parabolic-trough collectors: A review about the technology and a thermo-economic analysis of a hybrid system, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 74, July 2017, Pages 453-473.
- [12] Al-Sulaiman FA, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles, *Energy* (2013), <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.020>.
- [14] D. Zejli , A. Ouammi and R. Sacile, H. Dagdougui, A. Elmidaoui, An optimization model for a mechanical vapor compression desalination plant driven by a wind/PV hybrid system, *Applied Energy* 88 (2011) 4042–4054.

Chapitre VII : Analyse Thermo-économique et Optimisation d'Évaporation à Effet Multiple à Compression Mécanique de Vapeur

VII.1 Introduction

Ce chapitre fait suite de recherche des améliorations supplémentaires du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple. On rappelle que les chapitres précédents font l'objet des travaux d'analyse thermique, exergetique et optimisation économique du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple et énergie solaire en tenant par considérations les conditions opératoires, géométrie et configurations, nombre d'effets et capacité de productions et aussi types de couplage avec le système d'énergie de production d'énergie solaire.

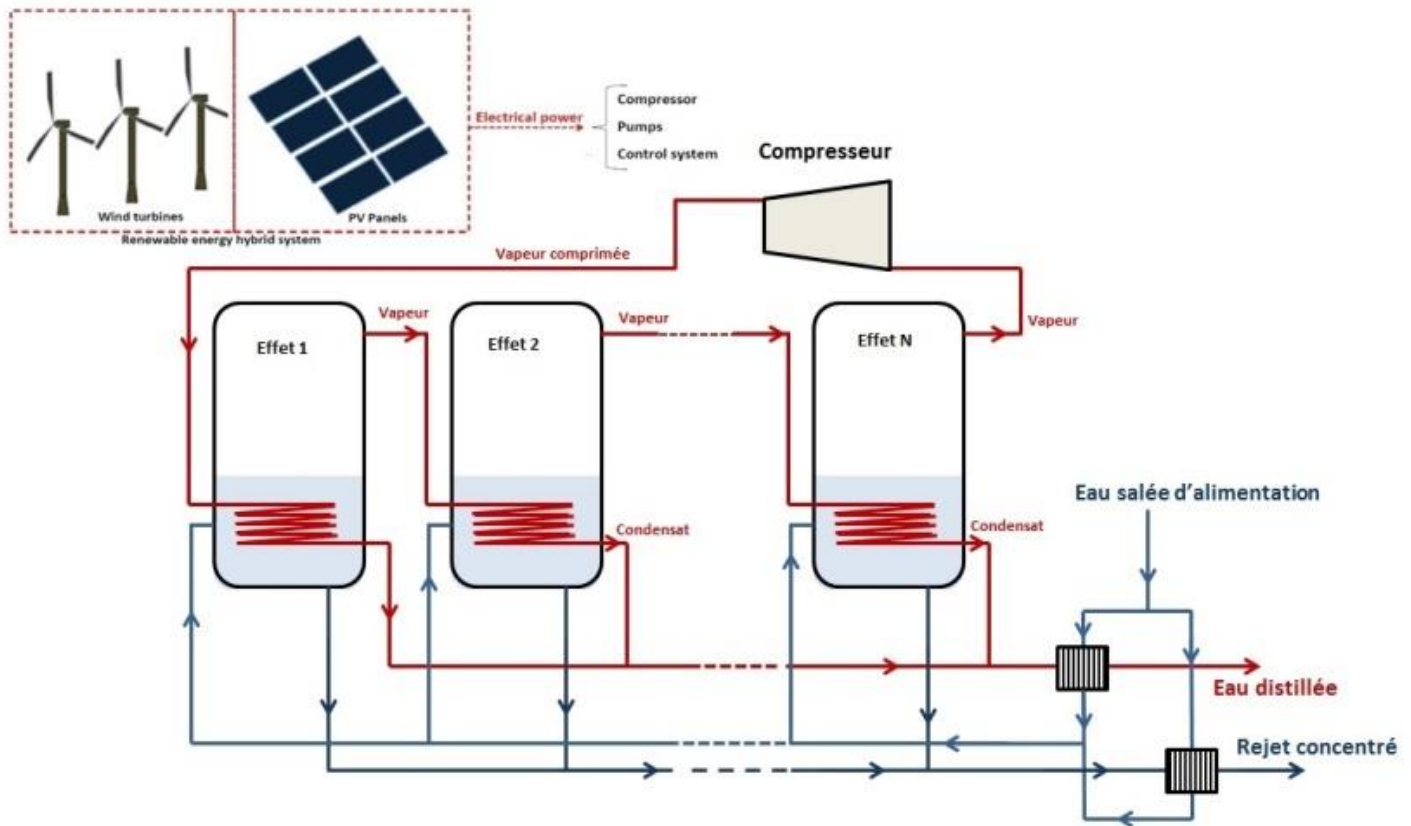


Figure VII.1. Flowsheet du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple à compression mécanique de vapeur utilisant un système d'énergie hybride photovoltaïque-éolien.

Cette présente étude sera consacrée à l'analyse des performances thermiques et économiques de l'unité de dessalement d'eau de mer utilisant l'évaporation à effet multiple combinée avec la compression mécanique de vapeur. Aussi, comme il a été mentionné auparavant, ce type de procédé nécessite une énergie électrique ou mécanique pour fonctionner, de ce fait, un système hybride éolien-photovoltaïque sera étudié et optimisé dans ce chapitre en tenant par considération comme cas d'étude les conditions climatiques du sud de Maroc (la région de Laayoune).

VII.2 Descriptif du procédé

Comme le montre la figure 1, l'unité de dessalement d'eau de mer à compression mécanique de vapeur considérée se compose de trois parties principales : un système de production d'énergie électrique, unité d'évaporation à effet multiple, échangeurs de chaleur de récupération et autres équipements auxiliaires tels que : réservoirs de stockage, pompes et système de contrôle. Le système de production d'énergie électrique utilise un système hybride d'énergie solaire photovoltaïque (Photovoltaic panels) et turbines éoliennes (Wind turbines). L'unité d'évaporation à effet multiple consiste en une série de 'N' évaporateurs montés en configuration d'alimentation parallèle; chaque évaporateur consiste en un évaporateur à tubes horizontaux à film tombant. Le dernier effet est combiné avec un compresseur de vapeur. Pendant le fonctionnement en régime permanent de l'unité, une portion de l'eau de mer d'alimentation est évaporée à l'intérieur de chaque évaporateur sous une pression réduite décroissante d'un effet vers l'autre; la vapeur produite est forcée à l'intérieur des tubes de chauffage de l'évaporateur suivant où elle libère sa chaleur de condensation latente produisant ainsi l'évaporation de l'eau de mer circulant à la surface externe des tubes (film liquide tombant). Au niveau du dernier effet, la vapeur produite passe à travers le compresseur où sa pression est augmentée. La vapeur est donc surchauffée puis forcée à l'intérieur des tubes du premier effet. Une petite quantité d'eau distillée saturée est injectée au niveau de la sortie du compresseur par pulvérisation (spray process) afin de transformer la vapeur comprimée et surchauffée en une vapeur saturée. Ceci est réalisé afin d'éviter l'inconvénient que présente la vapeur surchauffée du fait qu'elle est caractérisée par un faible coefficient de transfert de chaleur (augmentation de la surface d'échange de chaleur du premier effet). La condensation de cette vapeur se produit et encore une fois, sa chaleur latente est libérée est transférée vers l'eau de mer bouillante au niveau du premier effet. Afin de minimiser la consommation d'énergie, un réseau d'échangeurs de chaleur à plaques a été utilisé pour récupérer la chaleur à partir de la saumure et

de l'eau distillée. L'eau de mer d'alimentation est pompée à partir de la prise d'eau salée et forcée à travers un diviseur de débit réglable; une première partie de l'eau de mer d'alimentation (M_{f1}) est préchauffée par la saumure via l'échangeur de chaleur à plaques HX_1 , l'autre partie (M_{f2}) est chauffée par l'eau distillée à l'aide de l'échangeur de chaleur à plaques HX_2 . Un système de production d'énergie thermique secondaire, utilisant les panneaux solaires à tubes sous vide, est ajouté à ce procédé afin de compléter le chauffage de l'eau d'alimentation à l'entrée de chaque évaporateur. Les caractéristiques techniques des panneaux solaires, des turbines éoliennes et des batteries utilisées dans le système d'énergie hybride sont données respectivement dans les tableaux : 1, 2, 3 et 4.

VII.3 Modélisation de l'unité d'évaporation

L'équation du bilan massique pour le diviseur de flux d'eau salée est exprimée par:

$$\dot{M}_f = \dot{M}_{f1} + \dot{M}_{f2} \quad (1)$$

Tableau VII.1. Spécifications techniques des panneaux solaires à tubes sous-vide

Efficacité optique (%)	Coefficient de pertes K_1 ($W/(m^2K)$)	Coefficient de pertes K_2 ($W/(m^2K^2)$)	Surface d'absorption (m^2 /panneau)	Invest. Cost of each panel & auxiliary equipment (Euro)
77.4	1.936	0.006	4.889	800

Tableau VII.2. Spécifications des panneaux photovoltaïques

Type	Dimensions ($m \times m$)	Max Power (W)	Mean efficiency (%)	Invest. Cost of each panel & auxiliary equipment (Euro)
mono-crystalline silicon	1.62 x 1.02	260	18.39	~ 530

Tableau VII.3. Spécifications des turbines éoliennes

Rated power P_r (kW)	Rated velocity V_r (m/s)	Cut-in velocity V_c (m/s)	Cut-out velocity V_f (m/s)	Invest. Cost & auxiliary equipment (Euro/kWh)
1	15	2.5	25	~ 2518

Tableau VII.4. Spécifications des batteries de stockage

Charging/discharging efficiency (%)	Self-discharging rate (%/day at 25°C)	' ∂V ' Temperature coefficient ($mV/^\circ C$)	Invest. Cost (Euro/kWh)
85	>0.5	0.2	~0.1

Les équations du bilan thermique pour les deux échangeurs HX1 et HX2 sont exprimées respectivement par:

$$\dot{M}_{f1}c_f(T_{f1} - T_0) = \dot{M}_b c_b(T_b - T_{bo}) \quad (2)$$

$$\dot{M}_{f2}c_f(T_{f2} - T_0) = \dot{M}_d c_d(T_d - T_{do}) \quad (3)$$

La température de l'eau salée après le mélangeage des deux flux préchauffés par les échangeurs HX₁ et HX₂ est calculée par l'équation :

$$T_f = \frac{\dot{M}_{f1}T_{f1} + \dot{M}_{f2}T_{f2}}{\dot{M}_f} \quad (4)$$

L'équation de transfert de chaleur pour les deux échangeurs HX₁ et HX₂ est exprimée par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{HXi} = U_{HXi}A_{HXi}LMTD_{HXi} \quad (5)$$

Avec : U_{HXi} est le coefficient de transfert de chaleur global (exprimé en kW/(m²K)), A_{HXi} symbolise la surface de transfert thermique (exprimée en m²) et $LMTD_{HXi}$ représente la différence de température logarithmique.

Le modèle d'équations décrivant l'unité d'évaporation à effet multiple à 'N' effets est similaire à celui présenté auparavant dans le chapitre 3-section 2.

VII.4 Modélisation du procédé de la compression de vapeur

Comme il a été mentionné, la vapeur produite dans le dernier effet est forcée à l'intérieur du compresseur pour augmenter sa pression et aussi sa température, l'énergie électrique nécessaire pour faire fonctionner le compresseur est estimée en utilisant la relation [1]:

$$P_{e,comp} = \dot{V}_n \frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_{is}\eta_{elect}} P_n v_n (\beta^{\gamma-1/\gamma} - 1) \quad (6)$$

Avec : $\dot{V}_n$ est le débit massique de la vapeur à basse pression générée au niveau du dernier effet, γ symbolise le ratio des capacités thermiques ($\gamma = C_p/C_v$), η_{is} représente l'efficacité isentropique, η_{elect} est l'efficacité électrique, P_n est la pression du dernier effet, et v_n est le volume spécifique de la vapeur basse pression. Le taux de compression (rapport de pression) β est calculé par l'équation :

$$\beta = \frac{P_{comp}}{P_n} \quad (7)$$

La température de la vapeur est estimée par l'équation suivante :

$$T_{comp} = T_n \left(\frac{P_{comp}}{P_n} \right)^{\gamma-1/\gamma} \quad (8)$$

Le modèle économique utilisé pour évaluer le coût d'investissement du compresseur est exprimé par l'équation [2] :

$$C_{comp} = 646 \dot{V}_n \beta \left(\eta_{elect} / 1 - \eta_{elect} \right)^{0.7} \quad (9)$$

VII.5 Modèle mathématique d'optimisation du système de production d'énergie électrique hybride (PV-Eolien-Batteries)

L'objectif de cette section est de décrire la méthodologie utilisée pour déterminer la configuration optimale du système du système hybride éolien-photovoltaïque, qui est défini en termes taille (ou dimensionnement) de chaque source d'énergie (PV et éolienne) permettant de construire un système de production d'énergie électrique hybride à coût minimal, et aussi de satisfaire la demande énergétique. La procédure d'optimisation utilise quatre étapes complémentaires comme illustré dans la figure 2:

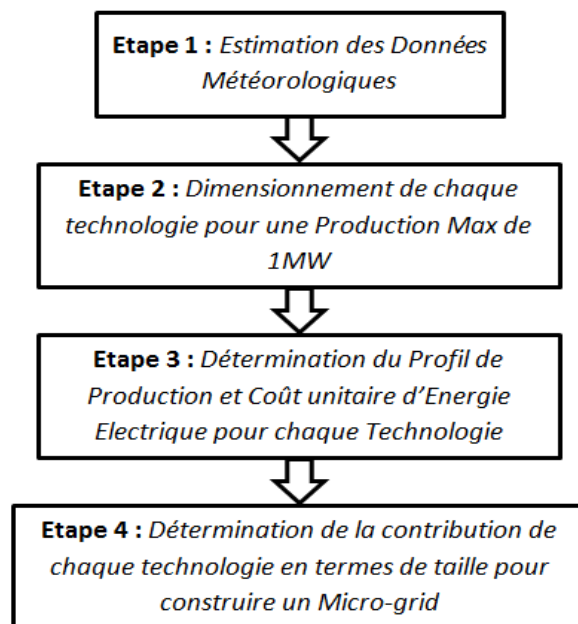


Figure VII.2. Schéma bloqué illustrant les quatre étapes utilisées pour optimiser le système de production d'énergie électrique hybride (PV-Eolien)

- ✓ Etape1 : Préviation des données météorologiques moyennes mensuelles du la location géographique sélectionnée (nous avons pris comme cas d'étude la région de Laayoune (33 ° 39'58 " nord, 7 ° 04'16 " ouest) - Maroc);
- ✓ Etape 2: Dimensionnement de chaque technologie d'énergie renouvelable en fonction d'une charge de production typique (nous avons considéré une production maximale de 1 MW);
- ✓ Etape 3: Détermination du profil de production et coût unitaire d'énergie électrique ;
- ✓ Etape 4 : Détermination du taux de contribution optimisé de chaque technologie pour construire le système d'énergie optimal en appliquant une des méthodes d'optimisation comme l'algorithme génétique.

VII.6 Données météorologiques de la location géographique choisie

Le profil mensuel moyen du rayonnement solaire pendant une année est estimé à l'aide du modèle développé par El Mghouchi décrit dans la référence [3], tandis que le profil mensuel de la vitesse du vent pendant une année est obtenu à partir de la référence [4]. Ces deux données sont collectées et présentées dans la figure 3.

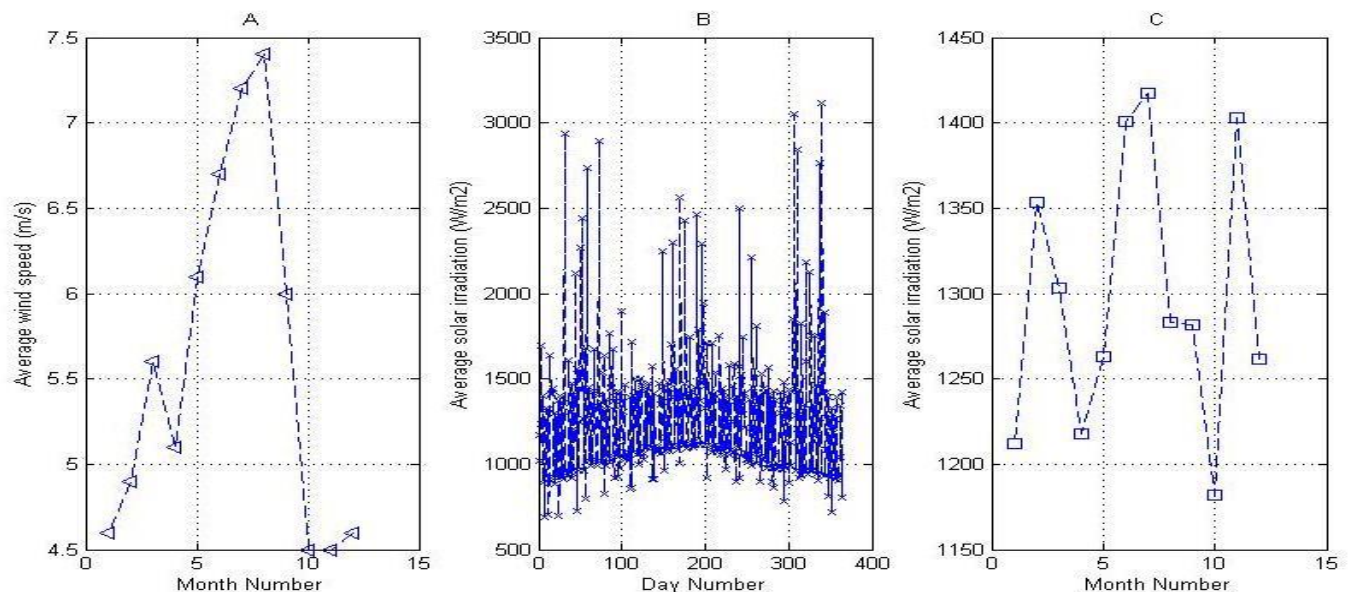


Figure VII.3. Le profil de la vitesse moyenne du vent (m/s) et l'irradiation solaire (W/m^2) pendant une année pour la région de Laayoune-Maroc

VII.7 Méthodologie de dimensionnement et résultats pour chaque technologie pour 1 MW de puissance maximale

Les panneaux photovoltaïques et les turbines éoliennes sont dimensionnés sur la base d'une charge de production maximale de $P_{load}=1$ MW. Les calculs de dimensionnement sont donc basés sur la période du temps au cours de laquelle le potentiel de source naturelle est maximal au cours d'une année (vitesse maximale du vent et rayonnement solaire maximal). La surface des panneaux photovoltaïques est calculée à l'aide de l'équation:

$$A_{PV} = P_{load} / (E_g^{max} \eta_{PV} PR_{PV}) \quad (10)$$

Avec : η_{PV} et PR_{PV} représentent respectivement l'efficacité des panneaux et le coefficient de performance. Le coût du panneau photovoltaïque au Maroc est égale à peu près 530 Euro (dont les spécifications sont données dans le tableau 2). Le coût annuel de maintenance, main d'œuvre et nettoyage de chaque panneau photovoltaïque est pris égal à 17 Euro/an. La puissance électrique produite par les turbines éoliennes dépend de la vitesse du vent et aussi de leurs caractéristiques techniques comme: la vitesse de démarrage (v_c : Cut-in velocity), vitesse de coupure (v_f : Cut-out velocity), vitesse nominale (v_r : Rated velocity) et puissance nominale (P_r : Rated power).

Pour une seule turbine éolienne, la puissance électrique produite est donnée par l'équation suivante [5]:

$$P_W = \begin{cases} 0 & \text{if } v > v_f \text{ or } v < v_c \\ P_r(av^3 - b) & \text{if } v_c < v < v_r \\ P_r & \text{if } v_r < v < v_f \end{cases} \quad (11)$$

Avec : les paramètres "a" et "b" sont calculés comme indiqué dans la référence [5].

Le coût d'investissement des turbines éoliennes, dont les caractéristiques sont données dans le tableau 3, est égal à peu près 2300 Euro et le coût de maintenance annuel est estimé égale à 100 Euro/an [6]. Les résultats du dimensionnement initial des systèmes éolien et photovoltaïque pour une puissance maximale de 1 MW sont présentés dans la figure 4.

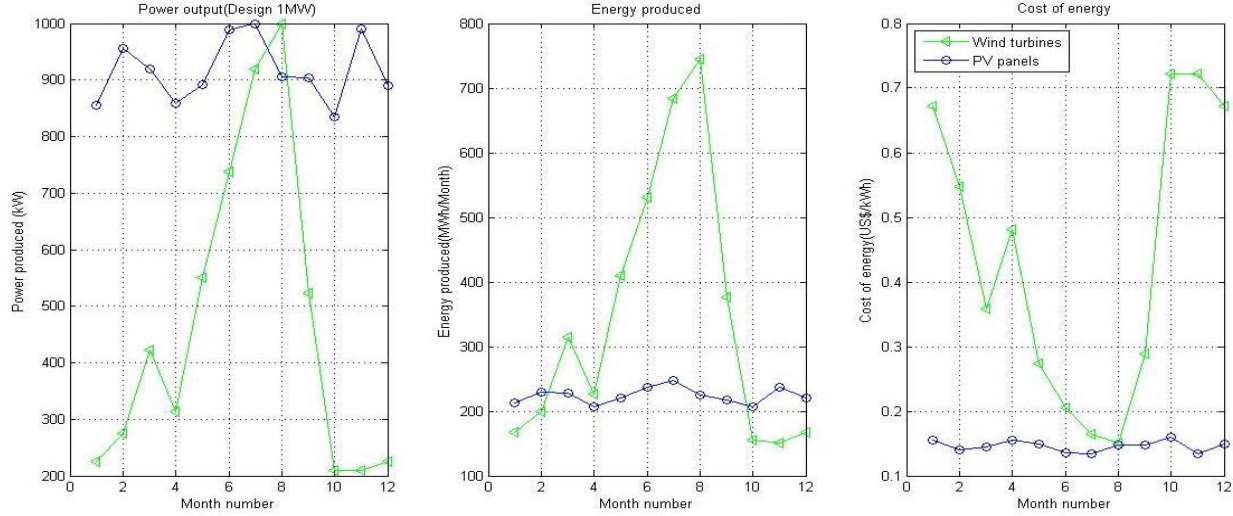


Figure VII.4. Profil de variation de la disponibilité de la puissance électrique (kW), l'énergie mensuelle (MWh/mois) et le coût spécifique de l'énergie électrique produite (Euro/kWh) pour un panneau solaire et une turbine éolienne

Table VII.5. Résultats de dimensionnement initial

Panneaux PV			Turbines éoliennes	
$P_{max}(MW)$	Surface de Captage (m^2)	Nombre de panneaux	$P_{max}(MW)$	Nombre de turbines
1	7755	4700	1	5511

VII.8 Procédure d'optimisation et formulation du problème

Comme mentionné précédemment, l'objectif est de déterminer la configuration la plus optimale du système hybride de production d'énergie électrique, cela veut dire qu'il faut déterminer le pourcentage de contribution de chaque technologie en termes de taille par rapport à son dimensionnement initial. Ces pourcentages ou variables de dimensionnement sont symbolisées respectivement pour les panneaux PV et turbines éoliennes par ' Y_{PV} ' et ' Y_W '. Par exemple, sachant que le nombre de panneaux PV obtenue dans le design initiale est égale à 4700, si $Y_{PV} = 0.5$, dans ce cas le nombre de panneaux à utiliser dans le système hybride sera égale à $0.5 \times 4700 = 2350$. La fonction objective à minimiser dans ce problème est le coût d'énergie électrique annuel moyen. Ainsi, la fonction objective est définie comme suit:

$$f_{min}(cost) = \min\left(\sum_{i=1}^{12}\left(N_i \sum_{j=1}^{24}\left(X_{i,j}^{PV} Y_{PV} C_{i,PV} E_{i,PV} + X_{i,j}^W Y_W C_{i,W} E_{i,W} + X_{i,j}^{Up} C_{FF} E_{FF} + X_{i,j}^{disch} C_{i,j}^{disch} E_{i,j}^{Batt}\right)\right)\right) \quad (12)$$

Dans l'équation (12), 'i' et 'j' désignent respectivement le nombre des mois et le nombre d'heures, 'N_i' symbolise le nombre de jours dans chaque mois (par exemple N_i=31 pour le mois de Janvier), les variables 'X' représentent le ratio de l'énergie consommée par rapport à l'énergie disponible pour une source donnée. 'E' et 'C' sont la quantité d'énergie disponible et son coût unitaire, ces deux derniers données sont représentées dans la figure 4.

Maintenant, le système d'énergie hybride doit satisfaire en continue (pendant 24h/24h) une charge totale : E_{load} = 1MWh pendant chaque heure de l'année. De ce fait, la première contrainte d'égalité est donc exprimée par:

$$E_{load} = X_{i,j}^{PV} Y_{PV} E_{i,PV} + X_{i,j}^W Y_W E_{i,W} + X_{i,j}^{Up} E_{Up} + X_{i,j}^{disch} E_{i,j}^{Batt} ; \forall i \in \{1, 2 \dots 12\}; \forall j \in \{1, 2 \dots 24\} \quad (13)$$

De plus, le système hybride doit assurer au moins un taux de remplacement de 70% de l'énergie fossiles (le taux d'utilisation d'énergie fossile doit être moins que 30%). Ainsi, la première contrainte d'inégalité est donc exprimée par l'équation:

$$\sum_{i=1}^{12} N_i \sum_{j=1}^{24} (0.7 E_{load} - (X_{i,j}^{PV} Y_{PV} E_{i,PV} + X_{i,j}^W Y_W E_{i,W} + X_{i,j}^{disch} E_{i,j}^{Batt})) \leq 0 \quad (14)$$

Aussi, afin d'éviter les pertes d'énergie, toute l'énergie renouvelable produite doit être totalement répartie entre l'utilisation et le stockage dans les batteries. Ainsi, la deuxième contrainte d'égalité est exprimée par l'équation:

$$Y_{PV} E_{i,PV} + Y_W E_{i,W} = X_{i,j}^{PV} Y_{PV} E_{i,PV} + X_{i,j}^W Y_W E_{i,W} + (E_{i,j}^{Batt} - E_{i,j-1}^{Batt}) - X_{i,j}^{disch} E_{i,j}^{Batt}; \forall i \in \{1, 2 \dots 12\}; \forall j \in \{1, 2 \dots 24\} \quad (15)$$

Le coût de l'énergie déchargée à partir des batteries est calculé sur la base du coût de l'énergie chargée à partir des sources renouvelables et du coût d'investissement des batteries. Il est donc évalué à l'aide de l'équation:

$$C_{i,j}^{disch} = C_{investment}^{Batt} + C_{i,j}^{Energy} \quad (16)$$

Où le coût de la charge énergétique est estimé par :

$$C_{i,j}^{Energy} = A_1 / A_2 \quad (17)$$

Avec : A₁ et A₂ sont exprimés par les équations suivantes:

$$A_1 = (C_{i,j-1}^{ch} E_{i,j-1}^{Batt} + ((1 - X_{i,j}^W) C_{i,PV} Y_{PV} E_{i,PV} + (1 - X_{i,j}^W) C_{i,W} Y_W E_{i,W})) \quad (18)$$

$$A_2 = (E_{i,j-1}^{Batt} + ((1 - X_{i,j}^W)Y_{PV}E_{i,PV} + (1 - X_{i,j}^W)Y_W E_{i,W})) \quad (19)$$

VII.9 Algorithme et résultats d'optimisation du système de production d'énergie électrique

L'algorithme de résolution et d'optimisation repose sur l'utilisation de la méthode d'optimisation d'algorithme génétique illustrée à la figure 5. La première étape consiste à générer de manière aléatoire une population initiale de variables, à savoir: la contribution de chaque source d'énergie renouvelable en termes de pourcentage par rapport au dimensionnement initial, qui sont: Y_{PV} et Y_W , et les taux de contribution énergétique de chaque source d'énergie (y compris le système de stockage d'énergie). Ensuite, les contraintes d'égalité et d'inégalité sont évaluées. Si l'une des solutions générées initialement viole les contraintes du problème, elle est remplacée par une nouvelle solution sélectionnée aléatoirement.

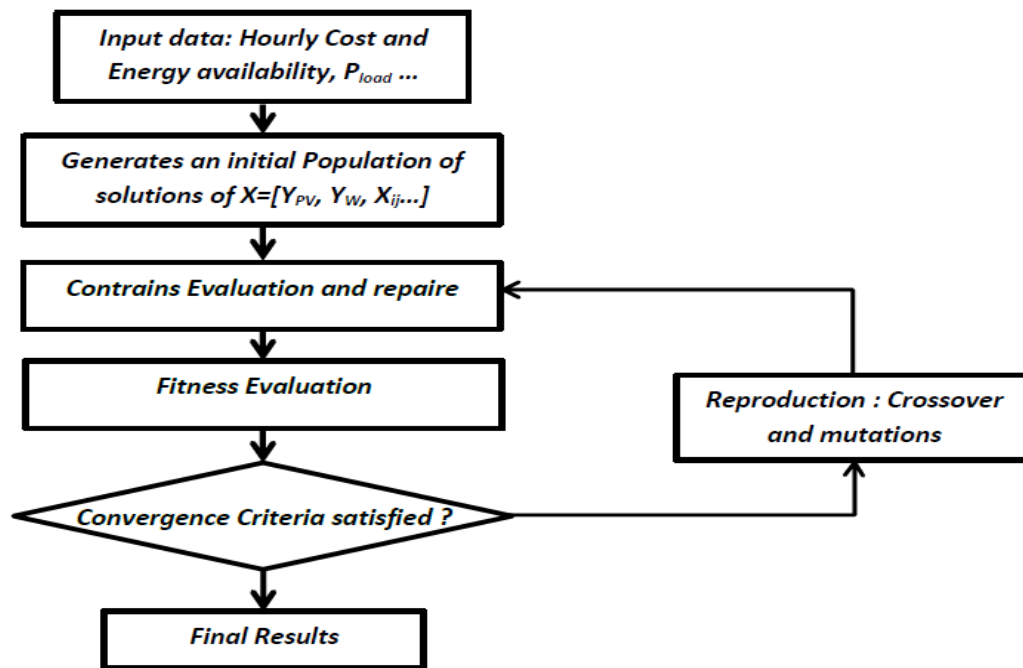


Figure VII.5. Algorithme d'optimisation du système de production d'énergie électrique hybride

Tableau VII.6. Résultats d'optimisation du système hybride pour une production de 1MW

Y_{PV} (%)	Y_W (%)	Batteries capacity (kWh)	Cost of energy (US\$/kWh)	Fossil fuel replacement (%)	CO2 emissions saving (Tons/year)
61	73	22	0.14	71	5,520.00

Tableau VII.7. Résultats d'optimisation pour différentes capacités de production d'électricité

Production (kW)	Panneaux Photovoltaïque		Nombre de turbines éoliennes	Capacité des batteries (kWh)
	$A_{pv} (m^2)$	Nombre de panneaux		
10,000	47305.5	28670	33617	220
5,000	23652.7	14335	16808	110
4,000	18922.2	11468	13446	88
3,000	14191.6	8601	10085	66
2,000	9461.1	5734	6723	44
1,000	4730.5	2867	3361	22
500	2365.3	1433	1680	11
400	1892.2	1146	1344	9
300	1419.2	860	1008	6.6
200	946.1	573	672	4.5
100	473.1	287	336	2.2
50	236.5	143	168	1.1
10	47.3	29	34	0.22
5	23.6	14	17	0.13

La deuxième étape est l'évaluation de la fonction objective pour chaque solution générée dans la population sélectionnée. La fonction de fitness avec la valeur la plus basse comparée à la valeur obtenue lors des itérations précédentes est considérée comme une solution optimale initiale de l'algorithme d'optimisation. Les meilleures solutions initiales créent la prochaine génération grâce à la sélection d'opérations de reproduction (croisements et de mutations). La même procédure est répétée jusqu'à la satisfaction des critères de convergence. C'est-à-dire, l'algorithme s'arrête s'il n'y a aucune amélioration de la valeur de la fonction de fitness après un nombre défini de générations.

Les résultats optimaux pour le système de production d'énergie sont donnés dans le tableau suivant pour une production typique d'énergie électrique de 1 MW.

VII.10 Algorithme de Calcul et d'Optimisation

Le schéma de l'algorithme de résolution et d'optimisation de l'unité de dessalement par évaporation à effets multiple à compression mécanique de vapeur est illustré dans la Figure 6. Il repose à la fois sur la méthodologie des itérations à point fixe et sur la méthode d'optimisation des algorithmes génétiques. La méthode d'itération à point fixe est utilisée afin de résoudre les équations hautement non linéaires développées dans la section précédente (similaire à l'algorithme développé dans le chapitre 3), tandis que l'algorithme génétique est implémenté afin de rechercher la configuration la plus optimale de l'unité de dessalement en termes de conception et de conditions opératoires permettant de maximiser les performances de l'unité, ou plus précisément

de minimiser le coût de production. Dans la procédure d'optimisation, huit variables différentes ont été prises en compte, à savoir: le rapport de pression du compresseur ($\beta = P_{out}/P_{in}$), le taux d'évaporation ($X_{ev} = M_d/M_f$), la température du premier effet (T_1), le diamètre des tubes (D_{tube}), la longueur des tubes (L_{tube}) et dimensions des échangeurs à plaques de récupération de chaleur. La procédure d'optimisation s'applique à différents nombres d'effets (compris entre 1 et 14) et à différentes capacités de production (5, 10, 100, 1000 m³/jour). L'algorithme commence par générer une population initiale de variables à optimiser pour l'unité de dessalement à Ni effets, puis utilisé en tant qu'entrée pour la boucle de calcul de dimensionnement basée sur la méthode des itérations à point fixe. Dans l'algorithme développé, les coefficients de transfert de chaleur des évaporateurs sont initialement estimés, puis utilisés pour calculer la différence de température entre la vapeur qui se condense et l'eau de mer en ébullition pour chaque effet, en utilisant l'hypothèse de l'égalité de la puissance thermique utilisée d'un effet vers l'autre. Ensuite, la température et la surface de transfert de chaleur sont calculées pour chaque effet; dans ce cas, les nouvelles valeurs des coefficients de transfert de chaleur globaux sont calculées et comparées aux valeurs supposées au début, si la différence entre chaque valeur supposée et la nouvelle valeur calculée dépasse la valeur de tolérance (tolérance=0.001), les valeurs estimées sont remplacées par les valeurs calculées. Puis la même itération est répétée jusqu'à atteindre les critères de convergence. Ensuite, l'hypothèse d'égalité de la surface de transfert de chaleur est vérifiée; si l'erreur est supérieure à la valeur de tolérance, la différence de température ΔT_i dans chaque effet sera corrigée par le rapport de la surface de transfert de chaleur calculée et de sa valeur moyenne pour tous les effets. Cette procédure est suivie par le calcul des surfaces de transfert de chaleur requises des échangeurs de récupération en utilisant la méthode d'itération à point fixe. L'étape suivante de l'algorithme consiste à déterminer la puissance électrique consommée par le compresseur. À ce stade, tous les paramètres liés aux évaporateurs, aux échangeurs thermiques à récupération de chaleur et au compresseur sont calculés, puis l'étape suivante est l'évaluation des contraintes et l'évaluation de la fonction objective.

On rappelle que la fonction objective est le coût unitaire de production d'eau exprimé en Euro par m³ et défini comme étant le coût total annuel amorti divisé par la capacité de production annuelle d'eau douce. La fonction de fitness avec la valeur la plus basse comparée à la valeur obtenue lors des itérations précédentes est considérée comme une solution optimale initiale de l'algorithme d'optimisation. Encore une fois, dans cet algorithme, les meilleures solutions initiales créent

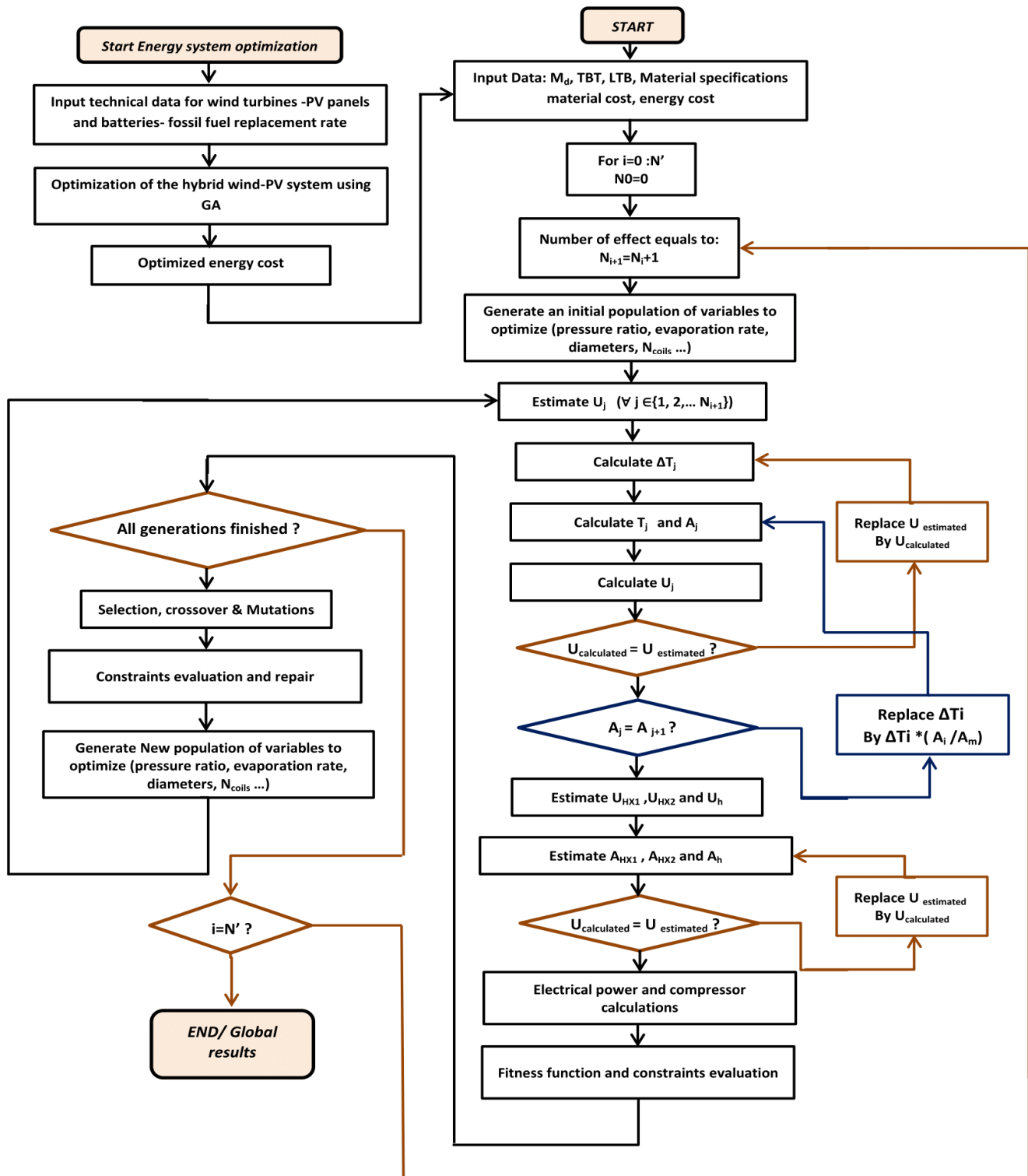


Figure VII.5. Algorithme d'optimisation de l'unité de dessalement

La nouvelle génération à travers la sélection des chromosomes, des opérations de croisement et de mutation (reproduction de la nouvelle génération des solutions). La même procédure est répétée jusqu'à atteindre les critères de convergence d'optimisation. En outre, l'algorithme s'arrête s'il n'y a aucune amélioration de la valeur de la fonction de fitness après un nombre défini de générations. Ensuite, l'algorithme est répété pour une unité de dessalement à N_i+1 effets jusqu'à atteindre le nombre maximal d'effet ($N=14$ est considéré comme étant le nombre maximal d'effets dans cette étude). Il convient également de noter que le coût d'énergie électrique obtenu à partir de l'étude d'optimisation du système hybride (présentée dans la section précédente) est utilisé comme paramètre d'entrée dans l'algorithme.

L'algorithme de dimensionnement basé sur la méthode des itérations à point fixé est validé en utilisant des résultats expérimentaux présentés par Aly et al [7]. Les données présentées dans [7] concernent une unité de dessalement par évaporation à compression mécanique de vapeur du laboratoire de transfert de chaleur et l'énergie atomique d'Égypte.

Table VII.8. Comparaison entre les résultats expérimentaux les résultats de modélisation

Parameters	Results from ref. [7]			Model Results	Error (%)
	Calculated	Design	Experimental		
Tevap (°C)	69.06	69.5	69.8	69.5	0.43
Pevap (bar)	0.312	0.3	0.34	0.31	8.80
P _{outlet} (bar)	0.4056	0.42	0.45	0.4087	9.18
M _b (kg/h)	321	420	415	391.9	5.57
M _d (kg/h)	309	308	210	208.44	0.74
T _i (°C)	69.42	69.5	68	62.5	8.09
T _b (°C)	24.8	25	26	25	3.85
U _{evap} (kW/m ² K)	2.4	Not available	Not available	2.45	2.08
LMTD _{ev} (°C)	4.576	Not available	Not available	5	9.30
A _{evp} (m ²)	17.068	Not available	Not available	16.32	4.38
A _{HX1} (m ²)	1.187	Not available	Not available	1.162	2.11
A _{HX2} (m ²)	1.523	Not available	Not available	1.661	9.05
W _{comp} (kJ/kg)	50.71	53.3	Not available	47.8	5.74
M _f (kg/h)	630	630	630	600.3	4.76
M _{f1} (kg/h)	309	245	Not available	304	1.60
M _{f2} (kg/h)	321	385	Not available	332	3.43

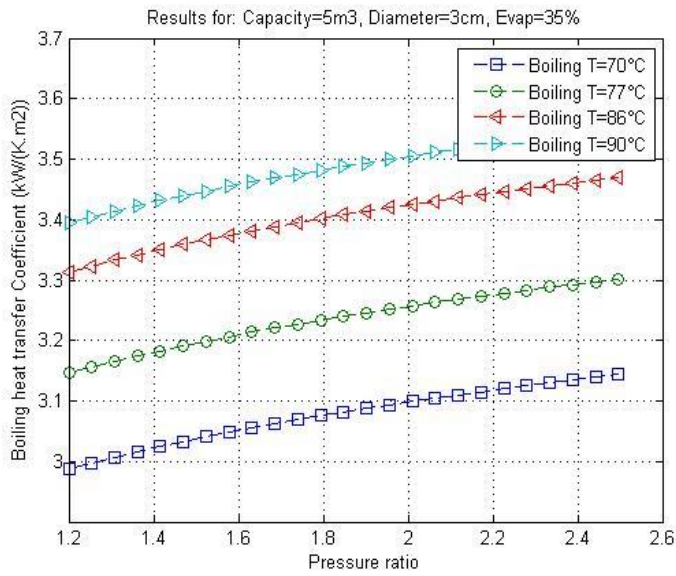


Figure VII.6. Coefficient d'échange de chaleur par ébullition au niveau du premier effet VS le rapport de pression β et T_1

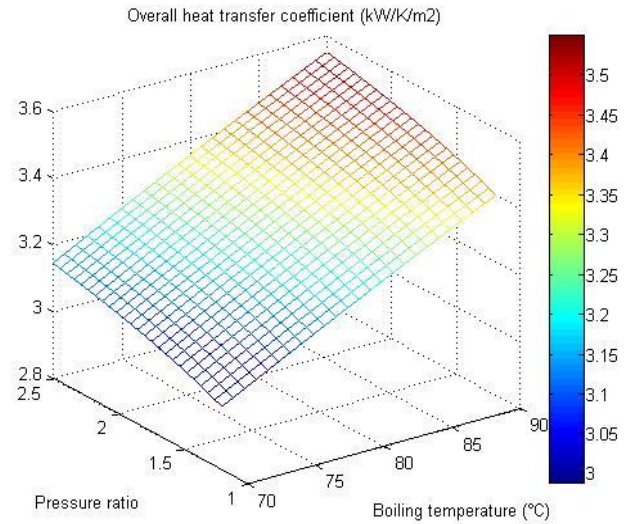


Figure VII.7. Coefficient d'échange de chaleur global au niveau du premier effet VS le rapport de pression β et T_1

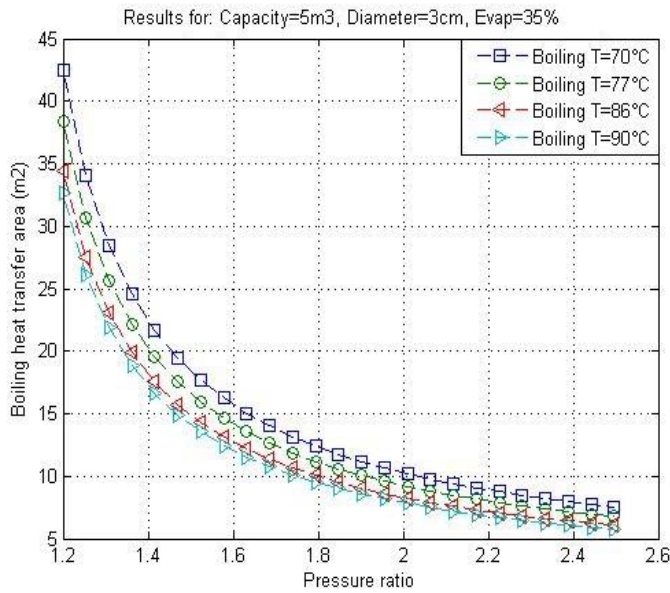


Figure VII.8. Surface d'échange de chaleur au niveau du premier effet VS le rapport de pression β et T_1 - Représentation 2d

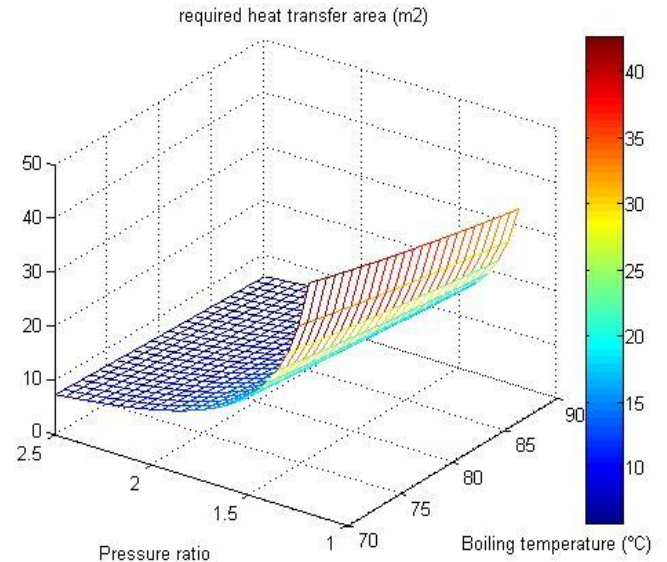


Figure VII.9. Surface d'échange de chaleur au niveau du premier effet VS le rapport de pression β et T_1 - Représentation 3d

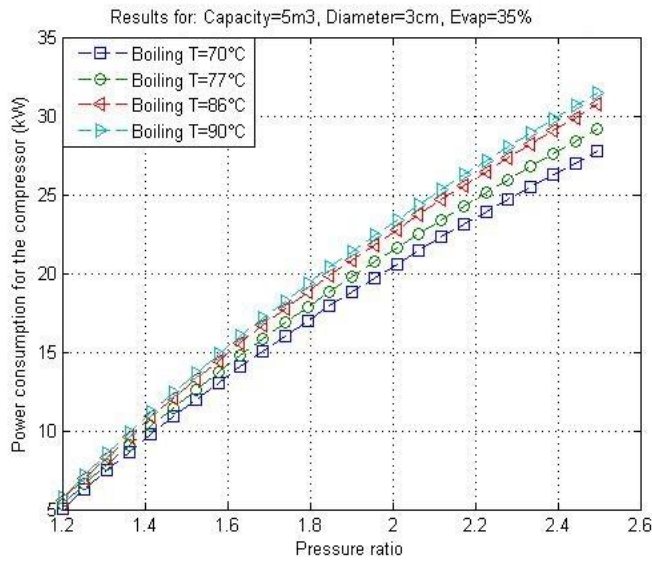


Figure VII.10. Puissance électrique consommée VS le rapport de pression β et T_1 - Représentation 2d

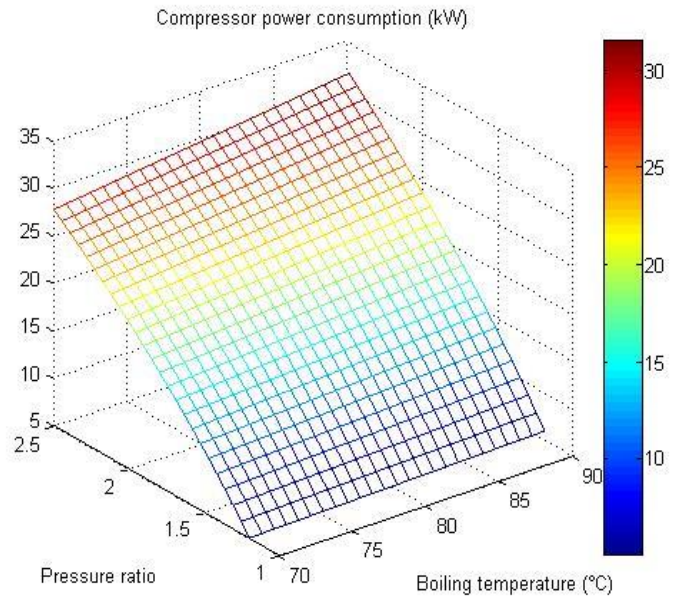


Figure VII.11. Puissance électrique consommée VS le rapport de pression β et T_1 - Représentation 3d

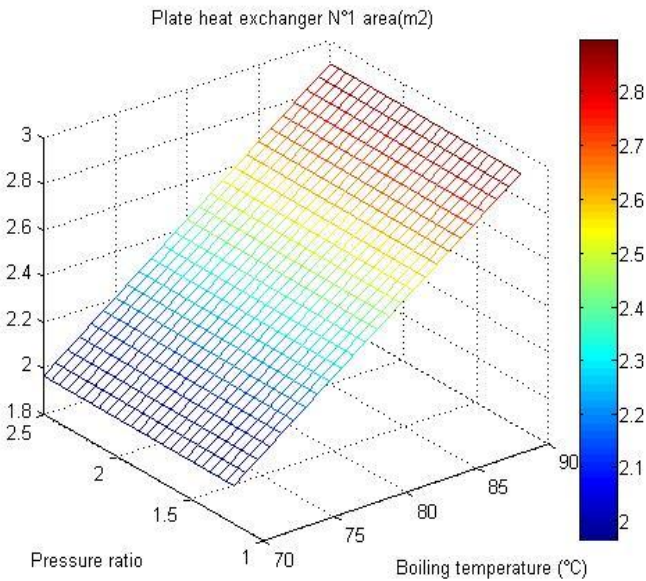


Figure VII.12. Surface d'échange de chaleur pour l'échangeur HX1 VS le rapport de pression β et T_1

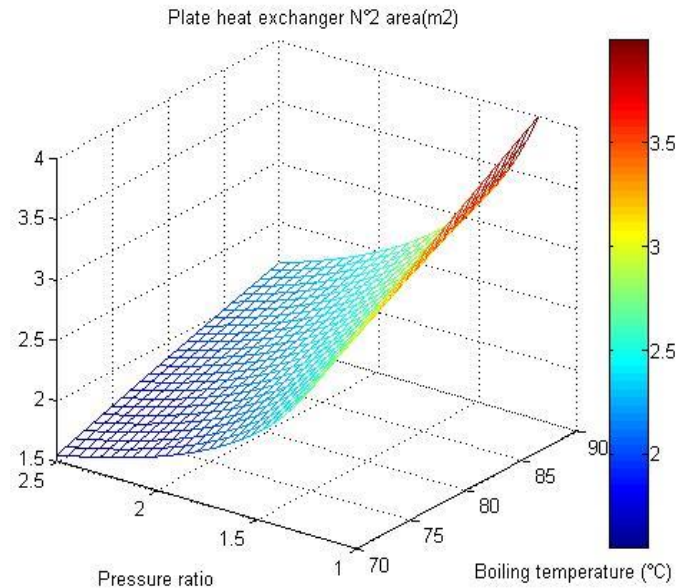


Figure VII.13. Surface d'échange de chaleur pour l'échangeur HX2 VS le rapport de pression β et T_1

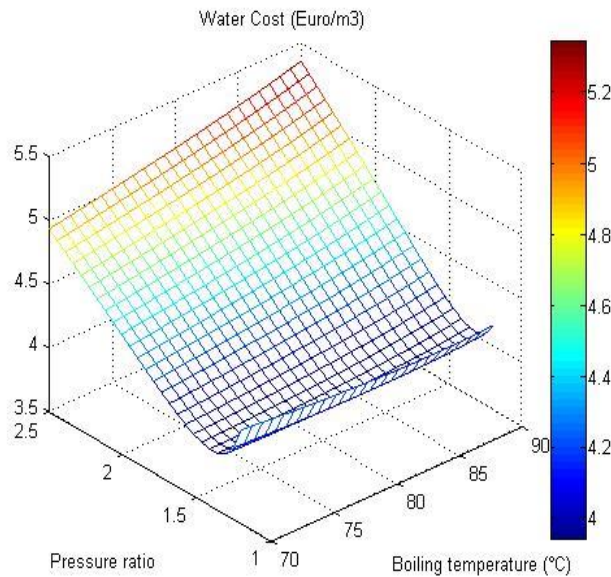


Figure VII.14. Coût unitaire de production d'eau douce VS le rapport de pression β et T_1

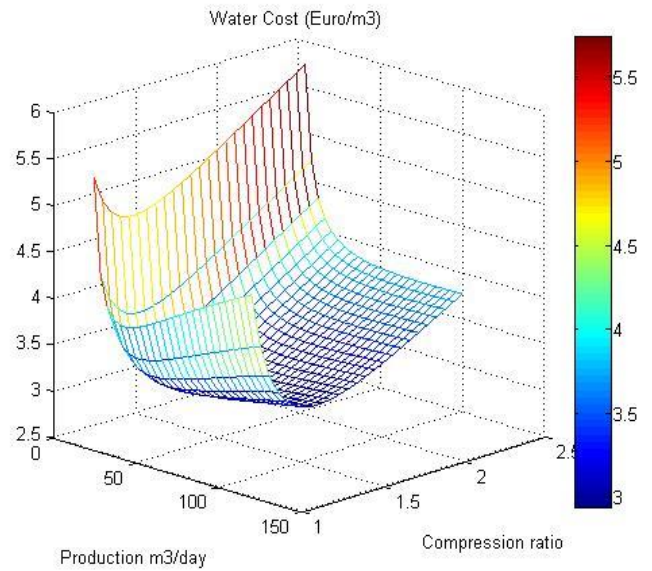


Figure VII.15. Coût unitaire de production d'eau douce VS le rapport de pression β et capacité de production

Comme le montre le tableau 8, les résultats modélisés montrent un bon accord avec les paramètres expérimentaux et de design publiés dans [7]. En effet, l'erreur ne dépasse pas 9.05% pour tous les paramètres de l'unité de dessalement.

VII.11 Analyse de l'effet de la compression de vapeur sur les performances de l'unité d'évaporation

Dans cette analyse, on se limitera dans l'étude de l'impact du changement du rapport de pression du compresseur, de la température du premier effet et la capacité de production sur les performances de l'unité de dessalement.

Les performances prise en considération sont : la consommation électrique du compresseur, les performances thermiques du premier effet, les surfaces d'échange thermique des échangeurs de chaleur de récupération (HX_1 et HX_2) et le coût unitaire de production d'eau douce.

Comme la montre les figures 6 et 7, la cinétique d'échange thermique au niveau du premier est favorisée à la fois par l'augmentation du rapport de pression β et l'augmentation de la température du premier effet T_1 . En effet, d'une part, lorsque le rapport de pression augmente de 1.2 à 2.5, le coefficient d'échange thermique U_1 augmente de 6%, d'une part lorsque la température du premier

effet T_1 augmente de 70 à 90°C, U_1 augmente de 13.6%. Cette augmentation est expliquée par l'augmentation de la température de condensation de la vapeur comprimée, ce qui en résulte en une diminution de la surface d'échange requise du premier effet A_1 . En effet, comme illustrée dans les figures 8 et 9, pour le même changement du rapport de pression, la surface A_1 diminue de 83%. Ce résultat est dû au fait que l'augmentation du rapport de pression permet aussi d'augmenter la différence de température logarithmique entre la vapeur comprimée et l'eau de mer bouillante au niveau du premier effet. Ceci prouve que l'augmentation du rapport de pression β permet d'améliorer les performances thermiques et aussi de minimiser le coût d'investissement de l'unité d'évaporation (minimisation de la taille de l'évaporateur).

Cependant, l'augmentation du rapport de pression β a un impact négatif sur la consommation de la puissance électrique du compresseur. En effet, comme la montre les figure 10 et 11, lorsque β augmente de 1,2 à 2,5, la consommation électrique du compresseur augmente d'environ 80%. Selon ces figures, la température d'ébullition T_1 a un impact médiocre sur la consommation de puissance électrique. Ainsi, lorsque la température d'ébullition diminue de 90 à 70 ° C, la consommation d'énergie diminue d'environ 9%.

Ces deux variables opératoires T_1 et β ont un impact direct sur les performances thermiques des échangeurs de chaleur de récupération. Nous rappelons que deux échangeurs de chaleur à plaques HX_1 et HX_2 , comme illustré dans la figure 1, sont utilisés respectivement pour récupérer la chaleur à partir du distillat et de la saumure rejetée sortants des évaporateurs.

Comme le montrent les figures 12 et 13, le rapport de pression n'a aucun effet sur l'échangeur de chaleur HX_1 ; toutefois, lorsque ce rapport de pression augmente, la surface de transfert de chaleur requise pour l'échangeur de chaleur HX_2 diminue. Ce résultat est obtenu car, lorsque le rapport de pression augmente, la température de condensation de la vapeur comprimée augmente également et, par conséquent, la différence de température entre l'eau de mer d'alimentation et l'eau distillée augmente. Ce qui en résulte en une augmentation du coefficient d'échange de chaleur de l'échangeur HX_1 et par conséquent une diminution de sa surface d'échange requise. Encore une fois, ce résultat montre que l'augmentation du rapport de pression β a un effet positif sur les performances de l'unité d'évaporation.

Cependant, l'augmentation de la température d'ébullition T_1 a un effet opposé sur la surface de transfert de chaleur requise pour les échangeurs 1 et 2, lorsque la température d'ébullition augmente de 70 à 90 ° C, la surface de transfert de chaleur requise augmente dans les deux

échangeurs à plus de 80%. Ce résultat est obtenu parce que, la conception des échangeurs de chaleur est basée sur la constance de l'écart de température minimal entre le flux chaud sortant et le flux froid entrant au niveau de l'échangeur ($\Delta T_{\min}=5^{\circ}\text{C}$).

Ainsi, lorsque la température d'ébullition augmente, la surface de transfert de chaleur requise augmentera également de manière à ce que la quantité de chaleur récupérée augmente, puis la température de sortie de l'eau de mer d'alimentation répond aux exigences de conception.

Au point de vue économique, d'une part, la figure 14 montre que, le coût unitaire de production d'eau douce décroît lorsque la température T_1 diminue, et d'autre part, ce coût passe par un point optimal par rapport au rapport de pression β ($\beta_{\text{optimal}} \approx 1.5$). On mentionne que ces résultats sont obtenus pour: une unité d'effets égale à 4, un taux d'évaporation de 35 % de l'eau de mer, une capacité de production égale à $5 \text{ m}^3/\text{jour}$ et un diamètre des tubes de 3cm.

La figure 15 montre que le coût unitaire de production d'eau douce est influencé fortement par le changement de la capacité de production et que le coût passe par un point optimal par rapport au changement simultané de cette variable et du rapport de pression β .

VII.12 Résultats d'optimisation

Cette section présente les résultats d'optimisation globale du procédé de dessalement par évaporation à effets multiple et à compression mécanique de vapeur, on rappelle que la marge d'étude de chaque de variable est comme suit :

- ✓ Diamètres des tubes : $0.5 \leq D_{\text{tubes}} \leq 4 \text{ cm}$;
- ✓ Longueur des tubes : $0.5 \leq L_{\text{tubes}} \leq 4 \text{ m}$;
- ✓ Taux d'évaporation : $5 \leq X_{\text{evap}} \leq 35\%$;
- ✓ Température du premier effet : $50 \leq T_1 \leq 90^{\circ}\text{C}$;
- ✓ Température du dernier effet : $30 \leq T_n \leq 50^{\circ}\text{C}$;
- ✓ Rapport de pression pour le compresseur: $1.2 \leq \beta \leq 4$.

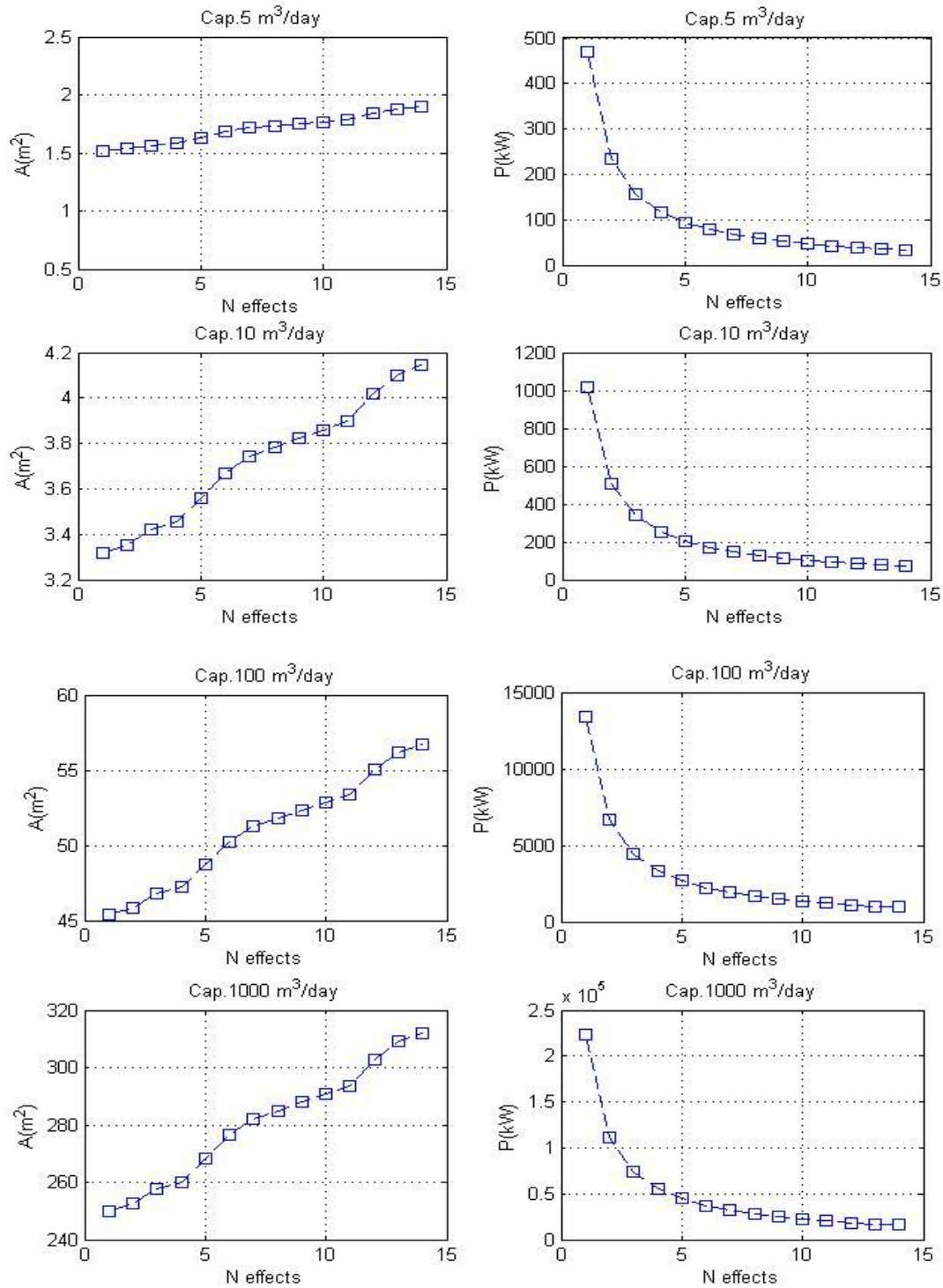


Figure VII.16. Résultats d'optimisation pour différents nombres d'effets et différentes capacité de production- Variation de la surface d'échange globale de l'unité d'évaporation et la puissance électrique consommée en fonction du nombre d'effets

L'algorithme d'optimisation développé est utilisé pour différents nombres d'effets (nombre d'effets est compris entre 1 et 14), comme indiqué précédemment, pour déterminer les paramètres de fonctionnement et de conception les plus optimales menant à la production d'eau distillée à un coût minimisé pour diverses capacités de production : 5, 10, 100 et 1000 m³/jour.

Les figures 16 et 17 illustrent les résultats globaux de l'optimisation. Comme le montre la figure 16, pour la même capacité de production, lorsque le nombre d'effets à utiliser dans l'unité d'évaporation augmente de 1 à 14, la surface d'échange thermique totale requise augmente de plus de 25%, tandis que la puissance électrique consommée diminue de plus de 91%. Ce résultat est similaire à celui obtenu dans le cas d'évaporation à effets multiple sans compression présenté dans le chapitre 3.

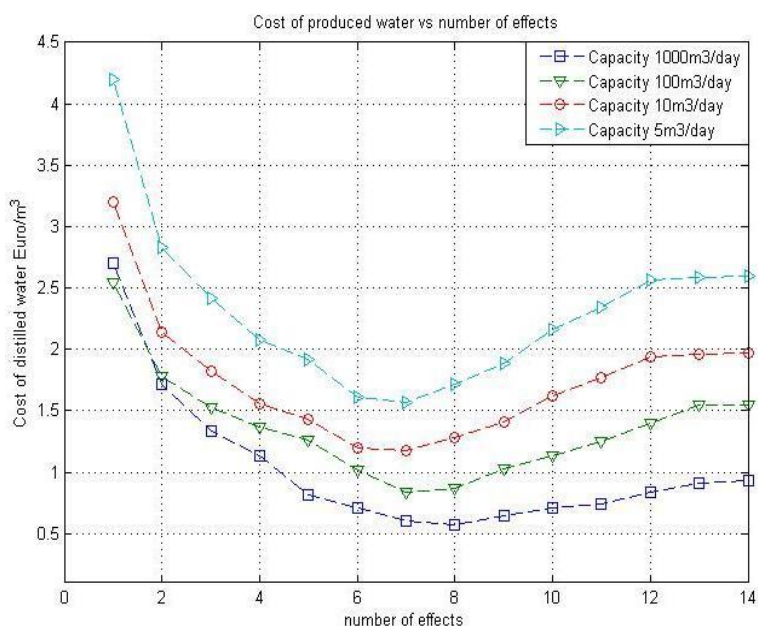


Figure VII.17. Coût de production optimisé d'eau douce VS le nombre d'effets et la capacité de production

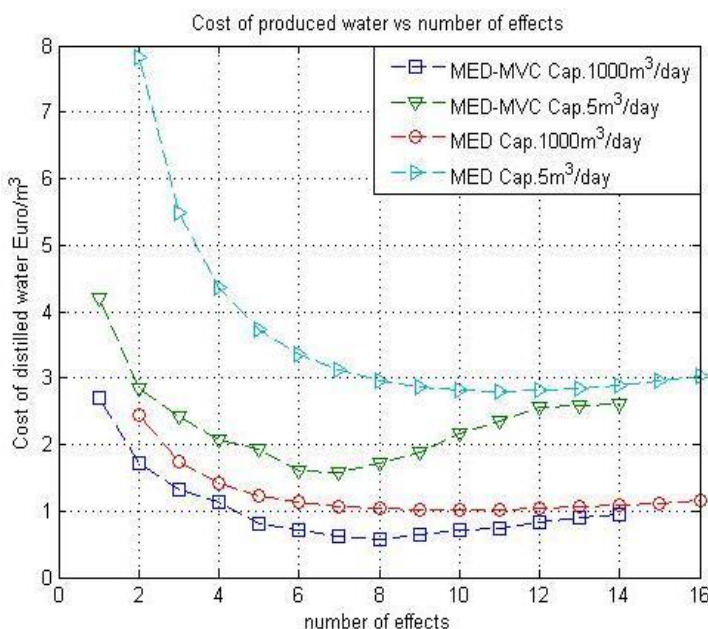


Figure VII.18. Coût de production optimisé d'eau douce en utilisant le procédé MED et le procédé MED-MVC

Tableau VII.9. Résultats de dimensionnement optimisé de l'unité MED-MVC pour différentes capacités de production

Capacité (m^3/j)		5	10	100	1000
Effet N° :1	$T_{comp,steam} (^{\circ}C)$	110	113	112	114
	$U_1 (kW/(m^2K))$	2.68	2.71	2.67	2.69
	$T_1 (^{\circ}C)$	100	102	101	105
	$A_1 (m^2)$	2.266	4.349	43.652	433.878
Effet N° :2	$T_2 (^{\circ}C)$	90.4	92.8	91.57	96.15
	$U_2 (kW/(m^2K))$	2.31	2.28	2.30	2.33
	$A_2 (m^2)$	2.629	5.169	50.674	500.916
Effet N° :3	$T_3 (^{\circ}C)$	81	81.5	83.7	87.2
	$U_3 (kW/(m^2K))$	2.27	2.26	2.28	2.30
	$A_3 (m^2)$	2.631	5.170	50.675	500.917
Effet N° :4	$T_4 (^{\circ}C)$	70	72	71.4	78.4
	$U_4 (kW/(m^2K))$	2.24	2.25	2.26	2.28
	$A_4 (m^2)$	2.632	5.171	50.675	500.919
Effet N° :5	$T_5 (^{\circ}C)$	61	62.5	60.92	69.3
	$U_5 (kW/(m^2K))$	2.20	2.22	2.25	2.24
	$A_5 (m^2)$	2.633	5.171	50.676	500.919
Effet N° :6	$T_6 (^{\circ}C)$	51.2	52.4	50.71	60.45
	$U_6 (kW/(m^2K))$	2.12	2.13	2.16	2.17
	$A_6 (m^2)$	2.634	5.172	50.677	500.921
Effet N° :7	$T_7 (^{\circ}C)$	41.4	42.3	40.5	51.52
	$U_7 (kW/(m^2K))$	2.11	2.10	2.14	2.12
	$A_7 (m^2)$	2.635	5.173	50.678	500.924
Effet N° :8	$T_8 (^{\circ}C)$				42.6
	$U_8 (kW/(m^2K))$				2.11
	$A_8 (m^2)$				500.926
Taux d'évaporation $X_{evap}(\%)$		34.5	35	34.7	34.9
Pression du dernier effet $P_n(kPa)$		7.99	8.39	7.60	8.52
Pression de vapeur comprimée $P_{comp} (kPa)$		143.4	158.8	153.7	164.0
Rapport de pression β		17.9	18.9	20.2	19.2
Puissance Electrique (kW)		18.1	36.2	362.1	3,543.2
Coût unitaire (Euro/m^3)		1.56	1.17	0.84	0.57

La figure 17 présente le changement du coût optimisé de production d'eau douce en fonction des nombres d'effets et pour différentes capacités de production. Ces résultats prouvent que pour une capacité de production donnée, le coût passe par une valeur minimale qui correspond au nombre d'effets optimale qu'il faut adopter dans le design de l'unité. Ce nombre est généralement compris entre 6 et 8 pour les différentes capacités de production considérées dans cette étude. En effet, le nombre d'effets optimal est égal à 6 lorsque la capacité de production est égale à $5\text{m}^3/\text{jour}$, ce nombre augmente légèrement avec la capacité de production, pour être égal à 8 lorsque la capacité de production est égale à $1000\text{ m}^3/\text{jour}$. De plus, lorsque les capacités de production augmentent, les résultats présentés dans cette figure, montrent que le coût minimisé diminue pour devenir inférieur au coût moyen de production d'eau douce au Maroc.

Aussi, la figure 18 montre la supériorité, au point de vue économique, du procédé d'évaporation à effets multiple combiné avec la compression mécanique de vapeur (MED-MVC) utilisant un système hybride d'énergie Photovoltaïque-Eolienne par rapport au procédé de dessalement à évaporation à effet multiple (MED) utilisant l'énergie solaire thermique. Globalement, ces résultats prouvent que le procédé MED-MVC couplé aux énergies renouvelables pourrait être très prometteur en termes de performances économiques et environnementales grâce à une sélection appropriée des paramètres de fonctionnement et de conception, notamment le nombre d'effets et la capacité de production.

Nous rappelons que l'unité proposée utilise l'énergie électrique produite par un système hybride PV-éolien optimisé et conçu pour assurer au moins un taux de remplacement de l'énergie fossile de 70%. Ainsi, la quantité de CO_2 économisée, en utilisant le nombre optimal d'effet, sera entre 2 et $4.27\text{ kg de CO}_2/\text{m}^3$. Les résultats de dimensionnement optimisé sont donnés dans le tableau 9.

VII.13 Analyse d'Exergie et recherches des différentes possibilités d'amélioration

Dans les sections précédentes, l'optimisation des paramètres de design et de fonctionnement est effectuée sur la base de la loi de conservation de l'énergie (première loi de la thermodynamique) et l'évaluation économique. Dans cette section, l'analyse exergetique est réalisée afin d'étendre les travaux d'optimisation à travers la recherche d'autres moyens plus efficaces d'utilisation de l'énergie. Ainsi, cette analyse est appliquée en se basant sur les résultats d'optimisation obtenus précédemment pour chaque capacité de production ($5, 10, 100$ et $1000\text{ m}^3/\text{jour}$). Comme il a été

mentionné, l'analyse exergetique est basée sur la deuxième loi de la thermodynamique et permet une identification réussie des emplacements d'utilisation inefficace de l'énergie et de sa dégradation. Aussi, dans cette section, l'analyse exergetique est limitée à l'unité évaporation.

L'équation générale du bilan d'exergie est exprimée par l'équation (20):

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{des} \quad (20)$$

Ainsi, pour chaque composant du processus de dessalement, l'équation du bilan d'exergie est modélisée par l'équation (21):

$$\sum (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_{net,k} - \dot{W}_{net,k} + \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} - \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} = \dot{E}x_{des} \quad (21)$$

Avec : $\dot{Q}_{net,k}$ et $\dot{W}_{net,k}$ sont respectivement le taux de transfert de chaleur ($\dot{Q}_{net,k} = \dot{Q}_{sortie, k} - \dot{Q}_{entrée, k}$) et le taux de transfert de travail net ($\dot{W}_{net,k} = \dot{W}_{sortie, k} - \dot{W}_{entrée, k}$) exprimée en (exprimés en kW), l'indice «k» fait référence à un emplacement spécifique dans le processus et l'indice «0» exprime les propriétés à l'état de référence (conditions ambiantes ou atmosphériques). Le flux spécifique d'exergie ψ (exprimée en kJ/kg) pour chaque flux de matière est exprimé par l'équation (22):

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (22)$$

Dans le cas des flux de matière incompressibles, le flux d'exergie spécifique est modélisé par l'équation (23):

$$\psi = C \cdot [(T - T_0) - T_0 \ln(T/T_0)] \quad (23)$$

Où : 'C' symbolise la capacité thermique spécifique (exprimée en kJ/kg/K). Les équations du bilan d'exergie pour chaque effet sont modélisées comme suit :

Pour le premier effet (i = 1):

$$\dot{E}x_{des,1} = \dot{E}x_{V_{comp,n}} - \dot{E}x_{V_1} - \dot{E}x_{D_{comp,n}} + \dot{E}x_{M_f} - \dot{E}x_{B_1} \quad (24)$$

Pour les autres effets (i > 1):

$$\dot{E}x_{des,i} = \dot{E}x_{V_{i-1}} - \dot{E}x_{V_i} - \dot{E}x_{D_i} + \dot{E}x_{B_{i-1}} - \dot{E}x_{B_i} \quad (25)$$

Pour les échangeurs de chaleur à récupération de chaleur HX_1 et HX_2 , les équations du bilan d'exergie pourraient être exprimées par l'équation (26):

$$\dot{E}x_{des,HX} = \dot{E}x_{cold,in} - \dot{E}x_{cold,out} + \dot{E}x_{hot,in} - \dot{E}x_{hot,out} \quad (26)$$

L'efficacité exergetique de chaque composant de l'unité de dessalement pourrait être définie comme le rapport entre le taux d'exergie en entrée et en sortie. L'efficacité exergetique est donc définie par l'équation (27):

$$\eta_{Exergy} = \dot{E}x_{out} / \dot{E}x_{in} \quad (27)$$

Le taux du potentiel d'amélioration (exprimé en kW) est proposé par [8]. Ce paramètre est utilisé pour évaluer l'amélioration maximale du taux d'exergie pouvant être atteinte, c'est-à-dire le taux de destruction d'exergie lorsque les pertes en terme d'exergie (ou la génération d'entropie) sont minimisées. Le taux d'amélioration (IP) est calculé pour chaque composant à l'aide de l'équation (28):

$$IP = (1 - \eta_{Exergy})(\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}) \quad (28)$$

Les résultats présentés dans le tableau 10 montrent que les valeurs les plus élevées de destruction d'exergie (environ plus de 20% par rapport à la destruction d'exergie totale dans l'unité d'évaporation) sont obtenues dans le premier effet. En effet, les taux de destruction par exergie du premier effet pour les capacités de production 5, 10, 100 et 1000 m³/jour représentent respectivement 20.4, 24.2, 30.4 et 26.3%.

Pour les autres effets, le taux de destruction par exergie diminue avec le nombre d'effets où son pourcentage se situe entre 7,44 et 18,33% par rapport au taux de destruction d'exergie total. Pour l'échangeur de récupération de chaleur HX₁ (eau distillée / eau de mer), le taux de destruction d'exergie représente, respectivement, environ 3.42, 3.81, 4.34 et 4.46% pour les différentes capacités de production de 5, 10, 100 et 1000 m³/jour, tandis que le pourcentage de destruction d'exergie pour l'échangeur HX₂ ne dépasse pas 1.12% de la destruction totale d'exergie.

Les figures 18, 19 et 20 illustrent; respectivement; le changement de destruction d'exergie (kW), l'efficacité exergetique (%) et le taux du potentiel d'amélioration (kW) pour chaque composant dans l'unité de dessalement (effet 1, 2... n et échangeurs de chaleur 'HX₁' et 'HX₂') par rapport à la différence de température entre le premier et le dernier effet dans l'unité d'évaporation / condensation ($\Delta T_t = T_1 - T_n$).

Les résultats illustrés dans la figure 18; montrent que le taux de destruction d'exergie pour chaque effet augmente avec la différence de température ΔT_t , mais il diminue légèrement pour les échangeurs de chaleur HX₁ et HX₂. En effet, lorsque ΔT_t augmente de 16 à 40 ° C, le taux de destruction de l'exergie pour le premier effet augmente d'environ 30, 19, 41 et 48% pour les unités de dessalement ayant une capacité de production nominale de 5, 10, 100 et 1000 m³/jour, respectivement, et il augmente de plus de 120% pour les autres effets restants pour les différentes capacités de production considérées. Les variations de l'efficacité exergetique par rapport à ΔT_t sont représentées à la figure 19. Il est évident d'après cette figure que l'efficacité exergetique décroît généralement pour tous les composants lorsque ΔT_t augmente et qu'elle diminue très

Tableau VII.10. Résultats de calcul de destruction d'exergie pour l'unité d'évaporation

Production Capacity (m ³ /day)	Exergy destruction (Cap. 5m ³ /d)		Exergy destruction (Cap. 10 m ³ /d)		Exergy destruction (Cap. 100 m ³ /d)		Exergy destruction (Cap. 1000 m ³ /d)	
	(kW)	(% of total)	(kW)	(% of total)	(kW)	(% of total)	(kW)	(% of total)
Effect 1	0.905	20.38	2.154	24.18	20.657	30.37	200.776	26.31
Effect 2	0.814	18.33	1.539	17.28	8.933	13.13	94.761	12.42
Effect 3	0.732	16.48	1.387	15.56	8.188	12.04	86.937	11.39
Effect 4	0.662	14.89	1.254	14.04	7.512	11.04	79.678	10.44
Effect 5	0.604	13.59	1.141	12.81	6.906	10.15	73.005	9.57
Effect 6	0.559	12.58	1.051	11.80	6.376	9.37	66.944	8.77
Effect 7	--	--	--	--	5.924	8.71	61.519	8.06
Effect 8	--	--	--	--	--	--	56.760	7.44
Heat exch. I	0.152	3.42	0.339	3.81	2.955	4.34	56.760	4.46
Heat exch. II	0.014	0.32	0.041	0.46	0.550	0.81	34.033	1.12
Total	4.442	100.00	8.907	100.00	68.00	100.00	762.962	100.00

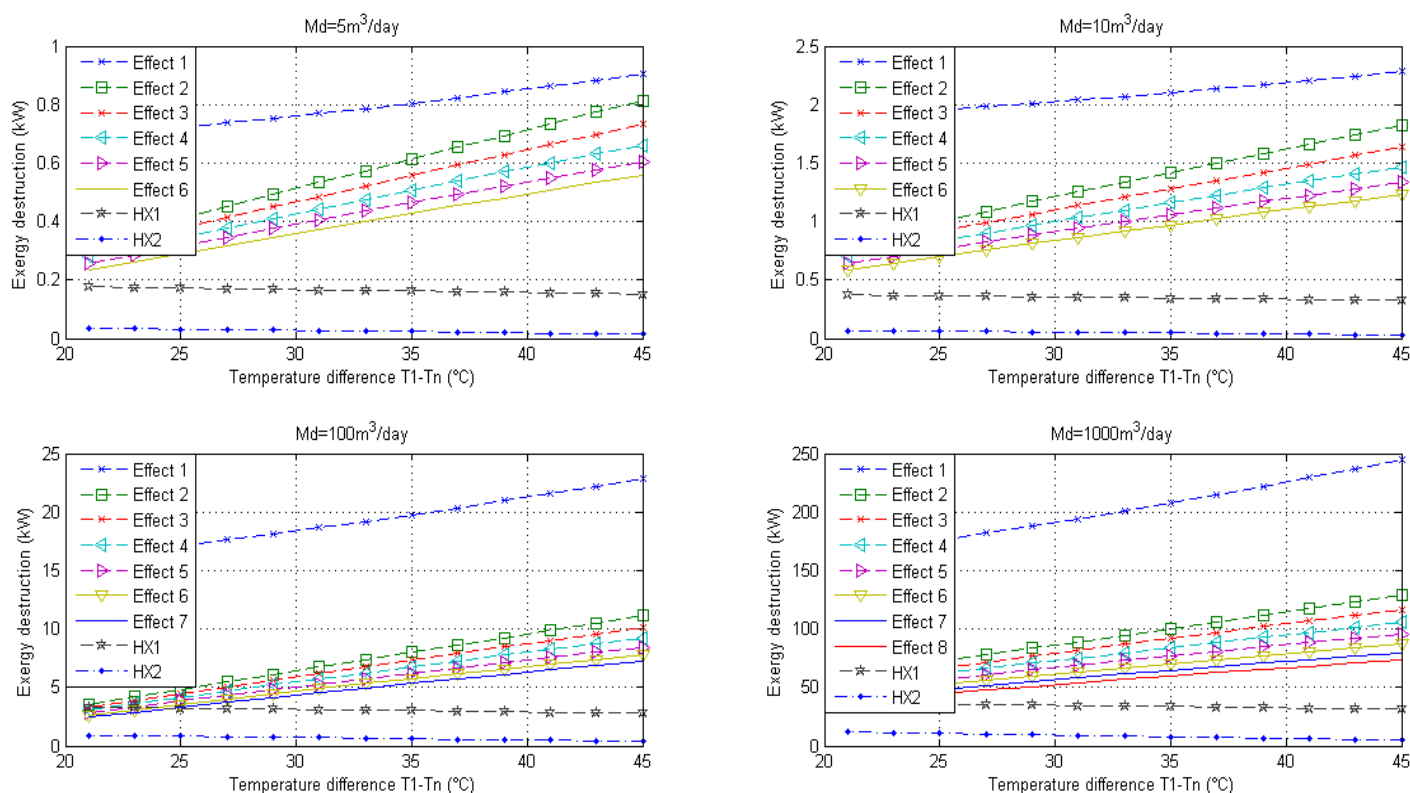


Figure VII.19. Variation du taux de destruction d'exergie pour différents composants de l'unité d'évaporation en fonction de la variation de la différence de température entre le premier et le dernier effet

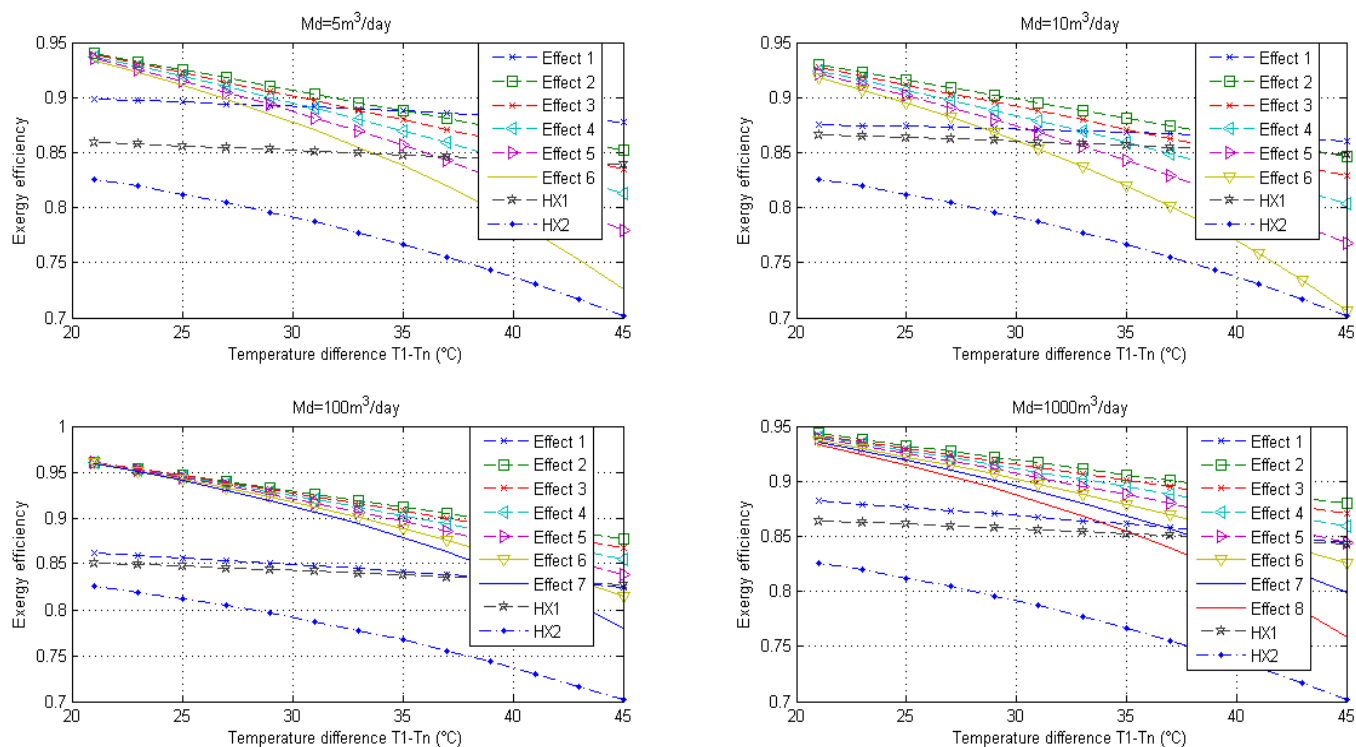


Figure VII.20. Variation de l'efficacité exergetique pour différents composants de l'unité d'évaporation en fonction de la variation de la différence de température entre le premier et le dernier effet

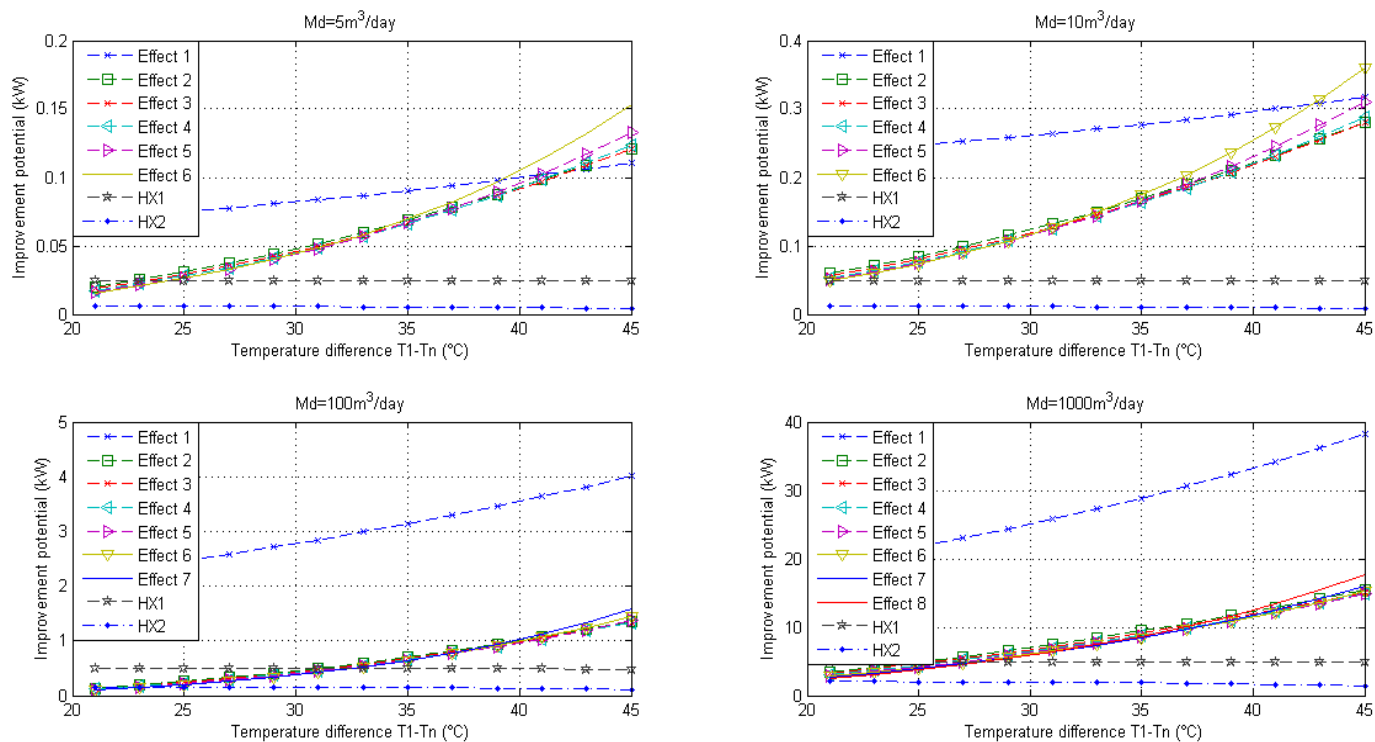


Figure VII.21. Variation du potentiel d'amélioration pour différents composants de l'unité d'évaporation en fonction de la variation de la différence de température entre le premier et le dernier effet

légèrement pour le premier effet et l'échangeur de chaleur HX_1 . L'influence du changement de ΔT_t sur le potentiel d'amélioration est illustrée dans la figure 20. Comme le montre cette figure, le potentiel d'amélioration des échangeurs de récupération de chaleur HX_1 et HX_2 décroît très légèrement lorsque ΔT_t augmente. Les valeurs les plus élevées du potentiel d'amélioration sont obtenues pour le premier effet pour toutes les capacités de production considérées, et il a approximativement les mêmes valeurs pour les effets restants. En outre, la figure 20 montre que le potentiel d'amélioration de tous les effets augmente lorsque ΔT_t augmente.

De manière générale, le taux de destruction d'exergie (irréversibilité ou génération d'entropie) pourrait être minimisé en adoptant de petites valeurs de différence de température entre le premier et le dernier effet; cependant, cela entraîne une diminution des différences de température entre les fluides échangeant la chaleur à l'intérieur de chaque effet (ΔT_i) et entraîne simultanément une réduction des coefficients de transfert de chaleur globaux et, par conséquent, une augmentation de la surface de transfert de chaleur requise à l'intérieur de chaque effet. En outre, la diminution du taux de destruction d'exergie par une diminution de ΔT_t entraînera une diminution du rapport de pression du compresseur et, par conséquent, une réduction de la consommation d'énergie spécifique.

VII.14 Etude de l'effet de la compression à refroidissement multiple

L'une des méthodes les plus utilisées pour minimiser la consommation de l'énergie spécifique de compression est l'utilisation de la compression multiple à refroidissement au lieu d'une seule compression. Cette section de ce chapitre est consacrée à l'étude de l'effet de la compression multiple de la vapeur avec refroidissement en utilisant le procédé de mélangeage avec l'eau liquide saturée au lieu des échangeurs de chaleur de refroidissement comme illustré dans la figure 21. Chaque fois, après avoir subir une opération de compression, la vapeur sortant du compresseur est une vapeur surchauffée qui peut être refroidie par une injection d'un flux d'eau liquide saturée à la même pression que la vapeur comprimée, conduisant ainsi à convertir la vapeur surchauffée en une vapeur saturée, la chaleur de sur-chauffage est convertie en une chaleur latente d'évaporation, produisant ainsi l'évaporation d'une portion de l'eau liquide saturée. De ce fait, deux résultats positifs sont obtenus en adoptant ce procédé : 1- Refroidissement de la vapeur comprimée, ce qui permet de réduire la consommation d'énergie spécifique dans la compression qui suit, 2- Génération d'une portion supplémentaire de la vapeur motrice.

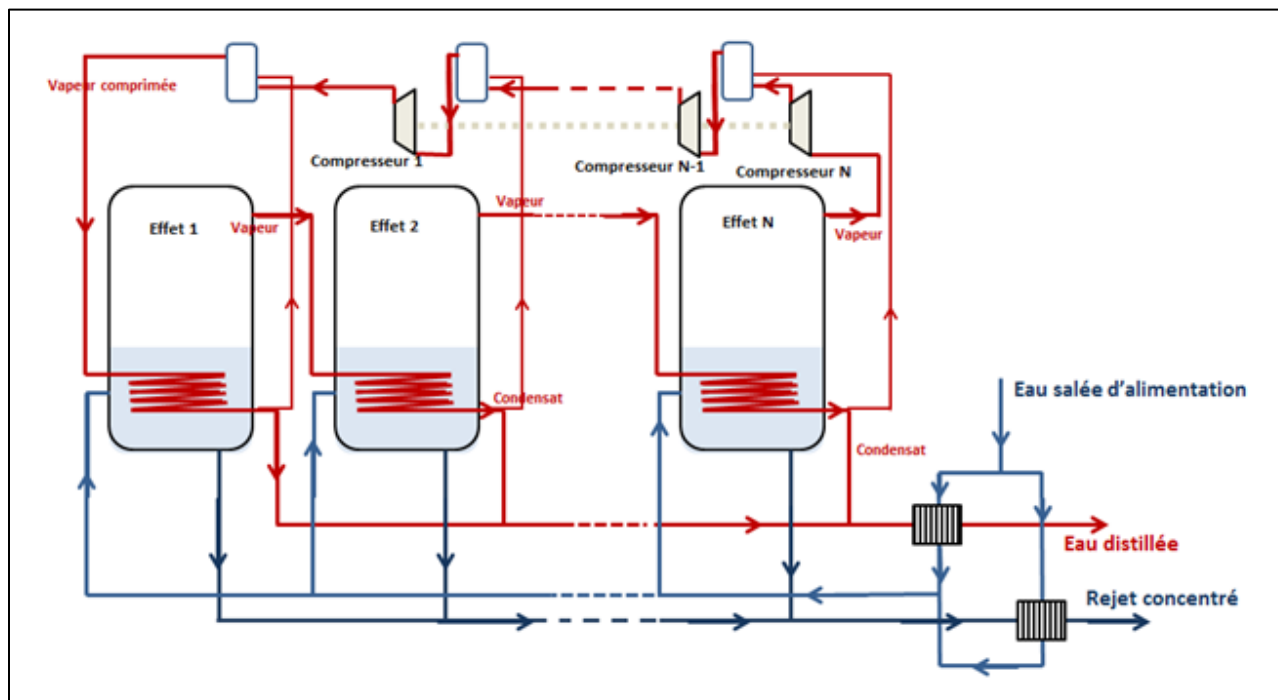


Figure VII.22. Flowsheet du procédé d'évaporation à effets multiple à compression de vapeur multiple à refroidissement

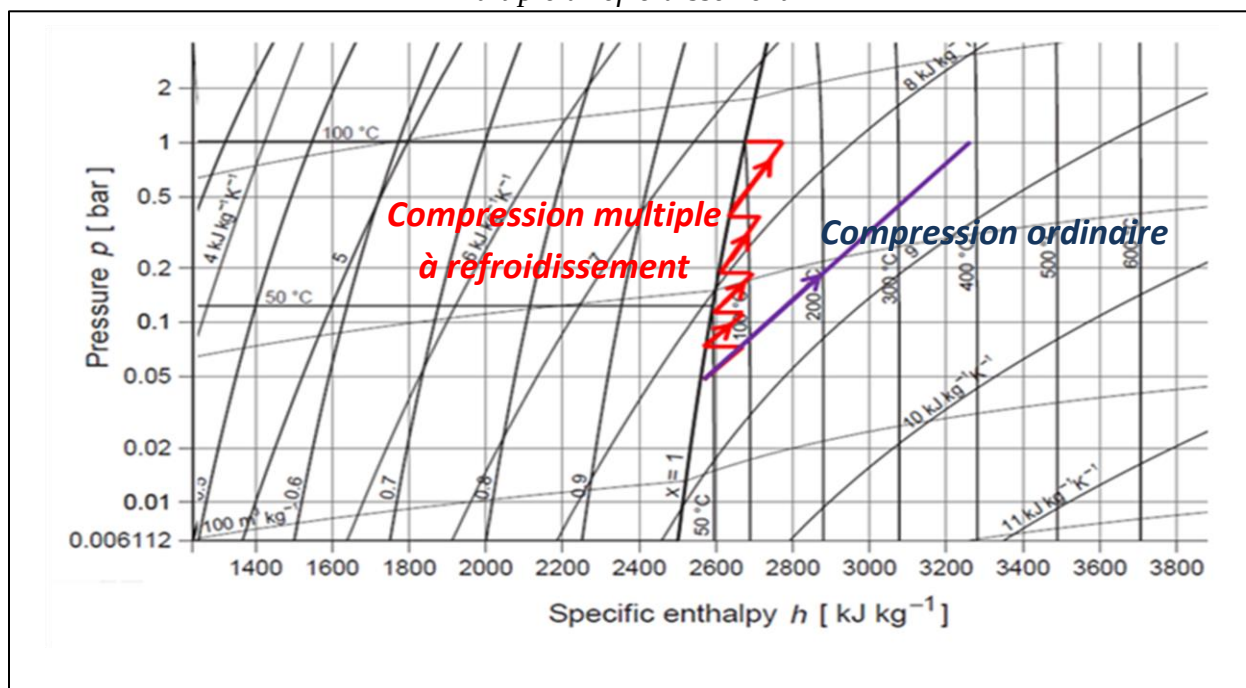


Figure VII.23. Compression multiple à refroidissement représentée sur le diagramme P-h

On mentionne que dans cette partie, la vapeur est estimée se comporte comme étant un gas parfait, ceci est considéré parce que le procédé d'évaporation utilise la vapeur à faible pression. Pour une compression isentropique, les températures de la vapeur à l'entrée et à la sortie du compresseur sont liées par la relation suivante :

$$T_{out} = T_{in} (P_{out}/P_{in})^{\gamma-1/\gamma} \quad (29)$$

Le travail spécifique consommé lors de la compression de vapeur est exprimé par l'équation :

$$w_{comp} = h_{out} - h_{in} \quad (30)$$

Avec : h_{in} et h_{out} sont des enthalpies spécifiques de la vapeur à l'entrée et la sortie du compresseur (exprimées en kJ/kg).

Le travail électrique consommé lors de chaque compression est calculé par l'équation suivante :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{steam} w_{comp} / (\eta_{is} \eta_{electric}) \quad (32)$$

Avec : η_{is} et $\eta_{electric}$ sont respectivement : l'efficacité isentropique et l'efficacité électrique du compresseur. La quantité supplémentaire de la vapeur générée par refroidissement de la vapeur surchauffée est estimée par la relation suivante :

$$\dot{m}'_{steam} = \dot{m}_{steam} \int_{T_{out,sat}}^{T_{out}} c_p(T) \cdot dT / L_{evap}(T_{out,sat}) \quad (33)$$

Avec : $T_{out,sat}$ est la température de saturation correspondante à la pression à la sortie du compresseur, L_{evap} est la chaleur latente d'évaporation (exprimée en kJ/kg), et c_p est la capacité thermique spécifique de la vapeur comprimée (exprimée en kJ/kg/K).

Les résultats de simulation sont basés sur les données de design obtenu dans les sections précédentes. Le tableau 11 présente les résultats de calcul du taux de réduction de la consommation de l'énergie spécifique de la compression et le débit supplémentaire de la vapeur générée par refroidissement de la vapeur comprimée. Ces résultats montrent que la réduction supplémentaire de la puissance électrique peut dépasser 31% par rapport à la consommation, aussi, le refroidissement multiple de la vapeur comprimée par évaporation d'eau liquide saturée permet d'augmenter le débit de la vapeur motrice par à peu près 20%. En plus, cela conduit à la réduction en termes d'énergie sensible de chauffage au niveau du premier effet. De ce fait, à partir de cette analyse, l'utilisation de compression multiple avec refroidissement de la vapeur comprimée permet

Tableau VII.11. Résultats de calcul du procédé de compression multiple à refroidissement

Capacité (m ³ /jour)		5	10	100
Compression 7	M _{steam} (kg/s)	0.0248	0.0496	0.4960
	T _{in} (°C)	41.4	42.3	40.5
	T _{comp} (°C)	90.5	92.9	91.8
	T _{comp,sat} (°C)	51.2	52.4	50.7
	W _{comp} (kJ/kg)	60.02	60.11	60.27
	M _{steam, additional} (kg/s)	0.0008	0.0016	0.0159
Compression 6	M _{steam} (kg/s)	0.0256	0.0512	0.5119
	T _{in} (°C)	51.2	52.4	50.7
	T _{comp} (°C)	98.5	100.9	100.3
	T _{comp,sat} (°C)	61	62.5	60.92
	W _{comp} (kJ/kg)	60.14	60.23	60.12
	M _{steam additional} (kg/s)	0.0007	0.0015	0.0152
Compression 5	M _{steam} (kg/s)	0.0263	0.0527	0.5271
	T _{in} (°C)	61	62.5	60.92
	T _{comp} (°C)	105.8	108.3	107.6
	T _{comp,sat} (°C)	70	72	71.4
	W _{comp} (kJ/kg)	62.41	62.33	62.34
	M _{steam additional} (kg/s)	0.0007	0.0015	0.0152
Compression 4	M _{steam} (kg/s)	0.0270	0.0541	0.5423
	T _{in} (°C)	70	72	71.4
	T _{comp} (°C)	113.4	116.1	115.5
	T _{comp,sat} (°C)	81	81.5	83.7
	W _{comp} (kJ/kg)	66.26	66.41	66.23
	M _{steam additional} (kg/s)	0.0007	0.0015	0.0152
Compression 3	M _{steam} (kg/s)	0.0277	0.0556	0.5575
	T _{in} (°C)	81	81.5	83.7
	T _{comp} (°C)	121.4	124.4	123.8
	T _{comp,sat} (°C)	90.4	92.8	91.57
	W _{comp} (kJ/kg)	68.10	68.22	68.34
	M _{steam additional} (kg/s)	0.0007	0.0015	0.0152
Compression 2	M _{steam} (kg/s)	0.0285	0.0571	0.5727
	T _{in} (°C)	90.4	92.8	91.57
	T _{comp} (°C)	129.65	132.92	132.33
	T _{comp,sat} (°C)	100	102	101
	W _{comp} (kJ/kg)	69.45	69.47	69.34
	M _{steam additional} (kg/s)	0.00069	0.0014	0.0150
Compression 1	M _{steam} (kg/s)	0.0292	0.0586	0.5879
	T _{in} (°C)	100	102	101
	T _{comp} (°C)	138.17	142.01	141.50
	T _{comp,sat} (°C)	110	113	112
	W _{comp} (kJ/kg)	74.34	74.62	74.33
	M _{steam additional} (kg/s)	0.00068	0.0014	0.0150
Débit supplémentaire de vapeur générée (kg/s)		0.0053	0.0110	0.1111
Puissance consommée de compression (kW)		12.5	24.6	248
Puissance consommée sans refroidissement (kW)		18.1	36.2	362.1
Taux de réduction de puissance requise (%)		31	32	31.5

à la fois une réduction d'avantage du coût unitaire de l'eau douce produite et d'augmenter la capacité de production.

VII.15 Conclusion

Le présent chapitre fait l'objet d'une analyse et optimisation des performances du procédé de dessalement par évaporation à effets multiple combinée avec la compression mécanique de vapeur. Les modèles de simulation développés dans ce chapitre sont basés sur les lois de conservation d'énergie et de transfert thermique ainsi que le second principe de thermodynamique (analyse d'exergie). Le travail d'optimisation combine entre l'utilisation de la méthode de résolution itérative à point fixe et l'algorithme génétique. Le premier objectif a été de déterminer les paramètres de conception et de fonctionnement optimaux en se basant sur la satisfaction simultanée de deux fonctions objectives : minimisation du coût de production d'eau douce et satisfaction de la capacité de production cible. Et le deuxième objectif a été de comparer le cas d'utilisation du procédé d'évaporation à effets multiple et celui combiné avec la compression mécanique de vapeur.

Les variables considérés dans l'optimisation sont au nombre de sept: la température du premier effet, le taux d'évaporation, le rapport de pression (P_{comp}/P_n), la capacité de production, le nombre d'effets, les dimensions des tubes et dimensions des échangeurs à plaques de récupération de chaleur. L'influence de chaque paramètre a été étudiée et le constat global de l'analyse thermo-économique se résume comme suit :

- ✓ L'augmentation du rapport de pression permet de minimiser la surface d'échange thermique de l'unité d'évaporation, mais elle conduit à l'augmentation de la consommation de la puissance électrique de compression ;
- ✓ L'augmentation de la température du premier effet permet d'augmenter le coefficient d'échange thermique au niveau du premier effet mais influence légèrement la surface d'échange (l'augmentation du coefficient d'échange thermique est compensée par la diminution de la différence de température), et elle n'a presque aucun impact sur la consommation de l'énergie électrique de compression;
- ✓ Le coût de production d'eau douce passe par un point optimal par rapport au rapport de pression et la capacité de production ;

- ✓ L'augmentation du nombre d'effets permet de réduire la consommation d'énergie électrique de l'unité de dessalement mais elle conduit à l'augmentation de sa taille (augmentation de la surface d'échange thermique globale).
- ✓ Pour minimiser la destruction d'exergie (augmenter l'efficacité exergetique), il est nécessaire de diminuer la différence de température entre le premier et le dernier effet, ce qui permet aussi de minimiser la consommation d'énergie de compression. Cependant cela conduit une augmentation significative de la surface d'échange thermique globale (augmentation du coût d'investissement de l'unité d'évaporation).

Globalement, il a été prouvé dans cette étude que, l'utilisation de la combinaison entre l'évaporation à effet multiple et la compression mécanique de vapeur est plus avantageuse au point de vue économique que l'évaporation à effets multiple sans compression. En effet, le coût a été réduit par 46% dans le cas des petites capacité de production et plus de 43 % pour les grandes capacité de production pour être même inférieur au coût moyen de production d'eau potable au Maroc (moins que $0.6\sim 0.7$ Euro/m³).

En s'inspirant du procédé de compression multiple à refroidissement utilisé dans les cycles des turbines à gaz. Il a été proposé de subdiviser la compression en plusieurs étages à refroidissement simultané par mélangeage avec l'eau liquide saturée. Et il a été prouvé que cette proposition permet de minimiser davantage la consommation d'énergie par à peu près 31% tout en augmentant la quantité de la vapeur motrice par 20% et en réduisant la puissance thermique sensible de chauffage de l'eau d'alimentation au niveau du premier effet. Ainsi, cette amélioration peut conduire à une réduction davantage du coût de production de l'eau douce.

Référence

- [1] H.T. El-Dessouky, H.M. Ettoney, *Fundamentals of Salt Water Desalination*, first edition 2002, Annexes pp 586-598.
- [2] Y.M. El-Sayed, *Designing desalination systems for higher productivity*. *Desalination*, 134 (2001) 129–159.
- [3] Y. El Mghouchi , A. El Bouardi, Z. Choulli and T. Ajzoul, *New model to estimate and evaluate the solar radiation*. *International Journal of Sustainable Built Environment* 3 (2014) 225-234.
- [4] H. Nfaoui, J. Bahrau, A.S. Darwish and A.A.M. Sayigh. *Wind energy potential in Morocco*. *Renewable Energy* 1 (1991) 1-8.
- [5] D. Zejli , A. Ouammi and R. Sacile, H. Dagdougui, A. Elmidaoui, *An optimization model for a mechanical vapor compression desalination plant driven by a wind/PV hybrid system*, *Applied Energy* 88 (2011) 4042–4054
- [6] D.B. Nelson, M.H. Nehrir and C. Wang, *Unit sizing and cost analysis of stand-alone hybrid wind/PV/fuel cell power generation systems*, *Renewable Energy* 31 (2006) 1641–1656.
- [7] Narmin H. Aly and Adel K. El-Fiqi, *Mechanical vapor compression desalination systems-a case study*, *Desalination* 158 (2003) 143-150.
- [8] F. Balkan, N. Colak and A. Hepbasli, *Performance evaluation of a triple-effect evaporator with forward feed using exergy analysis*, *International Journal of Energy Research* 29 (2005) 455–470.

Chapitre VIII : Validation expérimentale des modèles et méthodes de résolution développées

VII.1 Introduction

Les objectifs des études présentées dans les chapitres précédents sont d'évaluer le potentiel de la combinaison du procédé de dessalement par évaporation (distillation) à effets multiple avec les technologies d'énergie renouvelable pour satisfaire trois principaux objectifs : 1- Satisfaire des besoins en eau douce en utilisant deux sources inépuisables : Eau de mer et énergie renouvelable, 2- Produire l'eau à faible coût ou à un coût acceptable et 3-Satisfaire des contraintes environnementales (Utilisation des technologies propres). Au long de tous les travaux présentés auparavant, cette évaluation a été réalisée en se basant sur les lois de conservation d'énergie (première loi de la thermodynamique), les équations de transfert thermiques, et les corrélations et modèles les plus récents développés dans la littérature pour estimer les différentes propriétés thermo et physico-chimiques des flux de matières (eau de mer, vapeur, saumure...etc.) ainsi que les coefficient d'échange thermique dans les différents cas (ébullition, condensation... etc.).

Les modèles d'équations développés décrivant le système de dessalement sont composés d'équations hautement non-linéaires. Pour cette raison, il semble claire qu'il a été nécessaire d'utiliser des méthodologies de résolution puissantes, mais simple et facile à converger et aussi facile à programmer sur un logiciel de simulation (comme Matlab, C++, Fortran... etc.). Les algorithmes développés reposent principalement sur la méthode d'itérations à point fixe, qui est considérée comme une procédure itérative convergente et fiable pour résoudre ce type des systèmes d'équations. Aussi, vue la non-linéarité des modèles développés dans les travaux précédents, nous avons proposé et utilisé un nouveau algorithme d'optimisation qui combine entre la méthode des itérations à points fixe et l'algorithme génétique. Ainsi, la validation expérimentale de ces méthodes développées s'avère nécessaire.

Ce chapitre sera consacré principalement à la comparaison entre les résultats et données expérimentales publiées dans la littérature pour deux différentes unités de dessalement existantes utilisant le procédé d'évaporation à effet multiple, qui sont : l'unité pilote de dessalement de

‘Plataforma Solar de Almeria’ et l’unité pilote de dessalement de ‘Abu Dhabi Water and Electricity Authority’.

VIII.2 Unité de dessalement de ‘Plataforma Solar de Almeria (PSA)’ [1-5]

VIII.2.1 Description de l’unité et données techniques

Le flowsheet simplifié de l’unité pilote de ‘Plataforma Solar de Almeria’ est présenté dans la figure 1. Cette unité est composée de 14 effets montés en configuration d’alimentation en série et disposés en empilement verticale. Au début, l’eau de mer d’alimentation et de refroidissement (feed seawater and cooling water) forment un flux unique d’eau de mer et passent à travers le condenseur situé à côté du dernier effet (situé au bas de l’empilement), où l’eau de mer est préchauffée à l’aide de la chaleur latente de condensation de la vapeur du dernier effet. Le processus de préchauffage s’achève en forçant l’alimentation en eau de mer (du dernier effet au premier) dans 13 réchauffeurs situés à côté des effets restants (effets 1 à 13). Ensuite, de l’eau de mer alimentée est pulvérisée sur une série de tubes horizontaux situés dans le premier effet et partiellement évaporée à l’aide de la chaleur latente de condensation de la vapeur saturée à basse pression fournie par les capteurs paraboliques solaires. La vapeur générée dans le premier effet passe à travers une grille pour éliminer les gouttelettes d’eau de mer entraînées, puis s’écoule vers le préchauffeur situé à côté. Une partie de cette vapeur est condensée dans le préchauffeur, transférant ensuite sa chaleur latente à l’eau de mer d’alimentation (cela permet d’avoir une augmentation de l’ordre de 2.3°C de la température de l’eau de mer d’alimentation). La vapeur restante passe à l’intérieur d’une série de tubes horizontaux situés dans le deuxième effet, où la vapeur transfère sa chaleur latente de condensation à la saumure qui tombe par gravité à partir du premier effet. L’eau liquide distillée formée est mélangée à l’eau distillée provenant du premier préchauffeur, formant ensuite le premier distillat de l’unité. La même procédure est répétée pour les effets restants. La vapeur générée dans le dernier effet est totalement condensée à l’aide du condenseur. Les paramètres de conception collectés à partir de différents travaux publiés dans la littérature sont indiqués dans le tableau 1.

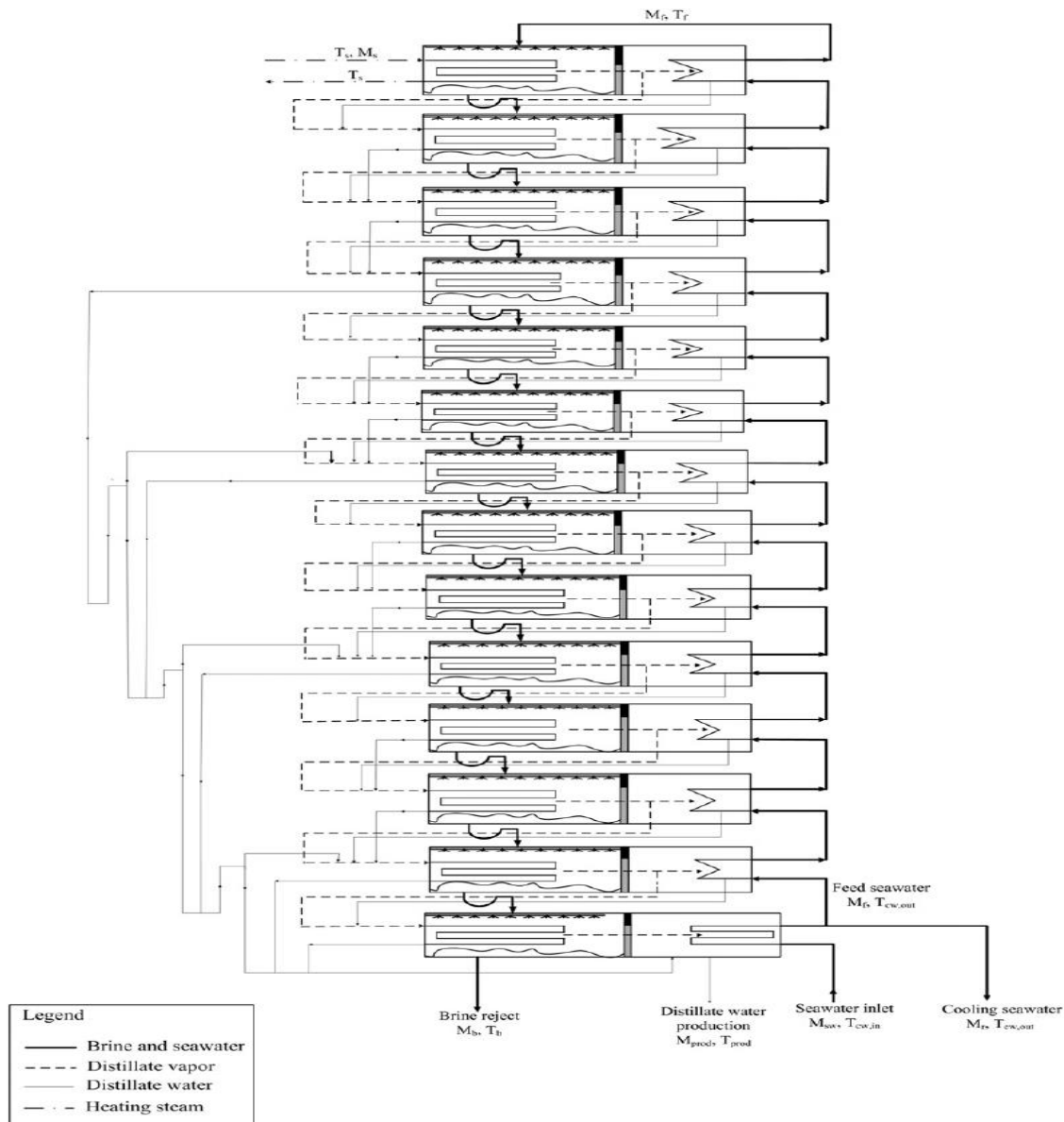


Figure VIII.1. Schéma simplifié de l'unité de dessalement de 'Plataforma Solar de Almeria'

VIII.2.2 Résultats de calcul et comparaison

L'unité pilote de dessalement de PSA a été modélisée et simulée sur la base des données de conception présentés dans le tableau 1 et en utilisant des modèles mathématiques, corrélations et aussi algorithmes de résolution utilisés dans les chapitres précédents. On rappelle que, encore une fois, l'algorithme basé sur la méthode des itérations à point fixe a été utilisée pour résoudre le système d'équation développé pour l'unité de PSA.

Tableau VIII.1. Données de design de l'unité de dessalement 'Plataforma Solar de Almeria'

Paramètres	Valeurs
Débit d'eau de mer (kg/h)	8000
Nombre d'effets	14
Nombre des pré-chauffeurs	13
Débit de la vapeur motrice (kg/h)	295.92
Température de la vapeur motrice (°C)	70.8
Température du premier effet (°C)	66.3
Concentration des sels dans l'eau de mer (g/kg)	35
Température d'eau de mer d'alimentation (°C)	25
Température d'eau de mer à la sortie du condenseur (°C)	32.3
Surface d'échange des effets (m ²)	26.3
Surface d'échange des pré-chauffeurs (m ²)	5
Surface d'échange du condenseur (m ²)	18.3

Ce modèle mathématique est basé sur les lois de conservation d'énergie et de transfert thermique comme présenté dans les chapitres précédents. Puis l'algorithme a été programmé et implémenté sur Matlab (Matlab Programming Software). La comparaison entre les résultats de simulation et des données expérimentales de l'unité est présentée dans le tableau 1. Ces résultats montrent que, la marge d'erreur pour le calcul des surfaces d'échange de chaleur pour les différents évaporateurs (effet 1 à 14) ne dépasse pas 7.2% et que la marge d'erreur est égale à 4.6% pour le calcul de la surface d'échange thermique du condenseur. Aussi, les résultats de simulation obtenus montrent que la marge d'erreur de calcul des débits du distillat et de la saumure est inférieure à 6 %.

VIII.3 Unité de dessalement de 'Abu Dhabi Water and Electricity Authority' [6-9]

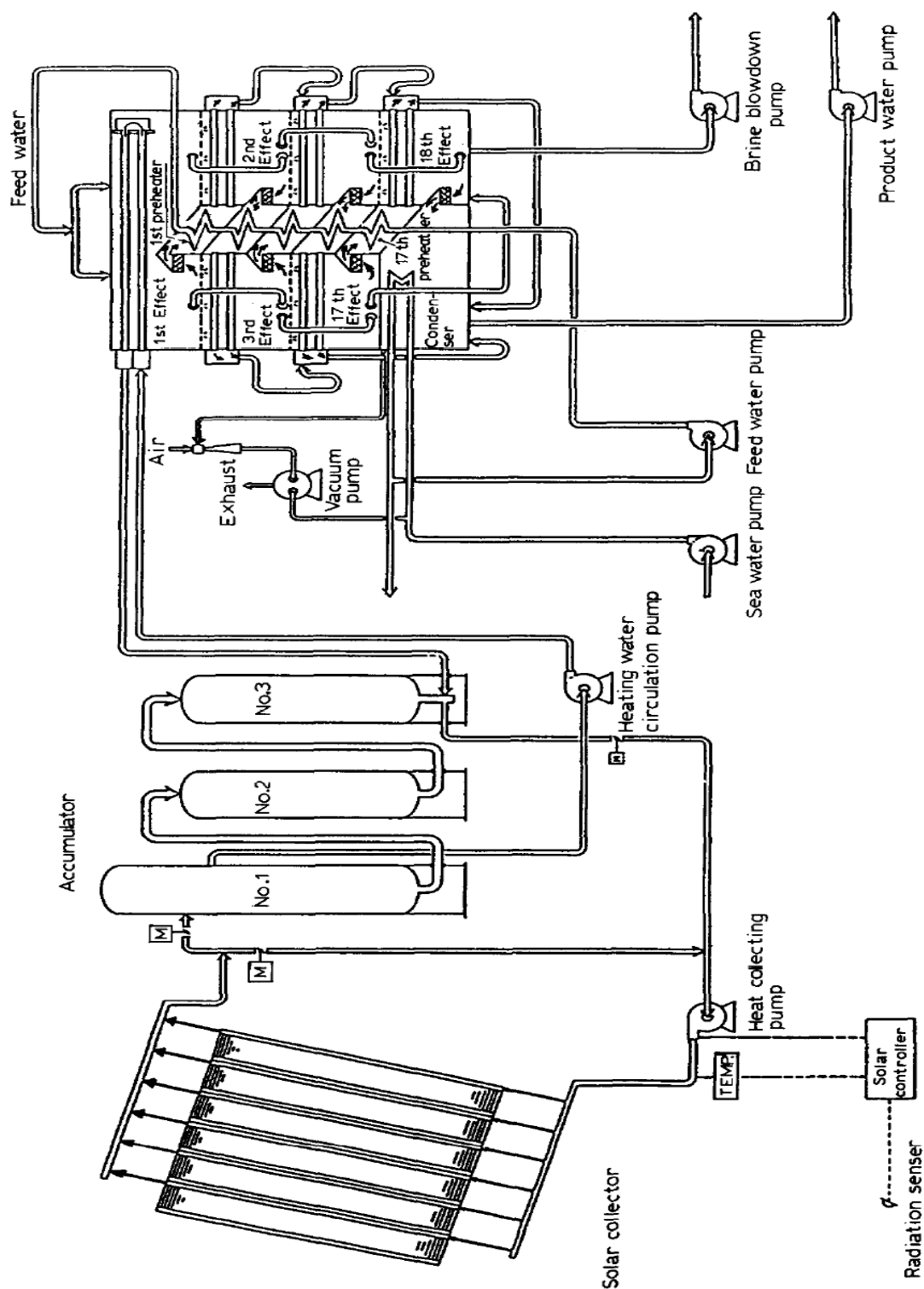
VIII.3.1 Description de l'unité et données techniques

Le flowsheet simplifié de l'unité pilote de 'Abu Dhabi Water and Electricity Authority' est illustré dans la figure 2. Cette unité pilote est constituée de 18 effets montés en configuration d'alimentation en série et disposés en deux empilement verticale parallèle dont le premier effet est un effet commun entre ces deux empilement. L'un des empilements est constitués en effets de nombre paire (2,4... 18) et l'autre empilement contient les effets de nombre impaires (3,5 ... 17). L'eau d'alimentation est préchauffée puis pulvérisée au long du faisceau de tubes horizontaux du premier effet.

Table VIII.2. Comparaison entre les résultats expérimentaux et modélisés pour l'unité d'évaporation de PSA

Effet (i)	Débit d'eau salée entrante- Modèle (kg/s)	Débit vapeur générée- Modèle (kg/s)	T_{i-1} (°C)	T_i (°C)	Coefficient U (W/°C/m ²)			Surface d'échange thermique (m ²)		
					Modèle	Exper.	Error (%)	Modèle	Exper.	Error (%)
1	2.2222	0.0826	70.8 ~ 70	67	2.49	Not available	Not available	24.41	26.3	7.19
2	2.1396	0.075	67	64	2.36	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
3	2.0646	0.071	64	61	2.23	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
4	1.9936	0.069	61	58.46	2.56	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
5	1.9246	0.068	58.46	55.92	2.52	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
6	1.8566	0.066	55.92	53.38	2.44	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
7	1.7906	0.064	53.38	50.84	2.37	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
8	1.7266	0.062	50.84	48.30	2.29	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
9	1.6646	0.060	48.30	45.76	2.22	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
10	1.6046	0.058	45.76	43.22	2.15	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
11	1.5466	0.056	43.22	40.68	2.07	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
12	1.4906	0.052	40.68	38.14	1.93	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
13	1.4386	0.05	38.14	35.60	1.86	Not available	Not available	24.42	26.3	7.15
14	1.3886	0.049	35.60	33.06	1.82	Not available	Not available	24.43	26.3	7.15
Condenseur	Débit d'eau salée (kg/s)	Vapeur (kg/s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	Modèle	Exper.	Error (%)	Modèle	Exper.	Error (%)
	3.854	0.049	25	32.3	1.987	Not Available	Not available	19.14	18.3	4.59

Débit d'eau douce total (m3/h)			Débit de saumure (m3/h)		
Modèle	Expér.	Erreur (%)	Modèle	Expér.	Erreur (%)
3.18	3.00	6	4.82	5	3.6



FigureVIII.2. Schéma illustrant l'unité pilote de dessalement d'Abu Dhabi

Table VIII.3. Comparaison entre les résultats expérimentaux et résultats de modélisation pour l'unité d'Abu Dhabi

Effet (i)	Débit d'eau salée entrante- Modèle (kg/s)	Débit vapeur générée- Modèle (kg/s)	T_{i-1} (°C)	T_i (°C)	Coefficient U (W/°C/m ²)			Surface d'échange thermique (m ²)		
					Modèle	Exper.	Error (%)	Modèle	Exper.	Error (%)
1	4.8400	0.0900	76- 67	63.10	1886.8	~1885.2	0.09	25.12	24.9	0.90
2	2.3750	0.0800	63.1	61.75	3210.0	~3343.6	3.99	59.81	63.1	5.21
3	2.3750	0.0799	61.75	60.34	3209.1		4.02	59.82	63.1	5.19
4	2.2950	0.0797	60.34	58.91	3209.6		4.01	59.82	63.1	5.19
5	2.2950	0.0797	58.91	57.47	3209.4		4.01	59.83	63.1	5.18
6	2.2152	0.0794	57.47	56.03	3208.6		4.02	59.83	63.1	5.18
7	2.2152	0.0794	56.03	54.59	3208.0		4.05	59.84	63.1	5.16
8	2.1355	0.0793	54.59	53.12	3207.5		4.07	59.84	63.1	5.16
9	2.1355	0.0793	53.12	51.66	3207.1		4.08	59.84	63.1	5.16
10	2.0559	0.0792	51.66	50.18	3206.7		4.09	59.85	63.1	5.15
11	2.0559	0.0792	50.18	48.70	3206.4		4.10	59.85	63.1	5.15
12	1.9764	0.0790	48.70	47.19	3205.8		4.12	59.86	63.1	5.13
13	1.9764	0.0790	47.19	45.68	3205.5		4.13	59.86	63.1	5.13
14	1.8970	0.0789	45.68	44.14	3205.0		4.14	59.87	63.1	5.11
15	1.8970	0.0789	44.14	42.60	3204.6		4.16	59.87	63.1	5.12
16	1.8176	0.0788	42.60	41.03	3204.0		4.17	59.88	63.1	5.10
17	1.8176	0.0787	41.03	39.45	3203.6		4.18	59.88	63.1	5.10
18	1.7383	0.0787	39.45	31.79	3203.3		4.19	59.88	63.1	5.10
Cond	10	-	31.79	-	1678.0	~1870.1	10.27	39.3	35.3	11.33

Débit d'eau douce total (m3/h)			Débit de saumure (m3/h)		
Modèle	Expér.	Erreur (%)	Modèle	Expér.	Erreur (%)
5.1736	5.02	3.06	12.8012	12.4040	3.20

Tableau VIII.4. Données de design de l'unité pilote de dessalement d'Abu Dhabi

Paramètres	Valeurs
Débit d'eau de mer (kg/h)	
Nombre d'effets	
Nombre des pré-chauffeurs	
Débit de la vapeur motrice (kg/h)	
Température de la vapeur motrice (°C)	
Température du premier effet (°C)	
Concentration des sels dans l'eau de mer (g/kg)	
Température d'eau de mer d'alimentation (°C)	
Température d'eau de mer à la sortie du condenseur (°C)	
Surface d'échange des effets (m ²)	
Surface d'échange des pré-chauffeurs (m ²)	
Surface d'échange du condenseur (m ²)	

La vapeur générée au niveau de chaque effet situé dans l'un des empilements passe vers l'effet suivant situé dans l'autre empilement tandis que la saumure du premier effet est divisée entre les deux empilements et s'écoule par gravité en cascade d'un effet au suivant dans chaque empilement. Ainsi, chaque empilement transportera la moitié de la saumure du premier effet. La vapeur générée dans le dernier effet est totalement condensée à l'aide du condenseur en préchauffant l'eau de mer (l'eau de mer d'alimentation et l'eau de mer de refroidissement). Le préchauffage de l'eau de mer d'alimentation est complété à l'intérieur des échangeurs de chaleur situés à coté de chaque effets (1, 2..17) en condensant une portion de la vapeur générée. Les données de design de cette unité sont fournies dans le tableau 2.

VIII.3.2 Résultats de calcul et comparaison

L'unité pilote de dessalement de Abu Dhabi a été modélisée et simulée selon les données de design fournis dans le tableau 3 et aussi en utilisant des modèles mathématiques, corrélations et algorithmes de résolution présentés dans ce rapport. Puis l'algorithme de résolution a été programmé et implémenté sur le logiciel Matlab. La comparaison entre les résultats de simulation et des données expérimentales de cette unité est fournie dans le tableau 4. Ces résultats montrent que, la marge d'erreur pour le calcul des surfaces d'échange de chaleur pour les différents évaporateurs (effet 2 à 18) est inférieure à 5.3 % et elle est inférieure à 1% pour le premier effet. Aussi, la marge d'erreur est inférieure à 11.4% pour le calcul de la surface d'échange thermique du condenseur.

Ces résultats, montrent aussi que la marge d'erreur ne dépasse pas 4.2% pour le calcul des coefficients d'échange de chaleur des évaporateurs (effets 2, .. 18) et 1% pour le premier effet. Et elle est égale à 10.3% pour le calcul du coefficient d'échange thermique du condenseur. En plus de cela, les résultats de simulation obtenus montrent que les marges d'erreur de calcul des débits du distillat et de la saumure sont inférieures à 3.2%.

VIII.4 Conclusion

Les équations hautement non-linéaires issues des travaux de modélisation de l'unité d'évaporation à effet multiple ont été résolues en utilisant la méthode d'itération à point fixe programmée sur Matlab. Pour validation, les prédictions des modèles proposés dans les chapitres précédents, ont été comparées aux résultats de la littérature correspondant à l'unité pilote de dessalement de 'Plataforma Solar de Almeria' et l'unité pilote de dessalement de 'Abu Dhabi Water and Electricity Authority'. L'accord entre les résultats des deux études est très bon. En effet, la marge d'erreur ne dépasse pas 5% pour le calcul des évaporateurs et 11% pour le condenseur.

En ce qui concerne l'unité de dessalement combinée avec la compression mécanique de vapeur, les résultats de modélisation ont été comparés avec les données présentées dans [10] qui concernent l'unité de dessalement par évaporation à compression mécanique de vapeur du laboratoire de transfert de chaleur et l'énergie atomique d'Égypte. Comme montré dans le chapitre VII, les résultats modélisés montrent aussi un bon accord avec les paramètres expérimentaux et dans ce cas aussi l'erreur ne dépasse pas 9.05% pour tous les paramètres incluant l'énergie consommée par le compresseur mécanique.

References

- [1] Eduardo Zarza, José Ignacio Ajona, Javier Leon, Armin Gregorzewski and Klaus Genthner, Solar thermal desalination project at the Plataforma Solar de Almeria, *Solar Energy Materials* 24 (1991) 608-622
- [2] Bernhard Milow and Eduardo Zarza, Advanced MED solar desalination plants. Configurations, costs, future - seven years of experience at the Plataforma Solar de Almeria (Spain), *Desalination* 108 (1996) 51-58
- [3] L. Garcia-Rodriguez, C. Gomez-Camacho, Thermo-economic analysis of a solar multi-effect distillation plant installed at the Plataforma Solar de Almeria (Spain), *Desalination* 122 (1999) 205-214
- [4] Lourdes GarciaRodriguez, Ana I. Palmero-Marrero, Carlos Gomez-Camacho, Thermo-economic optimization of the SOL- 14 plant (Plataforma Solar de Almeria, Spain), *Desalination* 136 (2001) 219-223
- [5] Lourdes GarciaRodriguez, Carlos Gomez-Camacho, Exergy analysis of the SOL- 14 plant (Plataforma Solar de Almeria, Spain), *Desalination* 137 (2001) 251-258
- [6] Ali M. EL-NASHAR, Predicting part load performance of small MED evaporators -a simple simulation program and its experimental verification, *Desalination* 130 (2000) 217-234.
- [7] Ali M. EL-NASHAR, Economics of small solar-assisted multiple-effect stack distillation plants, *Desalination* 130 (2000) 201-215
- [8] Ali M. E1-Nashar, Amer A. Qamhiyeh, Simulation of the steady-state operation of a multi-effect stack seawater distillation plant, *Desalination* 101 (1995) 231-243
- [9] Ali M. E1-Nashar, System design optimization of a solar desalination plant using a multi-effect stack type distillation unit, *Desalination*, 97 (1994) 587-618.

Chapitre IX: Conclusion Générale

Les objectifs principaux de cette thèse étaient l'évaluation du potentiel du couplage de la technologie de dessalement par évaporation à effet multiple et les technologies d'énergie renouvelables à assurer la disponibilité de l'eau douce à un coût raisonnable, et l'optimisation et la recherche des différentes possibilités d'amélioration de ce type de couplage. Pour atteindre ces objectifs, ce travail a été subdivisé en cinq étapes :

D'abord, une analyse bibliographique a été réalisée dans le but de définir les propriétés physiques, thermiques et thermodynamiques et de fournir les plus récentes corrélations développées dans la littérature pour les évaluer, et aussi afin de comprendre les phénomènes liées au différents procédés de dessalement et types de leurs couplages avec les technologies d'énergies renouvelables. De plus, l'analyse bibliographique a permis de comparer leurs spécifications techniques et économiques. Aussi, en se basant sur cette analyse, le choix du procédé d'évaporation à effet multiple couplé aux technologies d'énergie renouvelable a été justifié sur la base des critères techniques, économiques et environnementaux.

La deuxième étape a consisté en une modélisation, simulation et analyse thermique de l'unité d'évaporation à effets multiple en considérant un cas d'étude d'unité pilote à quatre effets utilisant l'eau chaude comme fluide caloporteur. Dans cette étape, la modélisation de l'unité d'évaporation a été basée sur les lois de conservation d'énergie et de matière et les équations de transfert thermiques ainsi que les plus récentes corrélations utilisées pour évaluer les différentes propriétés physiques et thermodynamiques, le système d'équations est résolu en utilisant la méthode d'itérations à point fixe. L'analyse thermique a focalisé principalement sur l'étude de l'effet des paramètres de design et des paramètres opératoires sur les performances thermiques des évaporateurs. Les paramètres de design et opératoires prise en considération sont les dimensions des tubes constituant les surfaces d'échange thermique des évaporateurs, la température du fluide caloporteur et la température du premier effet (top brine temperature). L'optimisation est basée sur l'utilisation d'un nouvel algorithme basé sur l'utilisation de l'algorithme génétique et la méthode d'itérations à point fixe. La fonction objective retenue dans cette étape est la minimisation de la

surface d'échange thermique des évaporateurs. Cette optimisation a été complétée par l'intégration énergétique basée sur la méthode de pincement.

La troisième étape constitue une extension de l'étude d'optimisation présentée dans l'étape précédente. En effet, dans cette étape, l'impact du nombre d'effets et l'effet de la capacité de production sur les performances thermiques et économique de l'unité ont été considérés. L'objectif est de déterminer le nombre d'effet optimal pour chaque capacité de production allant de 5 à 2000 m³/jour et d'évaluer les performances thermiques et économique de l'unité de dessalement sous des conditions optimale de design et de fonctionnement. Cette fois, la fonction objective retenue est le coût unitaire de l'eau douce produite. Ces études ont été complétées par l'analyse d'efficacité exergetique pour chercher les différentes possibilités d'amélioration des performances de ce procédé. A ce point-là, les résultats obtenus ont démontré que le coût unitaire peut avoir une réduction significative grâce à l'optimisation du nombre d'effets et aussi grâce à l'augmentation de la capacité de production d'eau douce. Et l'analyse d'efficacité exergetique a démontré que la destruction d'exergie peut être minimisée par l'augmentation de la température du premier effet ou/et la minimisation de la température du dernier effet. Cependant, cela conduit à la dégradation des performances thermiques de l'unité d'évaporation (augmentation de la surface d'échange thermique des évaporateurs).

La quatrième et la cinquième étape représentent deux alternatives pour la recherche des autres améliorations possibles des performances thermique et économique de l'unité de dessalement par évaporation à effet multiple. En effet, la quatrième étape fait objet de l'étude des différentes possibilités de couplage des technologies de production d'énergie thermique solaire et l'unité de dessalement à effet multiple. Cette étude repose aussi sur l'application des lois de la conservation d'énergie et de transfert thermique pour étudier l'impact des conditions opératoires sur les performances thermique des collecteurs solaires et aussi utilise la méthode d'optimisation de l'algorithme génétique pour comparer les différentes configurations possibles au point de vue thermique et économique.

Les résultats de cette étape ont prouvé que l'utilisation des panneaux solaires cylindro-paraboliques utilisant l'eau comprimée comme fluide caloporteur couplée à un procédé de détente flash pour produire la vapeur motrice (vapeur basse pression) présente le choix le plus avantageux au point de vue performances thermiques et économiques. Aussi ces résultats montrent que le coût unitaire de production de l'eau douce reste toujours relativement élevé, mais il devient à peu près

proche du coût unitaire moyen de production d'eau douce au Maroc pour les grandes capacités de production.

Finalement, la cinquième étape porte sur l'étude de la combinaison de dessalement par évaporation à effets multiple et la compression mécanique de vapeur. Contrairement aux procédés d'évaporation à effet multiple ordinaires qui nécessitent l'utilisation de l'énergie thermique, ce type de couplage utilise l'électricité comme force motrice.

De ce fait, l'étude de faisabilité de ce couplage a été réalisée selon deux volets : le premier volet consiste à déterminer la configuration optimisée d'un système de production d'énergie électrique hybride utilisant les énergies renouvelables solaire et éolienne qui sera utilisé pour satisfaire les besoins énergétique de l'unité de dessalement. Les deux fonctions objectives retenues dans ce volet sont la minimisation du coût de production d'énergie électrique et la maximisation du taux de remplacement de l'énergie fossile. Le deuxième volet fait objet d'une analyse et optimisation des performances de l'unité d'évaporation à effet multiple et à compression mécanique de vapeur. Les modèles de simulation développés dans ce deuxième volet sont basés sur les lois de conservation d'énergie et de transfert thermique ainsi que le second principe de thermodynamique (analyse d'exergie).

Le travail d'optimisation combine entre l'utilisation de la méthode de résolution itérative à point fixe et l'algorithme génétique afin de déterminer les paramètres de conception et de fonctionnement optimaux en se basant sur la satisfaction simultanée de deux fonctions objectives : minimisation du coût de production d'eau douce et satisfaction de la capacité de production cible. Les variables considérés dans l'analyse thermo-économique et l'optimisation sont au nombre de sept: la température du premier effet, le taux d'évaporation, le rapport de pression (P_{comp}/P_n), la capacité de production, le nombre d'effets, les dimensions des tubes et dimensions des échangeurs à plaques de récupération de chaleur. Les résultats et conclusions obtenues dans cette étape sont notés comme suit:

- ✓ Les surfaces d'échange thermique des évaporateurs peuvent être réduite en augmentant le taux de compression, mais en contrepartie, cela conduit à l'augmentation de la consommation de la puissance électrique de compression ;
- ✓ L'augmentation de la température du premier effet permet d'augmenter son coefficient d'échange thermique global mais elle influence légèrement sa surface d'échange

(l'augmentation du coefficient d'échange thermique mais cela n'a aucun impact sur la consommation de l'énergie électrique de compression);

- ✓ Le coût de production d'eau douce passe par un point optimal par rapport au rapport de pression et la capacité de production ;
- ✓ La diminution de la différence de température entre le premier et le dernier effet permet à la fois de minimiser la destruction d'exergie et la consommation de l'énergie de compression. Cependant cela conduit à une augmentation significative de la surface d'échange thermique globale de l'unité d'évaporation.
- ✓ L'utilisation de la combinaison entre l'évaporation à effet multiple et la compression mécanique de vapeur permet une réduction de plus de 43 % du coût unitaire de production d'eau douce par rapport à l'évaporation à effet multiple ordinaire.
- ✓ Adopter une compression multiple à refroidissement par mélangeage avec l'eau liquide saturée permet à la fois d'avoir une réduction davantage de plus que 30% de l'énergie spécifique de compression et aussi d'augmenter le débit de la vapeur motrice.

Dans une étape supplémentaire, la fiabilité des modèles numériques et méthodes de résolution et simulation développées dans ce travail ont été validés en comparants les résultats numériques obtenus avec des résultats expérimentaux de quelques unités existantes utilisant le même procédé.

Au terme de cette étude, il a été prouvé que, sous une optimisation stricte des spécifications de design et de fonctionnement, le procédé de dessalement à effet multiple couplé aux technologies d'énergies renouvelables peut présenter une meilleure alternative pour assurer la disponibilité de l'eau douce à partir des eaux salines (eau de mer ou eau saumâtre) à un coût comparable à celui de la production d'eau potable ordinaire dans les deux cas suivant :

- ✓ Le cas de la production à grande capacité (plus que $1000 \text{ m}^3/\text{jour}$) en adoptant un procédé d'évaporation à effet multiple combiné avec la technologie des collecteurs cylindro-parabolique utilisant l'eau comme fluide caloporteur et une détente flash ;
- ✓ Le cas des capacités de production moyenne et grande (plus que $100 \text{ m}^3/\text{jour}$) utilisant le procédé d'évaporation à effet multiple combiné avec la compression mécanique de vapeur et un système de production d'énergie électrique hybride optimisé photovoltaïque –éolien.

Au point de vue environnemental, le remplacement de l'unité de production d'énergie par les technologies d'énergie renouvelable permettra de réduire significativement la pollution générée

par le procédé de dessalement. Cependant, il s'avère toujours nécessaire de traiter avec précaution la problématique liée aux rejets concentrés de la saumure surtout que la décharge à zéro saumure peut être obtenue seulement au moyen de son évaporation totale qui permet d'obtenir des résidus secs, mais cela nécessite une forte augmentation du coût d'investissement et de la consommation d'énergie.

Globalement, les objectifs fixés initialement ont été atteints. Il faut cependant souligner que certaines questions demeurent sans réponses et peuvent faire l'objet de travaux de recherche scientifique futurs, parmi lesquels on peut noter :

- ✓ Au niveau de l'unité d'évaporation, il serait intéressant de construire une unité d'évaporation à l'échelle du laboratoire et/ou pilote, afin de développer des nouvelles corrélations permettant d'estimer, avec précision, les coefficients d'échange thermique dans le cas de l'ébullition d'eau de mer circulant sous forme d'un film tombant au long des surfaces des tubes horizontaux. C'est dans cette optique que nous avons entamé la construction d'une unité à l'échelle du laboratoire, comme indiqué dans l'annexe 3. En ce qui concerne l'unité à l'échelle pilote étudiée dans le chapitre 2, sa construction sera complétée d'ici fin Avril 2019.
- ✓ Valorisation ou/et recherche de moyens pour réduire ou éliminer les rejets concentrés, c'est dans cette alternative qu'on a établi une étude de valorisation des rejets saumure par extraction du magnésium en utilisant des énergies renouvelables, présentée en annexe 2 ;
- ✓ Etude des systèmes hybrides combinant plusieurs technologies de dessalement et d'énergie renouvelables.

Annexes

Annexe 1 : Application et résultats de la méthode de Pinch présentée dans le Chapitre 2

On rappelle que l'analyse de Pinch prend en considération trois configurations différentes des flux de matière (eau distillée, eau de mer et eau saumâtre), ces trois types de configuration sont présentées dans la figure 12-chapitre2. Aussi, cette analyse considère cinq valeurs différentes de la différence de température minimale $\Delta T_{\min}$ qui sont : 2, 4, 6, 8 et 10 ° C. Cela donne au totale quinze cas d'étude de l'application de la méthode de pincement. Pour chaque cas d'étude, les résultats présentés dans cette annexe sont :

- Les tables présentant des spécifications des flux considérés, dans ces tables on note M_f ou F : le flux de l'eau de mer, M_b ou B : le flux de l'eau saumâtre ou rejet concentré, M_d ou D : le flux de l'eau douce, CP : la capacité thermique de flux de matière, Q : la puissance thermique et T : la température de flux de matière ;
- Les tables des températures décalées (shifted temperature), les températures décalées sont symbolisées par : T^* , pour chaque flux chaud, la température est décalée en retranchant $1/2\Delta T_{\min}$ et elle est calculée pour les flux froids en ajoutant $1/2\Delta T_{\min}$;
- Les tables des intervalles de température (temperature intervals) ;
- Le diagramme en cascade (Problem table cascade) ;
- Le diagramme de réseau d'échangeurs de chaleur ou diagramme de grille (Grid Diagram)
- Et finalement le tableau présentant les résultats de calcul des échangeurs de chaleur de récupération et de préchauffage ainsi que les températures et puissance thermiques échangées.

Aussi, on rappelle que l'objectif est de déterminer la configuration optimale du réseau d'échangeurs de chaleur de récupération. Les flux chauds considérés dans cette étude sont : l'eau douce produite et l'eau saumâtre et le flux froid est l'eau de mer de l'alimentation de l'unité de dessalement.

La figure 1 présente le schéma simplifié de l'unité sans réseau d'échangeurs de chaleur. Les données initiales de ces flux (avant les opérations de mixage ou séparation) sont données dans le tableau 1 présentant les spécifications des flux. Ces données sont obtenues en se basant sur les travaux d'optimisation de l'unité de l'évaporation présentés dans le chapitre 2.

L'utilité chaude considérée est le fluide caloporteur-eau comprimée produit par le système solaire à une température de l'ordre de 80°C. Ainsi, le calcul et dimensionnement des préchauffeurs supplémentaires sont réalisés en se basant sur ces données.

Aussi, il est à mentionné que les échangeurs de récupération de la chaleur et aussi les préchauffeurs supplémentaires sont de type : échangeurs à plaques. La méthodologie et corrélations utilisées pour leur dimensionnement sont présentées dans le chapitre 2.

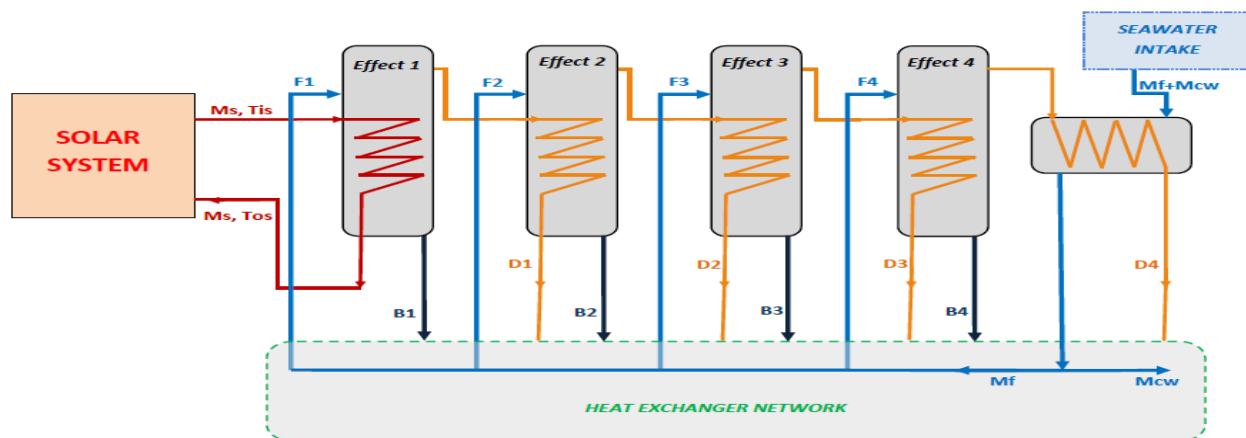


Figure 1: Schéma initial de l'unité de dessalement par effets multiple sans réseau d'échangeurs de chaleurs

1) Configuration 1

Les données des différents flux de matière en considérant la configuration 1 sont fournies dans le tableau suivant :

Tableau 1: Spécifications des flux- Configuration 1

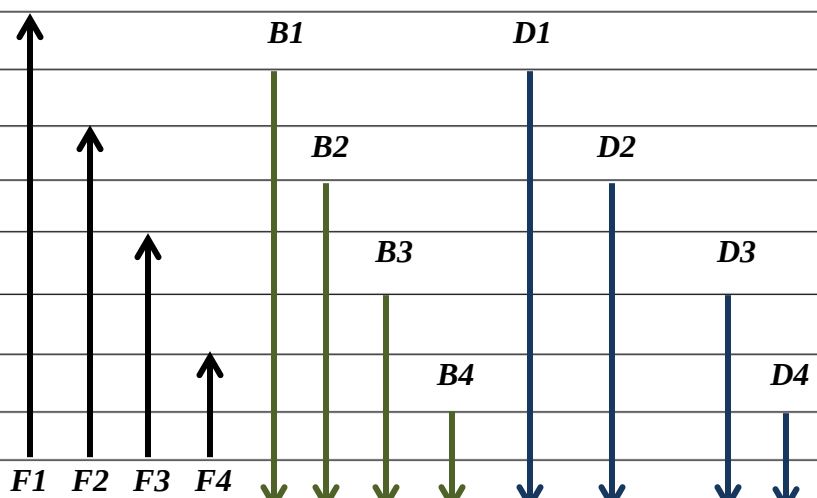
Stream	Nature of stream	M (kg/s)	CP (kW/K)	Ti (°C)	T cible (°C)	Q (kW)
F1	Cold Stream	0.2204	0,9212	35	70	32.24
F2	Cold Stream	0.2181	0,9116	35	60	22.79
F3	Cold Stream	0.2158	0,9020	35	50	13.53
F4	Cold Stream	0.2136	0,8928	35	40	4.46
B1	Hot stream	0.1587	0,6633	70	30	23.21
B2	Hot stream	0.1570	0,6562	60	30	16.40
B3	Hot stream	0.1554	0,6495	50	30	9.74
B4	Hot stream	0.1538	0,6428	40	30	3.21
D1	Hot stream	0.0617	0,2579	70	30	9.02
D2	Hot stream	0.0611	0,2553	60	30	6.38
D3	Hot stream	0.0604	0,2524	50	30	3.78
D4	Hot stream	0.0598	0,2499	40	30	1.25

I.1) Cas d'étude $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$

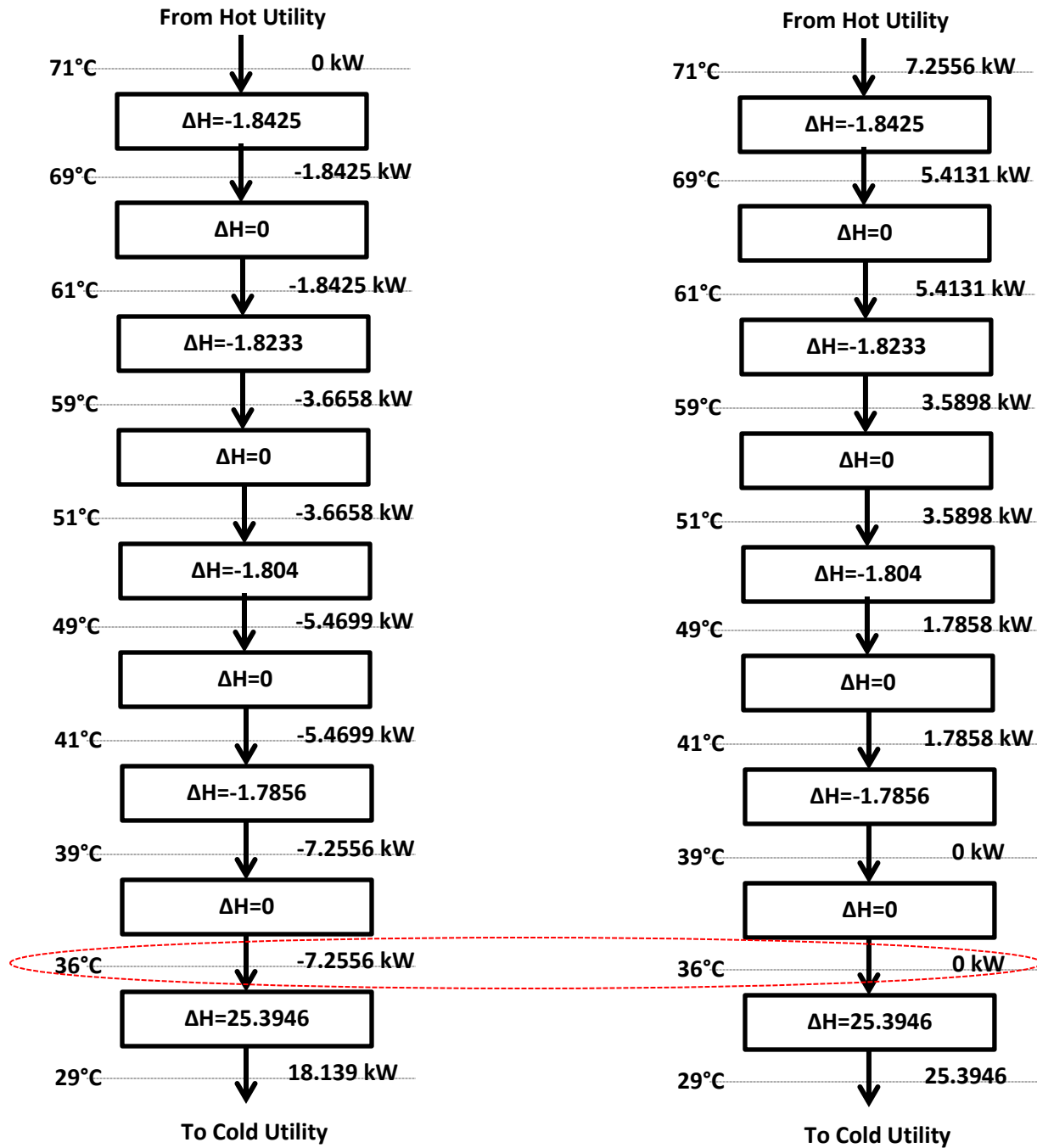
✓ Shifted Temperature

Stream	Nature of stream	$T_s (^{\circ}\text{C})$	$T_t (^{\circ}\text{C})$	$T_s^* (^{\circ}\text{C})$	$T_t^* (^{\circ}\text{C})$
F1	Cold Stream	35	70	36	71
F2	Cold Stream	35	60	36	61
F3	Cold Stream	35	50	36	51
F4	Cold Stream	35	40	36	41
B1	Hot stream	70	30	69	29
B2	Hot stream	60	30	59	29
B3	Hot stream	50	30	49	29
B4	Hot stream	40	30	39	29
D1	Hot stream	70	30	69	29
D2	Hot stream	60	30	59	29
D3	Hot stream	50	30	49	29
D4	Hot stream	40	30	39	29

✓ Temperature Intervals

Intervals		$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	$\Delta \text{CP}(\text{kW/K})$	$\Delta H(\text{kW})$	State
69-71		2	-0.9212	-1.8425	Déficit
61-69		8	0	0	-
59-61		2	-0.9116	-1.8233	Déficit
51-59		8	0	0	-
49-51		2	-0.9020	-1.804	Déficit
41-49		8	0	0	-
39-41		2	-0.8928	-1.7856	Déficit
36-39		3	0	0	-
29-36		7	3.6278	25.394	Surplus

✓ Problem table cascade



✓ Grid Diagram

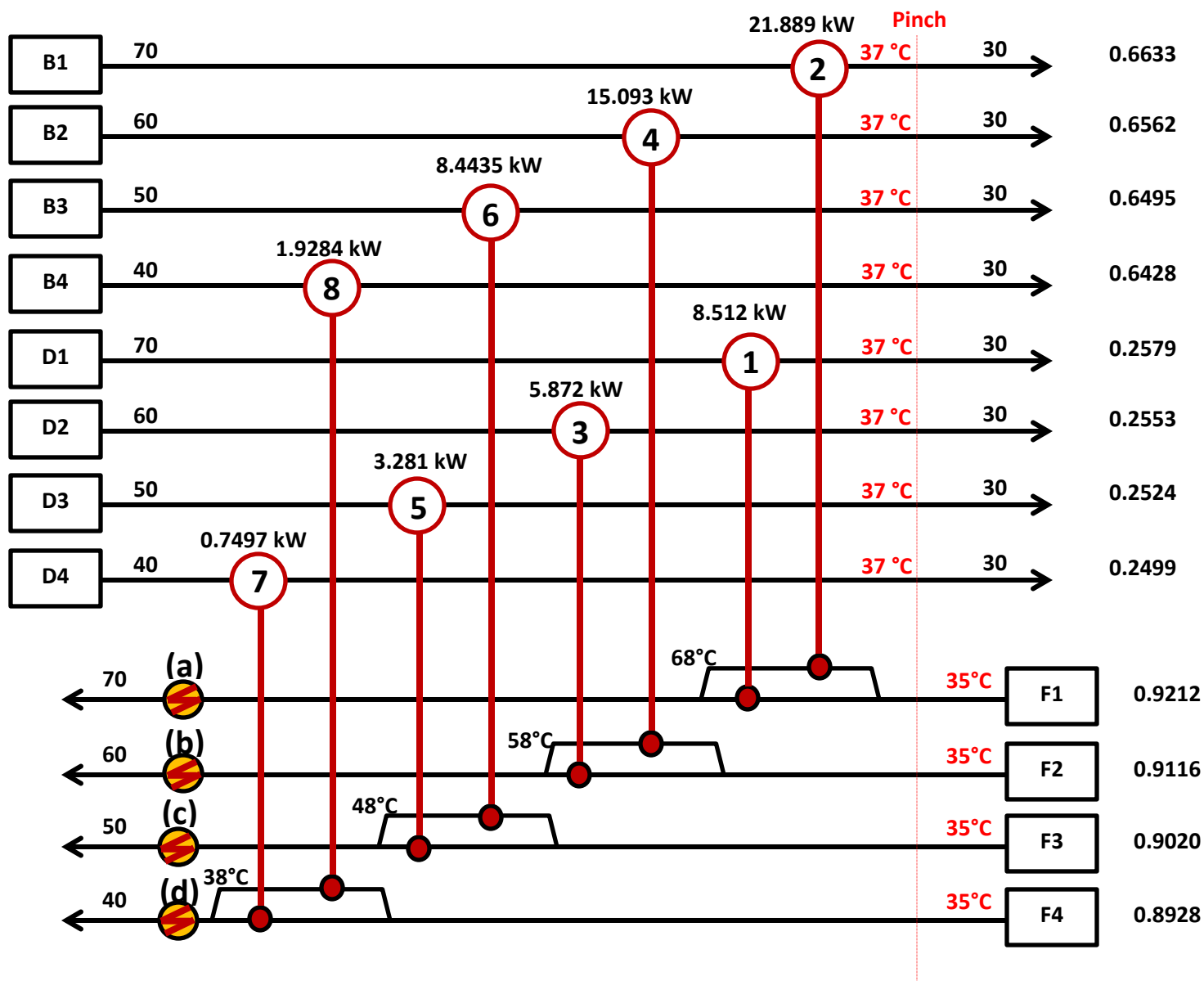


Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 1, $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			Q (kW)	U (kW/m ² /K)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.0617	35	67	0.0617	70	37	8.488	1.44	2.382
2	0.1587	35	67	0.1587	70	37	21.832	2.17	4.088
3	0.0611	35	57	0.0611	60	37	5.859	1.43	1.658
4	0.157	35	57	0.157	60	37	15.055	2.15	2.840
5	0.0604	35	47	0.0604	50	37	3.275	1.42	0.936
6	0.1554	35	47	0.1554	50	37	8.426	2.13	1.601
7	0.0598	35	37	0.0598	40	37	0.749	1.41	0.216
8	0.1538	35	37	0.1538	40	37	1.925	2.12	0.369
(a)	0.2204	67	70	0.13224	80	75	2.762	2.24	0.137
(b)	0.2181	57	60	0.04362	80	65	2.731	1.67	0.125
(c)	0.2158	47	50	0.025896	80	55	2.701	1.38	0.118
(d)	0.2136	37	40	0.01830857	80	45	2.672	1.19	0.113

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 1, $\Delta T=4^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.0617	35	65	0.0617	70	39	1.444	7.973	1.232
2	0.1587	35	65	0.1587	70	39	2.165	20.509	2.114
3	0.0611	35	55	0.0611	60	39	1.432	5.349	0.834
4	0.157	35	55	0.157	60	39	2.149	13.745	1.427
5	0.0604	35	45	0.0604	50	39	1.418	2.771	0.436
6	0.1554	35	45	0.1554	50	39	2.133	7.129	0.746
7	0.0598	35	35	0.0598	40	39	1.405	0.250	0.040
8	0.1538	35	35	0.1538	40	39	2.117	0.642	0.068
(a)	0.2204	65	70	0.1102	80	70	2.154	4.602	0.296
(b)	0.2181	55	60	0.0727	80	65	1.936	4.552	0.163
(c)	0.2158	45	50	0.04316	80	55	1.650	4.501	0.150
(d)	0.2136	35	40	0.0305	80	45	1.456	4.453	0.141

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 1, $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.0617	35	63	0.0617	70	41	1.444	7.459	0.797
2	0.1587	35	63	0.1587	70	41	2.164	19.186	1.367
3	0.0611	35	53	0.0611	60	41	1.431	4.840	0.521
4	0.157	35	53	0.157	60	41	2.148	12.436	0.892
5	0.0604	35	43	0.0604	50	41	1.417	2.267	0.247
6	0.1554	35	43	0.1554	50	41	2.132	5.832	0.422
7	0.2204	63	70	0.15428	80	70	2.309	6.443	0.332
8	0.2181	53	60	0.102	80	65	2.103	6.373	0.193
(a)	0.2158	43	50	0.0604	80	55	1.827	6.302	0.176
(b)	0.2136	35	40	0.0305	80	45	1.456	4.453	0.141
(c)	0.0617	35	63	0.0617	70	41	1.444	7.459	0.797
(d)	0.1587	35	63	0.1587	70	41	2.164	19.186	1.367

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 1, $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.0617	35	61	0.0617	70	43	1.443	6.945	0.567
2	0.1587	35	61	0.1587	70	43	2.163	17.863	0.973
3	0.0611	35	51	0.0611	60	43	1.430	4.330	0.357
4	0.157	35	51	0.157	60	43	2.147	11.127	0.610
5	0.0604	35	41	0.0604	50	43	1.416	1.763	0.147
6	0.1554	35	41	0.1554	50	43	2.131	4.536	0.251
7	0.2204	61	70	0.19836	80	70	2.415	8.283	0.361
8	0.2181	51	60	0.13086	80	65	2.221	8.194	0.219
(a)	0.2158	41	50	0.0777	80	55	1.956	8.102	0.197
(b)	0.2136	35	40	0.0305	80	45	1.456	4.453	0.141
(c)	0.0617	35	61	0.0617	70	43	1.443	6.945	0.567
(d)	0.1587	35	61	0.1587	70	43	2.163	17.863	0.973

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 1, $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.0617	35	59	0.0617	70	45	1.442	6.430	0.425
2	0.1587	35	59	0.1587	70	45	2.162	16.540	0.729
3	0.0611	35	49	0.0611	60	45	1.430	3.821	0.255
4	0.157	35	49	0.157	60	45	2.146	9.817	0.436
5	0.0604	35	39	0.0604	50	45	1.416	1.259	0.085
6	0.1554	35	39	0.1554	50	45	2.130	3.240	0.145
7	0.2204	59	70	0.24244	80	70	2.494	10.124	0.387
8	0.2181	49	60	0.15994	80	65	2.310	10.015	0.242
(a)	0.2158	39	50	0.094952	80	55	2.054	9.903	0.216
(b)	0.2136	35	40	0.03051429	80	45	1.456	4.453	0.141
(c)	0.0617	35	59	0.0617	70	45	1.442	6.430	0.425
(d)	0.1587	35	59	0.1587	70	45	2.162	16.540	0.729

II) Configuration 2

Les données des spécifications des flux de matière en considérant la configuration 2 sont fournies dans le tableau suivant :

Stream	Nature of stream	M (kg/s)	C _p (kW/K)	T _i (°C)	T _f (°C)	Q (kW)
M _f	Cold stream	0.868	3,628	35	70	127
M _d	Hot stream	0.243	1,016	55	35	20.3
M _b	Hot stream	0.625	2,612	55	35	52.2

II.1) Cas d'étude $\Delta T = 2^\circ\text{C}$

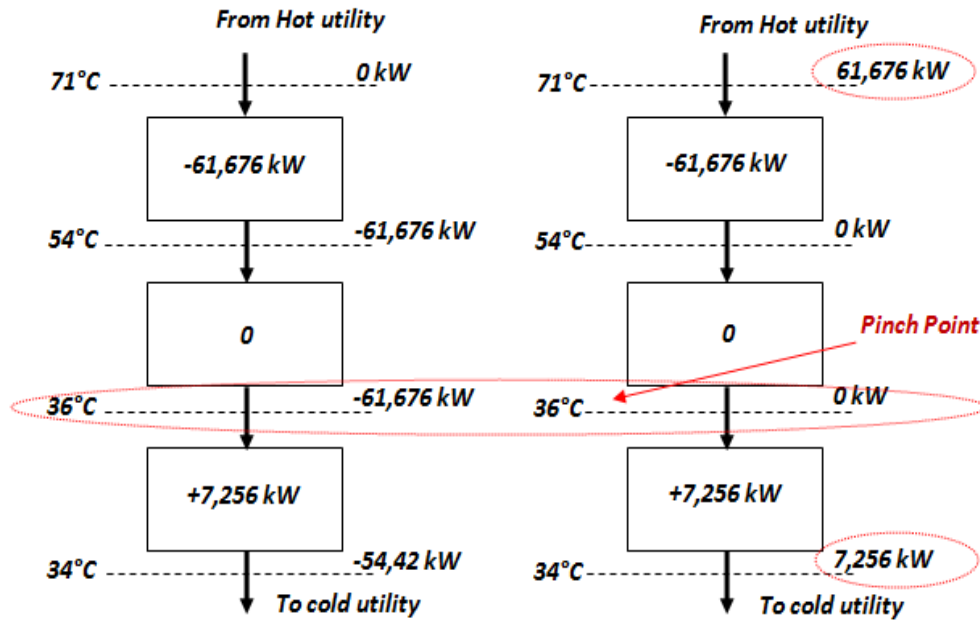
✓ Shifted Temperatures

Stream data		Target temperatures		Shifted temperatures	
Stream	Nature of stream	T _i (°C)	T _f (°C)	T _i [*] (°C)	T _f [*] (°C)
M _f	Cold stream	35	70	36	71
M _d	Hot stream	55	35	54	34
M _b	Hot stream	55	35	55	34

✓ Temperature Intervals

		ΔT (°C)	$\sum C_{ph} - \sum C_{pc}$	ΔH	Deficit / surplus
71°C					
(I)	↑	17	-3,628	61,676	Deficit
54°C					
(II)		18	0	0	—
36°C					
(III)	↓	2	+3,628	7,256	surplus
34°C					

✓ Problem table cascade



✓ Grid Diagram

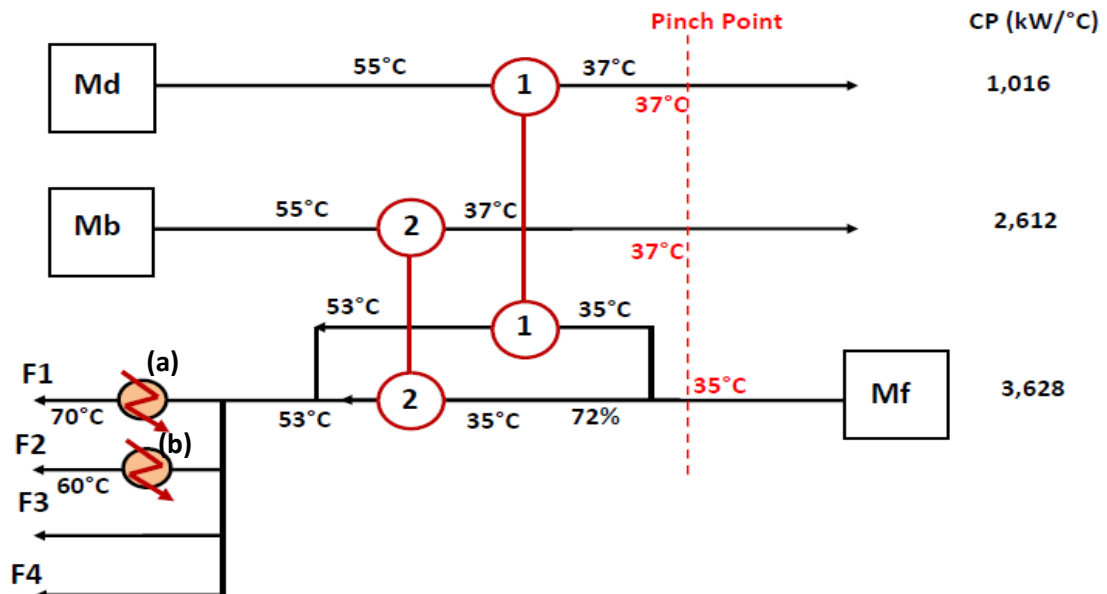


Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 2, $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.243	35	52	0.243	55	37	2.509	18.239	2.948
2	0.625	35	52	0.625	55	37	3.271	46.911	5.814
(a)	0.2204	52	70	0.1983	80	60	2.410	16.555	0.766
(b)	0.2181	52	60	0.0873	80	60	2.026	7.281	0.274

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 2, $\Delta T=4^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.243	35	50	0.243	55	39	2.508	16.211	1.443
2	0.625	35	50	0.625	55	39	3.271	41.696	2.845
(a)	0.2204	50	70	0.2938	80	65	2.560	18.400	0.583
(b)	0.2181	50	60	0.10905	80	60	2.134	9.101	0.296

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 2, $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.243	35	48	0.243	55	41	2.507	14.184	0.872
2	0.625	35	48	0.625	55	41	3.270	36.482	1.720
(a)	0.2204	48	70	0.24244	80	60	2.487	20.233	0.742
(b)	0.2181	48	60	0.13086	80	60	2.219	10.921	0.314

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 2, $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.243	35	46	0.243	55	43	2.506	12.157	0.571
2	0.625	35	46	0.625	55	43	3.269	31.269	1.127
(a)	0.2204	46	70	0.26448	80	60	2.519	22.073	0.737
(b)	0.2181	46	60	0.15267	80	60	2.287	12.741	0.331

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 2, $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.243	35	46	0.243	55	45	2.5061	10.1307	0.4259
2	0.625	35	46	0.625	55	45	3.2692	26.0562	0.8398
(a)	0.2204	46	70	0.2645	80	60	2.5189	22.0728	0.7371
(b)	0.2181	46	60	0.1527	80	60	2.2873	12.7414	0.3312

III) Configuration 3

Les spécifications des différents flux de matière pour la configuration 3 sont données dans le tableau suivant :

Stream	Nature of stream	M (kg/s)	CP (kW/K)	Ti (°C)	Tf (°C)	Q (kW)
Mf1	Cold Stream	0.4384	1,8325	35	70	64.13
Mf2	Cold Stream	0.4294	1,7948	35	50	26.92
Md1	Hot stream	0.1228	0,5133	65	35	15.39
Md2	Hot stream	0.1202	0,5024	45	35	5.02
Mb1	Hot stream	0.3157	1,3196	65	35	39.59
Mb2	Hot stream	0.3092	1,2924	45	35	12.92

III.1) Cas d'étude $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$

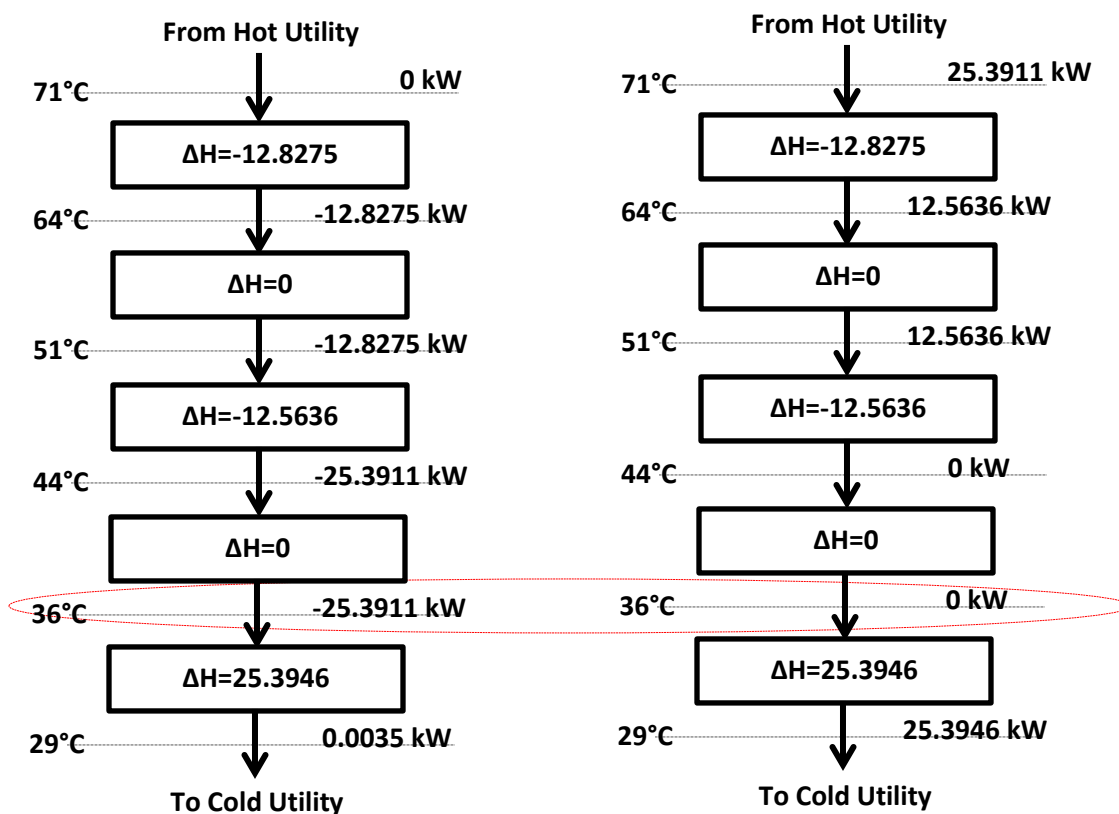
✓ Shifted Temperatures

Stream	Nature of stream	$T_s (^{\circ}\text{C})$	$T_t (^{\circ}\text{C})$	$T_s^* (^{\circ}\text{C})$	$T_t^* (^{\circ}\text{C})$
Mf1	Cold Stream	35	70	36	71
Mf2	Cold Stream	35	50	36	51
Md1	Hot stream	65	30	64	29
Md2	Hot stream	45	30	44	29
Mb1	Hot stream	65	30	64	29
Mb2	Hot stream	45	30	44	29

✓ Temperature intervals

Intervals				$\Delta T(^{\circ}C)$	$\Delta CP(kW/K)$	$\Delta H(kW)$	State
64-71	↑		Mb1	7	-1.8325	-12.83	Déficit
51-64				13	0	0	-
44-51		↑	Mb2	7	-1.7948	-12.564	Déficit
36-44				8	0	0	-
29-36	Mf1	Mf2		7	3.6278	25.395	Surplus

✓ Problem table cascade



✓ Grid Diagram

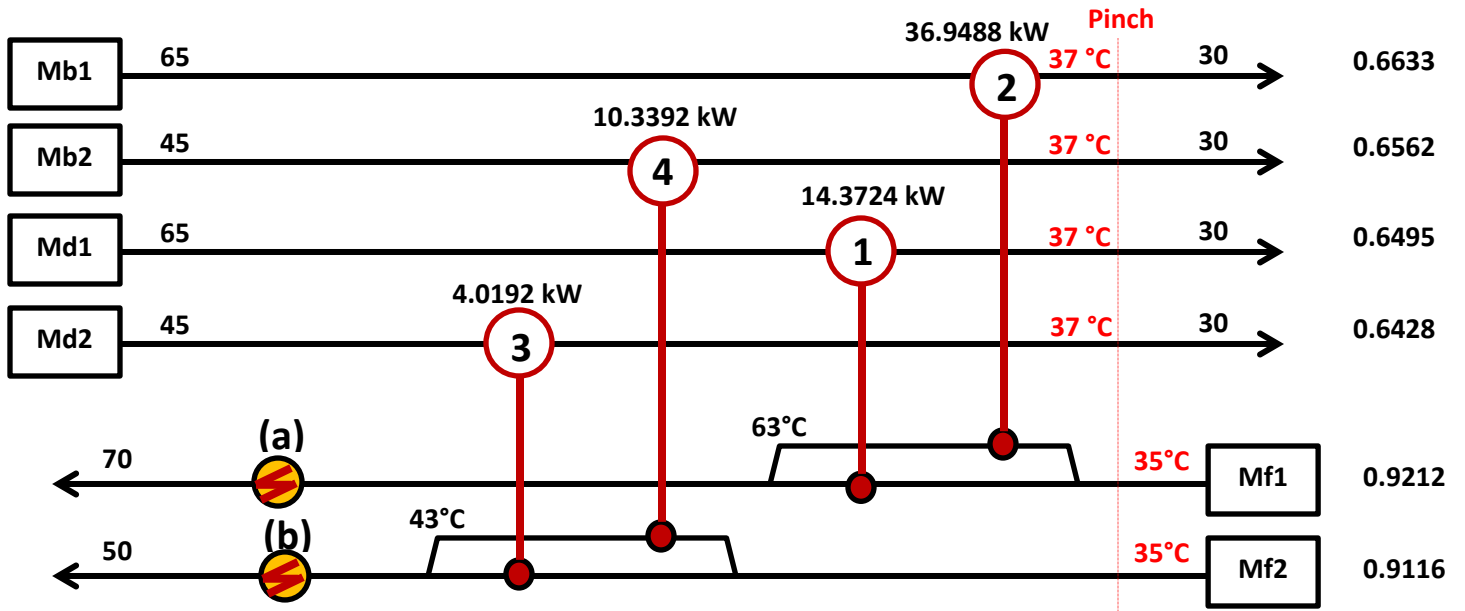


Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 3, $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.5133	35	62	0.5133	65	37	3.126	59.917	7.770
2	1.3196	35	62	1.3196	65	37	3.791	154.035	16.475
3	0.5024	35	42	0.5024	45	37	3.096	16.767	2.196
4	1.2924	35	42	1.2924	45	37	3.767	43.133	4.642
(a)	0.2204	62	70	0.17632	80	70	2.367	7.363	0.347
(b)	0.2181	42	60	0.19629	80	60	2.391	16.382	0.361

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 3, $\Delta T=4^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.5133	35	60	0.5133	65	39	3.126	55.636	3.972
2	1.3196	35	60	1.3196	65	39	3.790	143.029	8.420
3	0.5024	35	40	0.5024	45	39	3.095	12.574	0.907
4	1.2924	35	40	1.2924	45	39	3.767	32.346	1.916
(a)	0.2204	60	70	0.2755	80	72	2.542	9.205	0.330
(b)	0.2181	40	60	0.24233333	80	62	2.473	18.204	0.351

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 3, $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.5133	35	58	0.5133	65	41	3.125	51.355	2.533
2	1.3196	35	58	1.3196	65	41	3.790	132.024	5.370
3	0.5024	35	38	0.5024	45	41	3.094	8.382	0.418
4	1.2924	35	38	1.2924	45	41	3.766	21.562	0.883
(a)	0.2204	58	70	0.26448	80	70	2.526	11.045	0.399
(b)	0.2181	38	60	0.23991	80	60	2.468	20.022	0.387

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 3, $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.5133	35	56	0.5133	65	43	3.124	47.075	1.775
2	1.3196	35	56	1.3196	65	43	3.789	121.021	3.762
3	0.5024	35	36	0.5024	45	43	3.093	4.191	0.160
4	1.2924	35	36	1.2924	45	43	3.765	10.780	0.337
(a)	0.2204	56	70	0.30856	80	70	2.580	12.885	0.420
(b)	0.2181	56	60	0.04362	80	60	1.665	3.640	0.220

Table : Résultats de calcul des échangeurs de chaleur –Configuration 3, $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$.

Heat exchanger	Cold Stream			Hot Stream			U (kW/m ² /K)	Q (kW)	A (m ²)
	m (kg/s)	t _{in} (°C)	t _{out} (°C)	M (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)			
1	0.5133	35	54	0.5133	65	45	3.123	42.796	1.306
2	1.3196	35	54	1.3196	65	45	3.788	110.020	2.768
3	0.2204	54	70	0.35264	80	70	2.624	14.726	0.440
4	0.2181	54	60	0.06543	80	60	1.879	5.461	0.250
(a)	0.2158	35	50	0.16185	80	60	2.298	13.508	0.214
(b)	0.2136	35	40	0.0534	80	60	1.756	4.457	0.080

Annexe 2 : Valorisation des rejets saumâtres

Magnesium Production Using Different Processes and Life Cycle Assessment

I. Introduction

Magnesium is the seventh most abundant element in the earth and the second most abundant cation in the seawater. Magnesium metal burn very easily in the air and it is highly flammable in its pure form releasing high amount of heat. It is also capable of reducing water to hydrogen gas, which will be ignited by the heat released during the reduction reaction. Hence, it presents a great potential to be used as source of heat for several applications by developing a new technologies with safety practices. In automotive industry, the use of magnesium alloys gains more interest because of their physical properties. Indeed, the magnesium alloys allow lower specific weight than other options, better elongation than other die-casting metals, 20–30 % shorter cycle times than aluminium die casting, longer die life than aluminium die casting and the ability to produce thinner walls than aluminium die casting [1].

In the past decades, there have been great increasing interests on using the rejected concentrated brine from seawater desalination plants for the Magnesium extraction [2]. Each cubic metre of the sea water contains approximately 1.3 kg of magnesium; this amount is larger in the rejected brine depending of the seawater technology. In this work, several scenarios of magnesium extraction from rejected bine have been studied and compared taken into account the energy and material requirements, environmental impact and cost. Indeed, this work is composed of four parts. The first one is dedicated to the presentation of the chemical properties of magnesium and different raw materials used for the magnesium extraction processes. The second part deals with presenting different processes used for the Mg extraction. In the third part, the possibility of combining the renewable energy technologies and the Mg extraction processes is discussed. And finally, the fourth part is dedicated to life cycle assessment of Mg extraction processes from rejected brine taken into account seven scenarios depending of the type of energy sources that will be used in different Mg extraction process stages.

II. Chemical properties and substances containing Mg

In the periodic table, the magnesium belongs to the second group with an atomic number equals to 12 and atomic mass equals to 24; it has only one oxidation state equals to (+2). In the nature, the Magnesium presents the major element in many well-known minerals including dolomite $\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2$, magnesite MgCO_3 , pyrope garnet $\text{Mg}_2\text{Al}_2(\text{SiO}_4)_3$ and kieserite $\text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O}$. It is a major component of many mafic rock-forming minerals, such as olivine, e.g., forsterite Mg_2SiO_4 , pyroxene, amphibole, spinel MgAl_2O_4 , biotite mica, chlorite, serpentine, talc, and clay minerals, such as montmorillonite, as well as less common mineral groups, such as arsenates, halides, nitrates and oxalates [3]. Magnesium in seawater is present in the form of cation Mg^{2+} , the weight concentrations of Mg contained in seawater in different regions is variable, and its average value is approximately equals to 1.25-1.3 kg/m³ of sea water [4].

III. Primary Magnesium Production Processes

There are two principal routes for producing magnesium. The first one is an Electrolytic route in which liquid magnesium is obtained from magnesium chloride. It is based on reduction of magnesium ores by a reactant; it is called Thermal Reduction Process [5].

III.1. Electrolytic Processes

The electrolytic process includes several steps depending on the nature of raw materials. The first one is feed preparation, when the seawater or brine is used as raw material, the Magnesium oxide is extracted by adding lime or sodium hydroxide to form $MgOH$ followed by heating process to form the Magnesium oxide, the Hydrochloric acid is added to form magnesium chloride. The second step is dehydration of formed magnesium chloride and the final step is the electrolysis process.

The electrolytic processes are similar and differ only in the feed preparation process. The Magnesium chloride could be extracted using seawater freezing based on salt crystallization; indeed, it was proved experimentally that when seawater is frozen, more than 88% of water is transformed into ice before the first appearance of any salt crystals. At $-8.2^{\circ}C$, the first salt formed is sodium sulfate decahydrate which causes the rapid decrease of sulfate concentration in the brine, then, when the temperature reaches $-23^{\circ}C$ the concentration of sodium in the brine falls down considerably. Also, when the temperature is below $-36^{\circ}C$, the concentration of Magnesium and potassium in the brine decrease because of the formation of potassium chloride, and magnesium chloride dodecahydrate precipitate. Finally, calcium chloride hexahydrate begins to form at $-54^{\circ}C$. The magnesium chloride extraction could be done by freezing seawater between $-34^{\circ}C$ and $-43^{\circ}C$, and because the Potassium chloride is a heavy salt, so it could be washed and separated by gravity in hydroclone. The magnesium chloride extraction by freezing still not carried out commercially [2]. Table 1 summarizes the most used Electrolytic routes used for Magnesium production.

Table1: Operating conditions and material for different electrolytic processes

Process	¹ Raw materials and ² Feed Preparation	Chemical reactions	Operating conditions
Dow Process	¹ Brine or seawater ² Neutralification, Purification and dehydration.	Anode: $Mg^{2+} + 2e^{-} \rightarrow Mg$	$700^{\circ}C < T < 800^{\circ}C$ $P = 1 \text{ atm}$
AM Process	¹ Magnesite, ² Mining, Leaching using HCl, Dehydration.	Cathode: $2Cl^{-} \rightarrow Cl_2 + 2e^{-}$ Global (Electrolytic)	
IG Farben Process	¹ Brine or seawater ² Neutralification, Prilling, dehydration and Chlorination.	$MgCl_2 \rightarrow Mg + Cl_2$	

III.1.1. Dow Process [6]

As shown in the flow diagram in figure1, the magnesium hydroxide is precipitated from sea water by adding calcined dolomite (CaO-MgO), and then the formed magnesium hydroxide is converted into magnesium chloride by adding the hydrochloric acid. The magnesium chloride is dried and added into the electrolytic cells where it is decomposed electrolytically into magnesium and chlorine. The dryness degree of magnesium chloride is to 1.5 moles of water per mole of MgCl_2 . As shown in figure, the electrolytic cell is composed of a gas-fired rectangular steel pot and set in a refractory brick enclosure and graphite electrodes that are placed in the center of the pot.

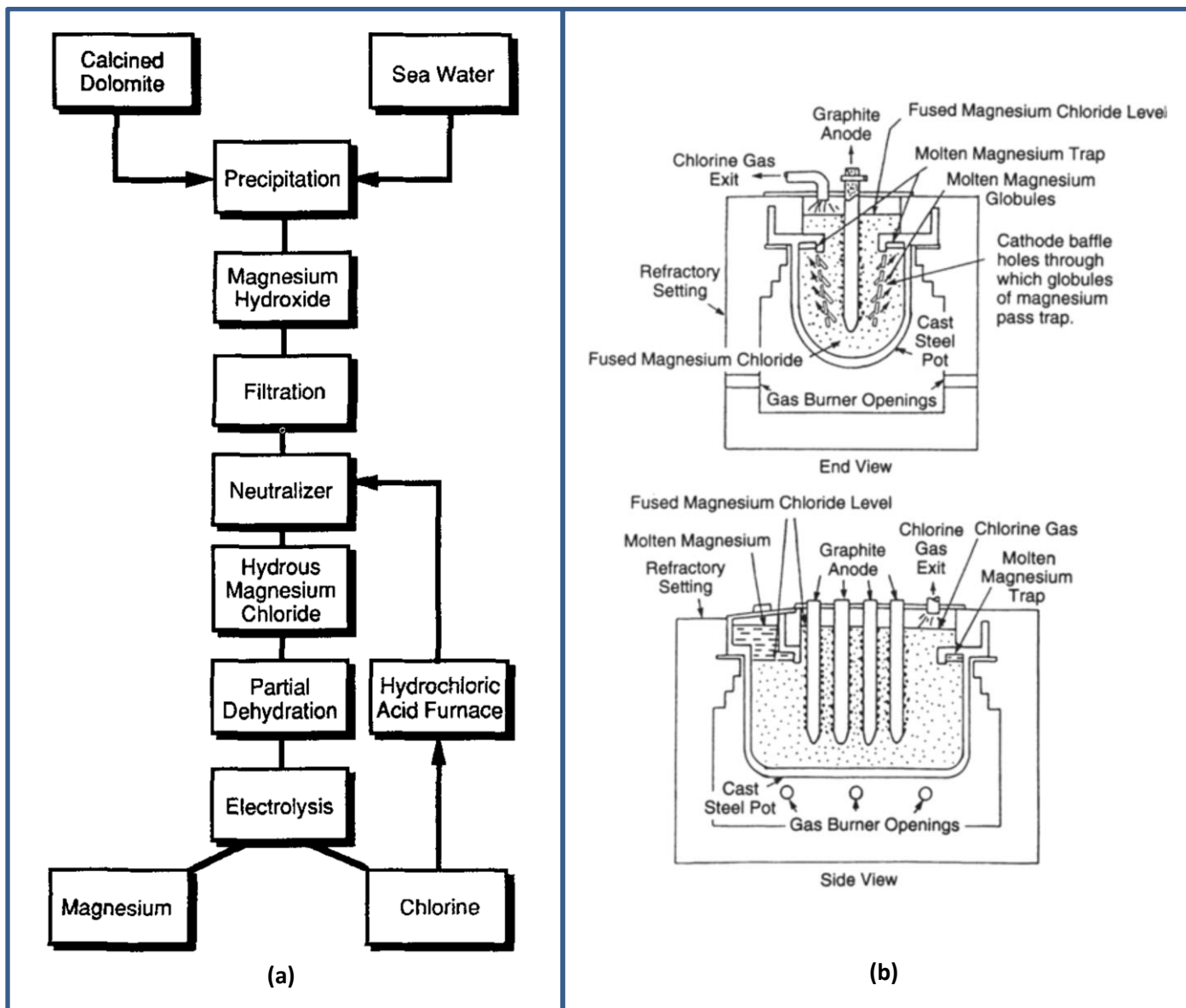


Figure 1: (a) Flow diagram of Dow process, (b) Electrolytic cell.

Each electrode is surrounded by a specially fabricated steel plate, equipped with baffles used as cathode. During its operation, the electrolytic cell is maintained at 700°C and the Chlorine is generated at the anodes, the formed chlorine is used to produce the Hydrochloric acid. Magnesium is generated on the cathode as globules. The particularity of Dow process is that the feed is partially dehydrated magnesium chloride.

III.1.2. IG Farben Process [6]

Figure 2 shows the flow diagram for LG. Farben process in case of using seawater and the brine as source of magnesium. In the first one, the calcined dolomite is added to precipitate the magnesium hydroxide, and then the precipitate is calcined to magnesium oxide. The oxide is mixed with carbon and magnesium chloride solution binder and briquetted.

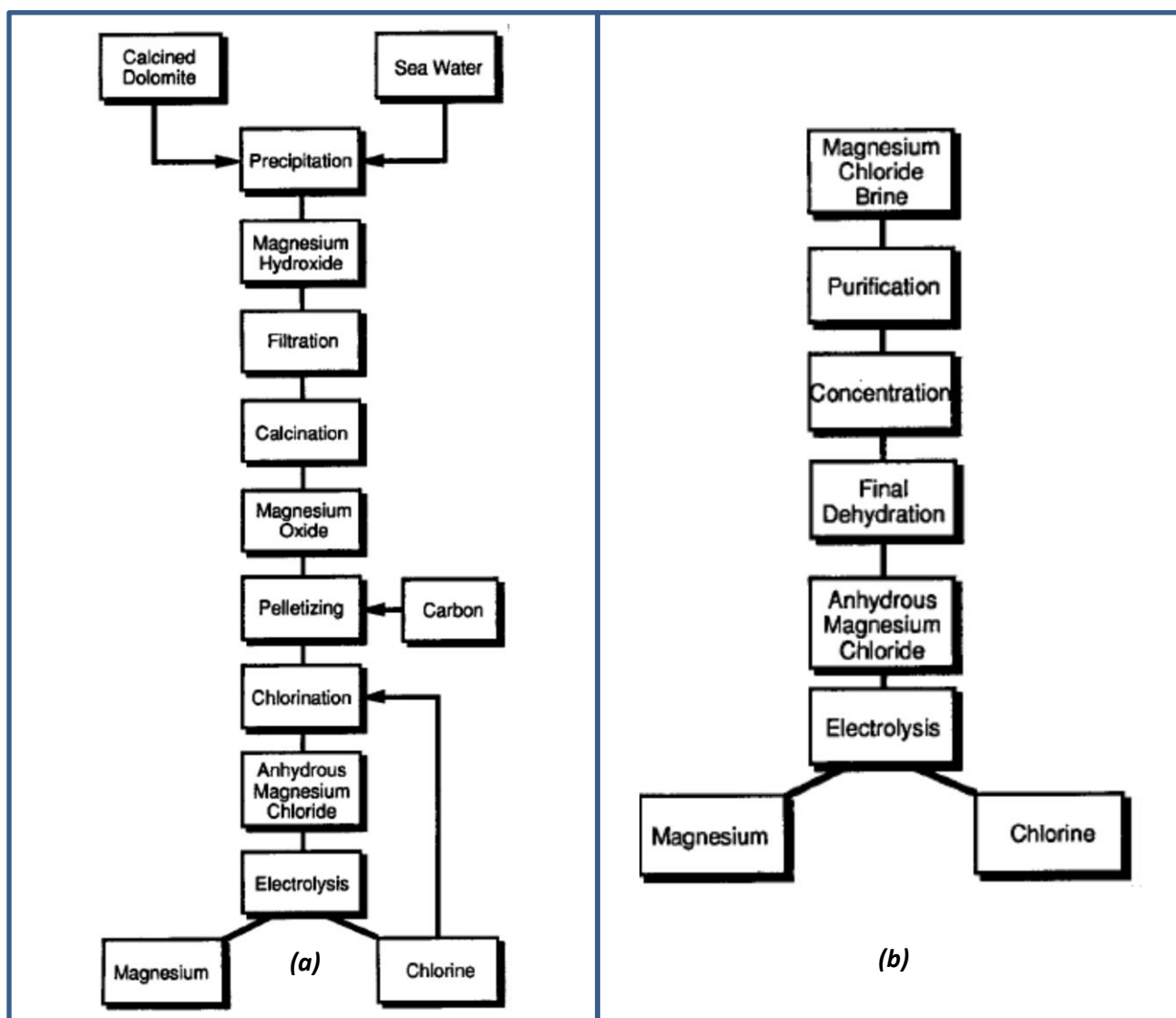


Figure 2: Flow diagram of IG Farben process, (a) Using seawater (b) Using brine.

The briquettes are placed in a chlorinator on carbon blocks and chlorinated at 1100°C to produce molten magnesium chloride. Finally, the magnesium chloride is introduced into the electrolysis cell and electrolyzed at 740°C to produce magnesium and chlorine. In the second case, the brine is used to produce the anhydrous magnesium chloride and then it is introduced to the electrolysis cell.

III.2. Thermal Processes

Table below summarizes the most used thermal routes used for Magnesium production:

Table 2: Operating conditions and material for different Thermal processes

Process	¹ Raw materials and ² Feed Preparation	Chemical reactions	Operating conditions
Silicothermic	¹ Dolomite, FeSi ² Calcination, FeSi making, pelleting	$MgO + CaO + FeSi \rightarrow Mg_{(g)} + Ca_2SiO_{4(s)} + Fe_{(s)}$	T=1160°C 13 < P < 67 Pa
Carbothermic	¹ Magnesite, Carbon ² Calcination, pelleting.	$MgO + C \rightarrow Mg_{(g)} + CO_{(g)}$	T= 1700°C P=1 atm
Magnetherm	¹ Dolomite, bauxite, FeSi ² Calcination, FeSi making.	$2CaOMgO + (x Fe)Si + n Al_2O_3 \rightarrow 2CaOSiO_2 + n Al_2O_3 + 2Mg + x Fe$	T= 1550°C P= 0.05 atm
Alumino-thermic	¹ Dolomite, Al scrap ² Calcination.	$4MgO_{(s)} + 2Al_{(s)} \rightarrow 3Mg_{(g)} + MgAl_2O_{4(s)}$	T= 1700°C P= 0.85-1 atm
Mintek	¹ Dolomite, bauxite, FeSi, Al scrap. ² Calcination.	$2CaOMgO + (x Fe)Si + n Al_2O_3 \rightarrow 2CaOSiO_2 + n Al_2O_3 + 2Mg + x Fe$ $4MgO_{(s)} + 2Al_{(s)} \rightarrow 3Mg_{(g)} + MgAl_2O_{4(s)}$	T= 1700°C P= 0.85 atm

III.2.1. Pidgeon Process [7]

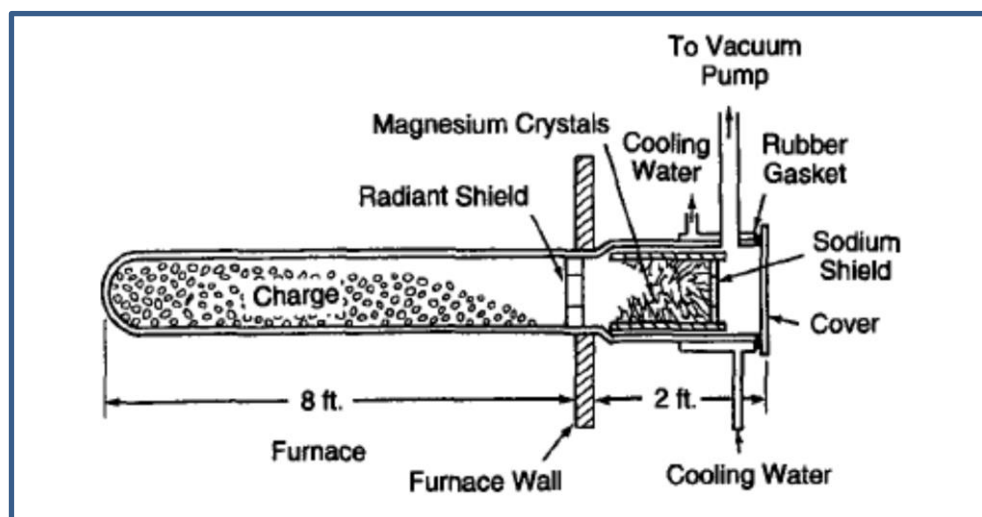


Figure 3: Tubular Ni-Cr stainless steel retort

One of the most dominant processes is Pidgeon process. This process is based on silicothermic reduction of magnesium oxide in which calcined dolomite containing about 14% of magnesium is mixed with powdered ferro-silicon containing 75% of silicon. The mixture is pressed into pellets, and introduced into a tubular Ni-Cr stainless steel retort where the charge is heated to about 1150°C under pressure ranging between 13-67 Pa. The reduction of calcined dolomite by ferrosilicon produces magnesium vapour.

III.2.2. Magnetherm [7]

The general layout of the equipment is shown in Figure 4. In this process, alumina is added with the charge of calcined dolomite and ferrosilicon to produce the molten slag. The charge is heated internally. The overall reduction reaction is given in the table above.

The magnesium is condensed into liquid. The reduction is carried out at about 1,300-1,500°C and below the pressure of 30 mm mercury.

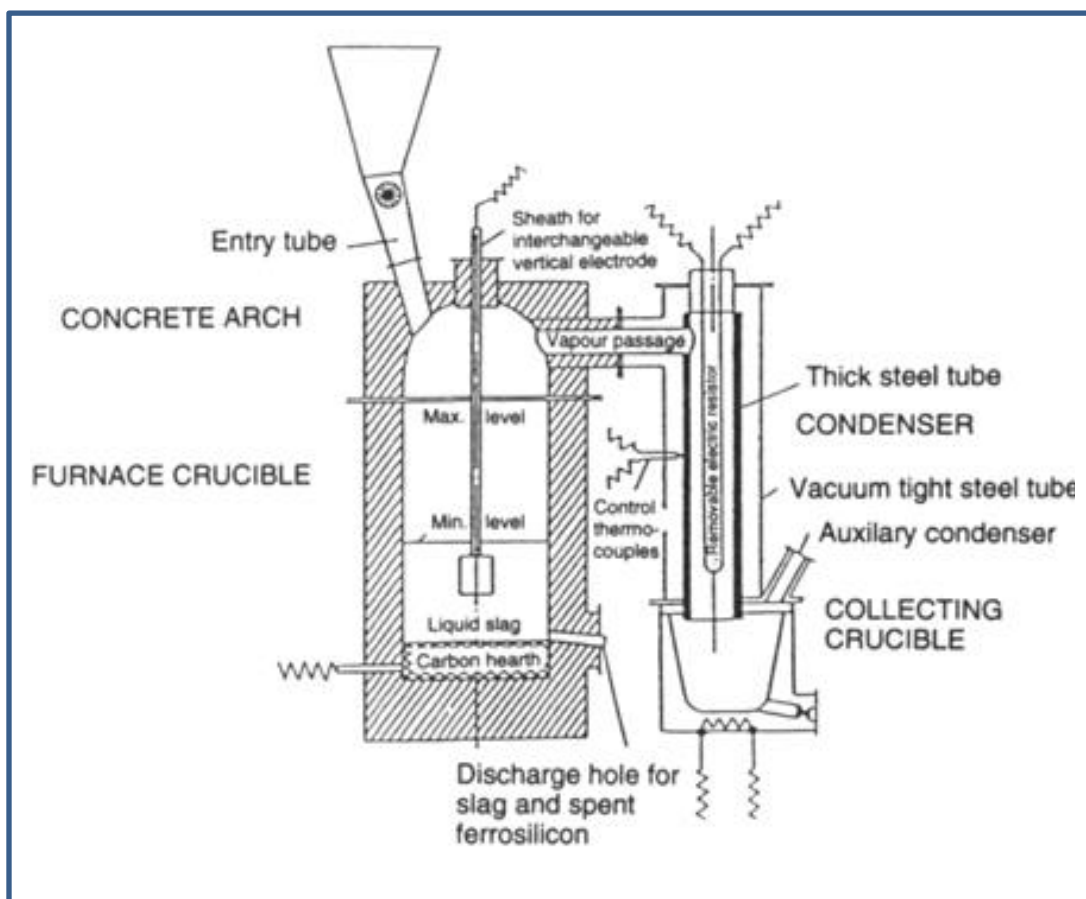


Figure 4: Magnetherm process-equipment and components

III.2.3. Mintek [5]

Mintek process is based on DC open-arc melting of calcined dolomite (dolime) at atmospheric pressure in the presence of ferrosilicon (Figure 5). As such, the process is not constraint by the electrical resistivity of the slag and allows operating the furnace at relatively high voltage. The volatilized magnesium is captured as liquid metal in a surface condenser, which permits periodic tapping of the crude magnesium. Doing so, in conjunction with conditions at atmospheric pressure, makes possible the operation of a large-scale facility 'continuously' (or semi-continuously).

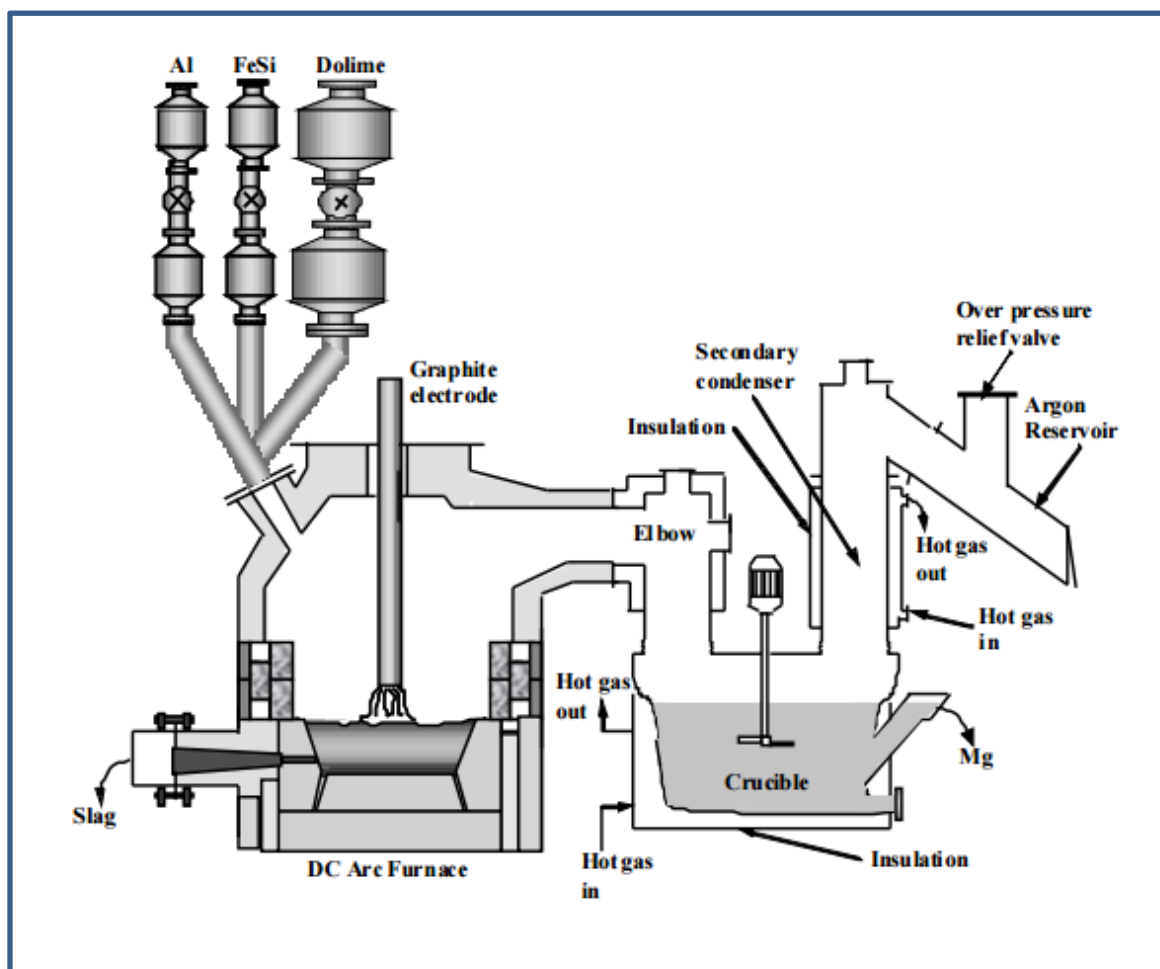


Figure 5: Mintek process-equipment and components

IV. Study of Magnesium Production Using Renewable Energy

IV.1. Modelling and estimation

Renewable energy is an alternative technology that could be used in order to replace the use of fossil fuels in the Mg production processes in order to reduce the energy cost and the greenhouse effect of CO₂ emissions in the same time. Indeed, the energy requirements for this process are intense. One of the most suitable renewable technologies to be combined with the magnesium

production processes are solar concentrating technologies such as solar tower [7] and parabolic trough collectors that could be used to provide the required thermal energy and generate the electrical power needed to drive these processes. The technology proposed in this study is shown in 'figure 6' where parabolic trough collector's field combined with vapour power plant is used for electrical power production and solar tower is adopted to provide the magnesium plant with the thermal power needed using sodium as heating medium. The meteorological data of Ouarzazate city (situated in the south of Morocco) are considered in the first estimation of the solar field design and analysis.

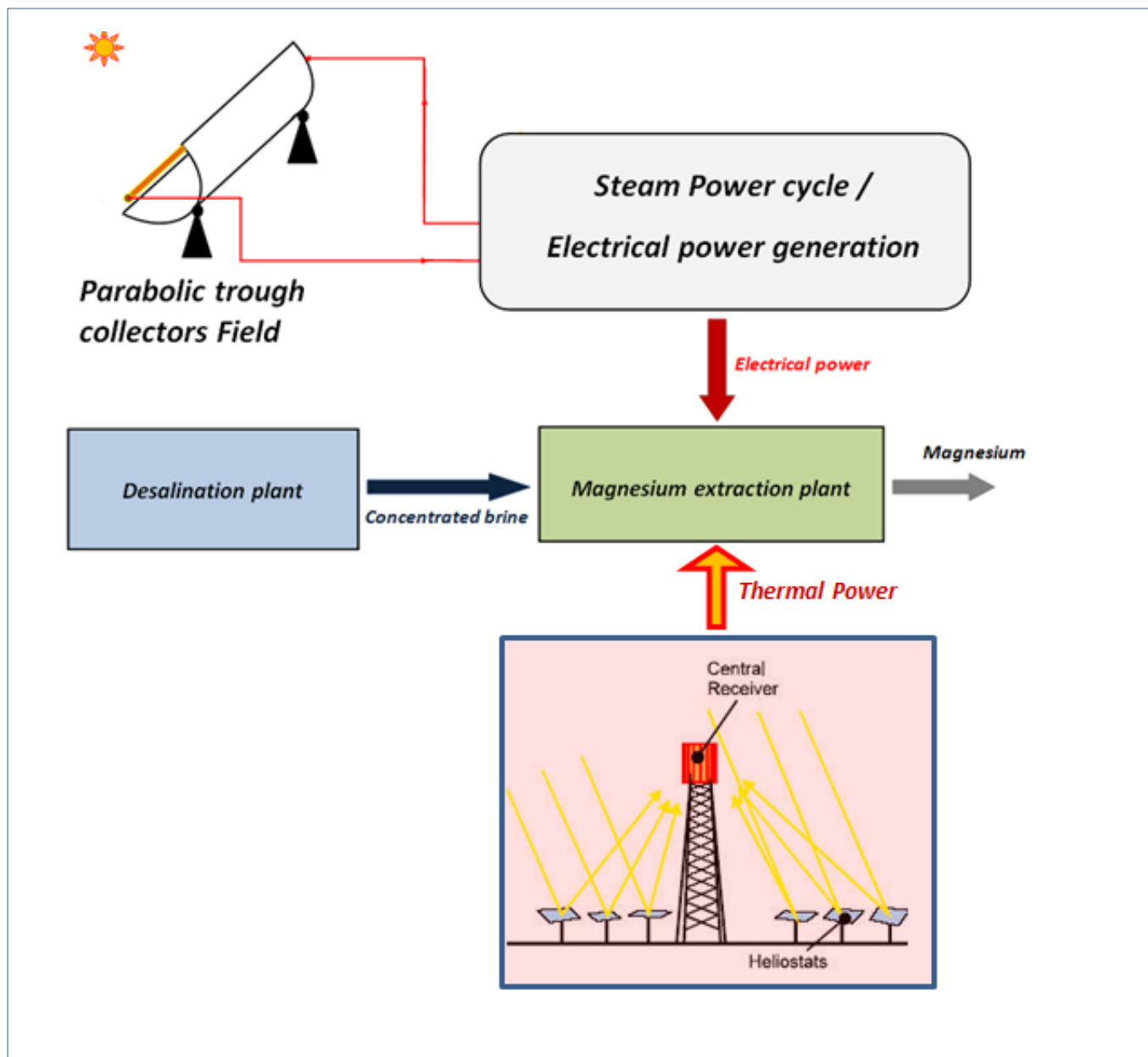


Figure 6: Simplified schematic of magnesium extraction plant combined with PTC technology

The parabolic through collector is used in order to collect and convert the solar energy into thermal energy; the useful thermal energy produced is then transferred to working fluid to produce high pressure steam. The thermal power is related to the parabolic through collector efficiency and the solar irradiation by the following equation:

$$P_{th} = \eta_{th} A_p E_g$$

Where A_p is the collector's aperture area, the electrical power is given by the equation:

$$P_{st} = \eta_e P_{th}$$

Where, η_e is the steam turbine's efficiency. E_g is the direct solar irradiation, it is estimated based on the meteorological data of the studied region. To estimate the solar radiation flux E_g ; El Mghouchi model [8] is used. This model shows good agreement to predict the global and direct solar irradiation in several locations in Morocco. The model is given by the following equations:

$$G = E_g + D \quad (1)$$

$$E_g = I_o C_t \Gamma \exp\left(\frac{-0.13}{\sin(h)}\right) \sin(h) \quad (2)$$

$$\Gamma = 0.796 - 0.01 \sin(0.986 (J + 284)) \quad (3)$$

$$D = 120 \Gamma \exp\left(\frac{-1}{(0.4511 + \sin(h))}\right) \quad (4)$$

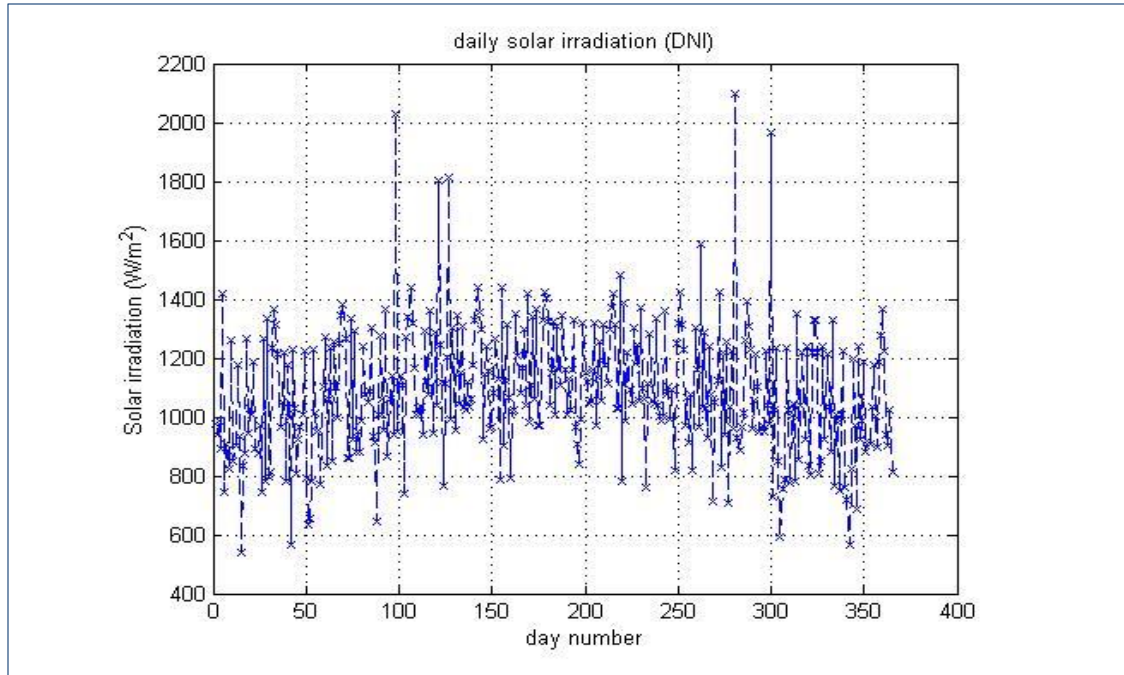


Figure 6: Predicted results for daily solar irradiation for Ouarzazate city

Where G , E_g , and D : are the global solar radiation flux, the direct solar radiation flux, and the diffuse solar radiation flux respectively, given in W/m^2 . J is the day number of the year, ranging from 1 on 1 January to 365 on 31 December, C_t is the correction of the Earth–Sun distance, and h is the solar elevation angle calculated as presented in reference [9]. The geographic coordinates for Ouarzazate city are: Longitude= -6.9167 and Latitude= 30.9167. Results of predicting the daily average solar irradiation during a whole year are presented in figure 7.

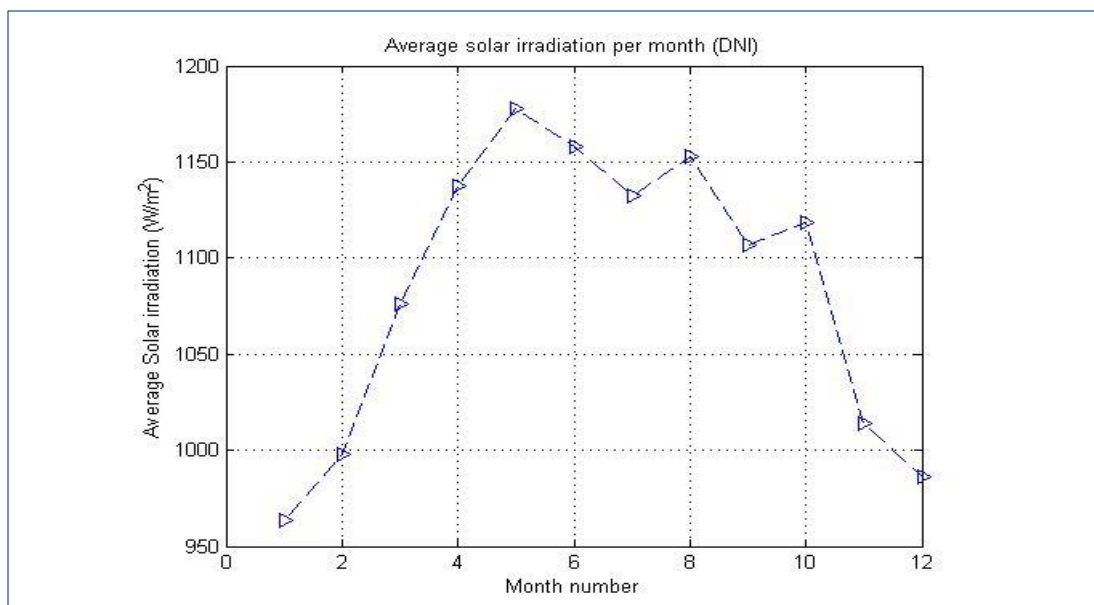


Figure 7: Predicted monthly average irradiation for Ouarzazate city

Figure 7 shows the obtained results for predicting the average monthly irradiation (W/m^2). These results will be used to find out the power output of the designed solar system. One Tonne of Mg per day (day=6h) is used as a design parameter for the solar system sizing. However, the power output of solar turbine and solar tower will change according to the season (according to the solar irradiation change), which cause the change of the rate of magnesium production. In this study, the design and sizing estimation of the renewable energy system is based on the case of optimistic weather data conditions, which means when the maximum power output during a year matches with the required power corresponding to designed production rate of Magnesium.

The thermal and electrical energy costs are estimated based on the economic evaluation. The procedure used to estimate the electrical energy production cost using solar steam turbine is described in the following. Steam turbine system is composed on two subsystems: solar thermal collectors and the steam turbine unit.

The capital cost percentages for the parabolic trough collector components' are given in the following table (Table 3).

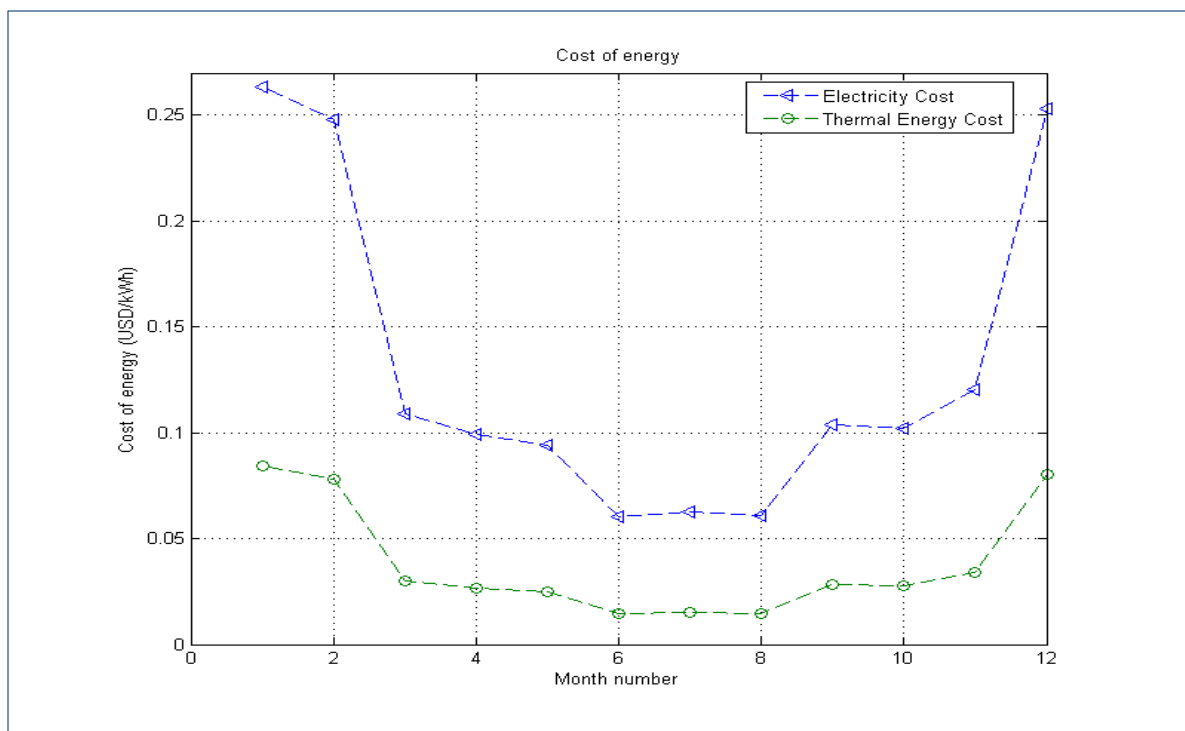


Figure 8: Estimated monthly average cost of thermal and electrical energy produced by solar system

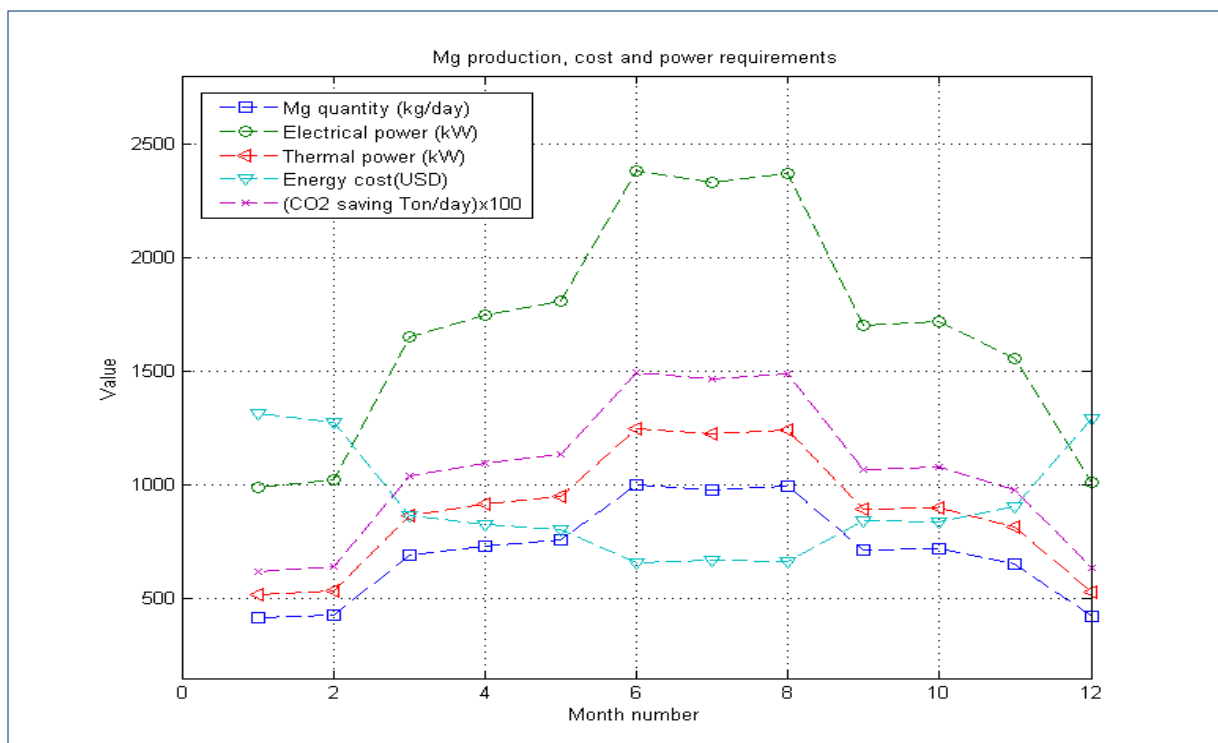


Figure 9: Estimated average magnesium production rate, thermal and electrical power, average energy cost and CO2 emissions saving rate.

Table 3: Cost percentage for parabolic trough collector [10]

Receiver	Header & Piping	Structure & Control system	Reflector
28.3 %	13 %	36 %	22.7 %

The vacuum receiver cost is ranging between 220 and 330 US Dollar per meter length (200-300 Euro/m) [11]. The cost of the parabolic trough collectors is calculated using the equation:

$$C_{\text{parabolic}} = A_{\text{ap}} C_p \quad (5)$$

A_{ap} is the aperture area of the collector (m^2), C_p is the price of the PTC per m^2 of aperture area (US Dollar/ m^2). The capital cost of the steam turbine C_{st} unit is taken equal to 530 USD/kW [12]. Hence, the total capital cost for solar steam turbine C_{sst} is calculated by the following relationship:

$$C_{\text{sst}} = C_{\text{parabolic}} + C_{\text{turbine}} \quad (6)$$

Where the total capital of steam turbine system is given by:

$$C_{\text{turbine}} = P_e C_{\text{st}} \quad (7)$$

The maintenance cost rate of the unit is assumed equal to 5% of the capital cost. The land cost is not included; however, 2%, 1% and 0.8 % of the total cost are estimated as an additional cost for the manpower, spare parts and installation respectively. The annual amortization factor F is determined using the relationship:

$$F = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (8)$$

The annual amortization is taken the same for all the unit components. The interest rate is taken equal to 5% and 25 years is considered for the amortization.



Figure10: 10 years Magnesium prices in the market – data from: <http://www.infomine.com/>

IV.2. Results and analysis

Figure 8 shows that the costs of thermal and electrical energy change according to the season. Indeed, during summer, the cost of electricity produced by PTC-steam turbine is equal to about 0.06 USD/kWh and the cost of thermal energy produced by solar tower is equal to about 0.015 USD/kWh. However, during winter season, the costs increase to achieve 0.26 and 0.084 USD/kWh respectively for electrical and thermal energy produced by the same systems.

Figure 9 demonstrated that the magnesium production rate changes according to the change of the produced thermal and electrical power. 1 tonne/day of magnesium production is achieved only during summer season, where the produced electrical and thermal powers matched with the design power requirements. The energy cost during this season is approximately equals to 659 USD which is equivalent to 0.66 USD/kg of magnesium. However, during winter periods, the energy cost achieves its maximum value which is equal to 1317 USD for 414 kg of magnesium production rate; this value is equivalent to 3.18 USD/kg. Also, using the proposed renewable energy system leads to saving 149 and 62 Tons of CO₂ per day during summer and winter respectively.

These results show that the use of solar renewable energy technologies represent a great potential to be combined with the magnesium extraction process and it could be less expensive especially during summer periods.

V. Life cycle assessment

V.1. Case Study

This study concerns the use of DOW process to extract magnesium metal from rejected brine of seawater, the detailed description of this process is provided in the previous sections. In the present life cycle assessment analysis, two scenarios are considered for Mg production, they are described as follow:

Scenario 1: Production of magnesium using concentrated brine as source of magnesium chloride, and using fossil fuel energy for different operations used in DOW process. In this case, three sub-scenarios are considered depending on the type of fossil fuel that will be used in different stages. These sub-scenarios are defined as follow:

- ✓ **Scenario 1-A:** fuel-oil is used to produce the required thermal energy during calcination, drying, de-hydration and melting processes.
- ✓ **Scenario 1-B:** Hard coal is used to produce the required thermal energy during calcination, drying, de-hydration and melting processes.
- ✓ **Scenario 1-C:** Natural gas is used to produce the required thermal energy during calcination, drying, de-hydration and melting processes.

For all these sub-scenarios, electricity from up-grid is used for the other processes such as pumping, filtration and electrolysis.

Scenario 2: Production of magnesium using brine as source of magnesium chloride and renewable energy for different processes used in DOW route: Parabolic trough collector technology and steam turbine cycle will be used to generate the required electrical power for the Magnesium process in different stages and solar tower to produce the required thermal power as presented in figure 6. In this case, the Mg extraction process will use renewable energy to satisfy 100% of all the energy needed except for transportation in which heavy duty tracks are using diesel.

a) Production of hydrous $MgCl_2$

In comparison with the limited in-land sources, seawater is considered to be a very attractive source of magnesium. As mentioned before, the average concentration of magnesium contained in seawater is approximately equals to 1.25 mg/ litre of seawater water. This concentration is increased for brine resulting from seawater desalination processes. Based on the salts balance equations, as shown in figure 11, it is increasing with the amount of fresh water extracted from seawater (fresh water recovery rate). It is recommended to combine the mineral recovery processes with the desalination process, in order to reduce the fresh water production cost and to minimize the waste disposal generated by these processes. To desalinate seawater, several processes are used in the industry, namely: membrane processes such as the well-known reverse osmosis process (RO), Electro-dialysis process (ED), membrane distillation (MD) and forward osmosis (FO), there are also thermal processes, including multi effect evaporation process (MED), multi stage flash process (MSF), mechanical and thermal vapor compression process (VC) and freezing process. Table 4, gives the typical values of fresh water recovery rate for different desalination process and the magnesium concentration in the output brine.

The Dow Chemical process is the most suitable process of Mg extraction from seawater and brine based on extracting $MgCl_2$. This process uses lime to precipitate $Mg(OH)_2$. Then, by adding HCl , $MgCl_2$ is formed. During these processes, the following chemical reactions are done:

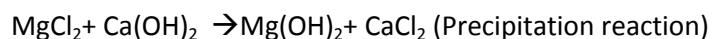
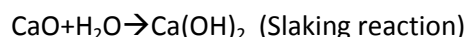
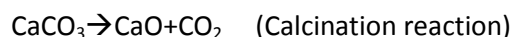


Table 4: Magnesium concentration in seawater

Desalination process	Typical recovery rate	Brine Mg concentration (mg/l)
Reverse Osmosis	30 - 60	1.79 - 3.13
Multi effect evaporation	13 - 20	1.45 - 1.56
Multi stage flash	10 - 12.5	1.39 - 1.43
MVC process	13 - 20	1.45 - 1.56

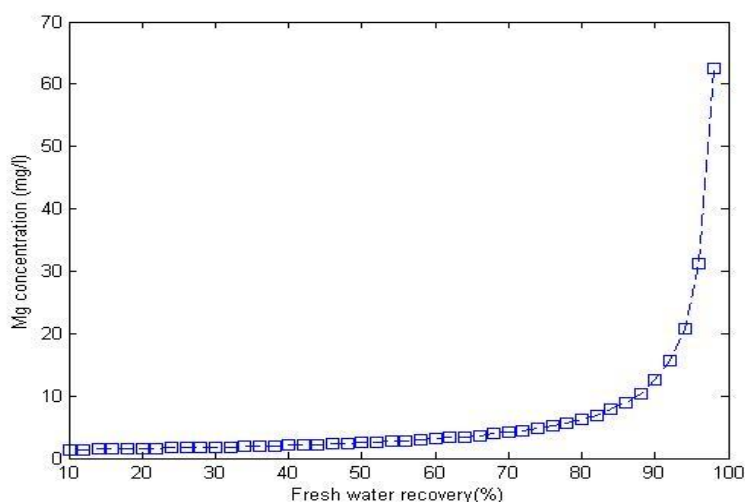
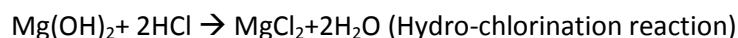
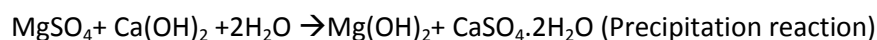


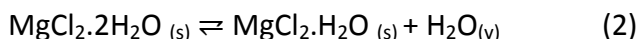
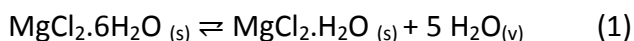
Figure 11: Mg concentration vs fresh water recovery percent from seawater (based on salt balance equations)



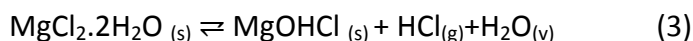
b) Production of anhydrous MgCl₂ [13]

Once hydrated MgCl₂ (MgCl₂·6H₂O) has been obtained from the previous operations. The next key operations are to remove this combined water to produce a dehydrated salt suitable for electrolysis. These operations are performed in the following steps:

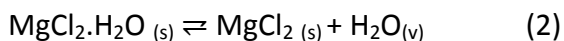
- ✓ The primary dehydration: this step consists of transforming MgCl₂ hexhydrate (MgCl₂·6H₂O) into a monohydrate (MgCl₂·H₂O). This operation is done by heating (MgCl₂·6H₂O) in the range of 298 to 390 K. The dehydration process occurs according to the following reactions:



The dehydration of dihydrate can also proceed by hydrolysis:



- ✓ Final dehydration: this stage consists of removing the last molecule of water contained in monohydrate (MgCl₂·H₂O).



To avoid the hydrolysis reaction, the final dehydration is done under high partial pressure of HCl, the chemical reaction in this step is:



Figure 12 shows a simplified schematic of this process.

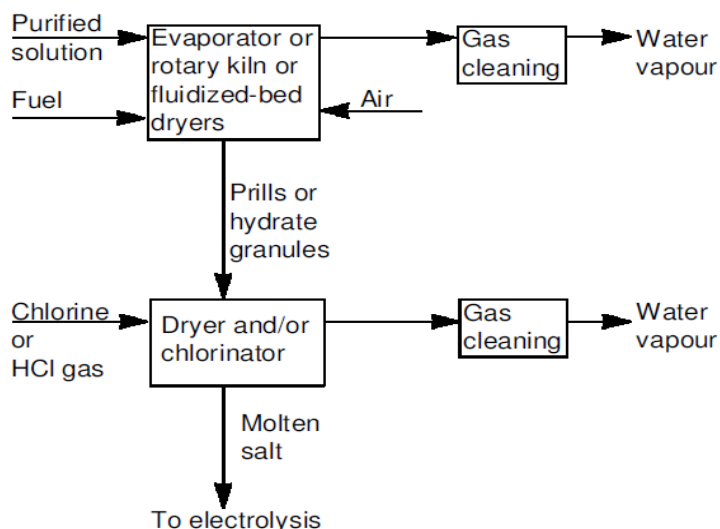


Figure12: simplified schematic of MgCl_2 dehydration process

The energy requirements during this process are determined based on energy and material balance.

c) Electrolysis Process

The chemical reactions of electrolysis (reduction/oxidation) are given in parts III, the current efficiency of the electrolysis depends critically on the purity of the feed material, the current efficiency generally ranges between 89 and 91%. The average daily production of each electrolysis cell is about 4 tons of Mg; the cells are typically operating with a cell voltage of 5.3 volts, giving a DC energy consumption of 13.0 kWh/kg Mg. in addition to 1.2 kWh/kg Mg is consumed in heating and melting of the feed [14].

V.2. Goal and scope definition

This work sets the functional unit with production capacity of 1 ton of magnesium metal. The objectives of this work are as follows:

- ✓ Display quantitatively the environmental load and compare the differences of the environmental impacts of magnesium production stages for the considered scenarios.
- ✓ Illustrate the accumulative environmental performances of magnesium production with the scenarios and provide a suggestion about energy use strategy.

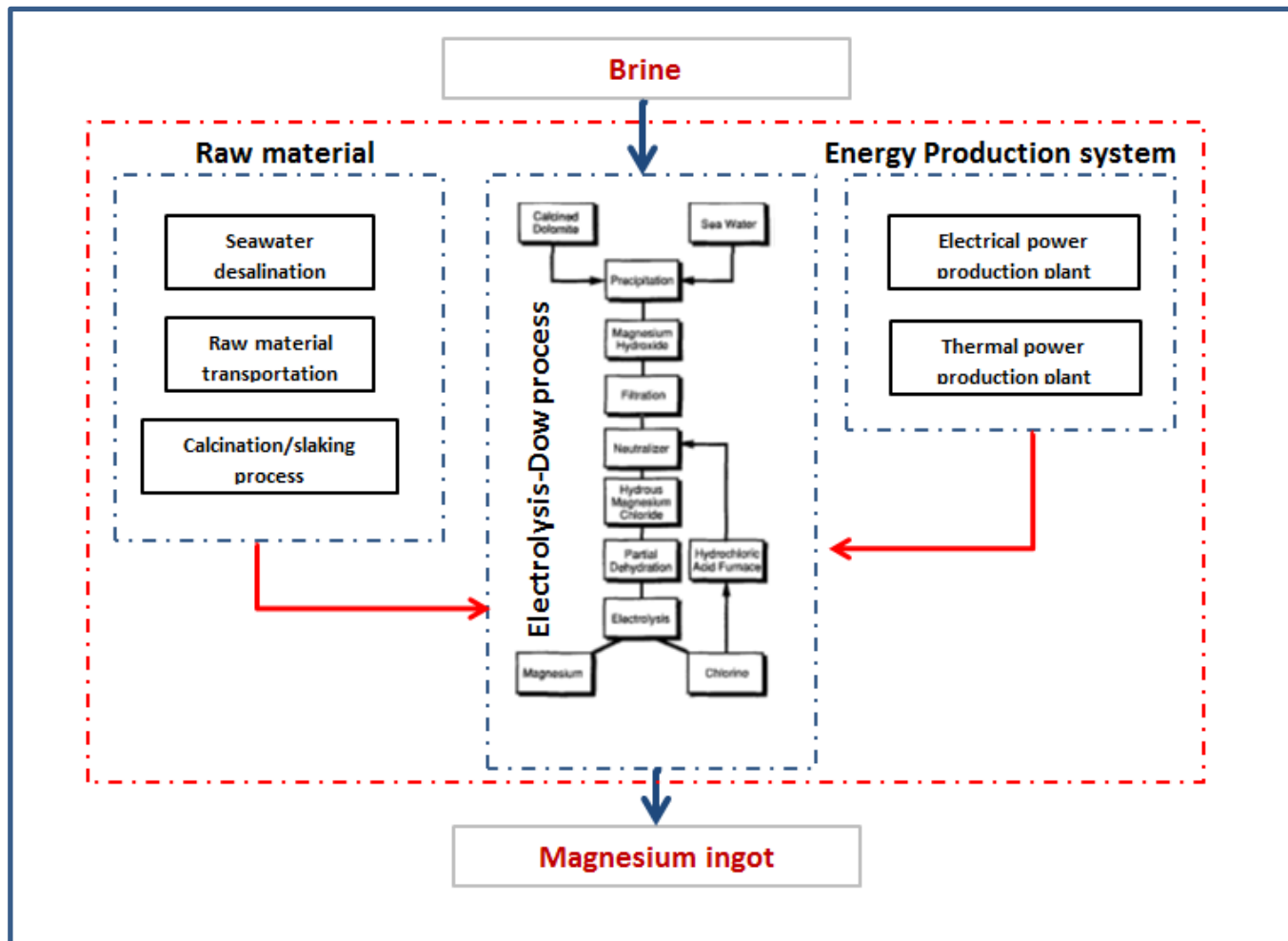


Figure13: System boundary of LCA of magnesium production using Dow process

The system boundary was illustrated in Figure 13. The DOW process can be subdivided into four steps:

- ✓ Dolomite calcination;
- ✓ Magnesium chloride extraction;
- ✓ Electrolysis Process;
- ✓ Magnesium metal production.

V.3. Life cycle inventory

a) Data collection of the main process

The inventory data of the scenarios discussed above are given in Table 5, this inventory showed the average value of all operations based on material and energy balance equations and estimations from literature.

b) Concentrated brine and Calcium carbonate

Concentrated brine and calcium carbonate are the major raw materials used in this process. The concentrated brine is provided from a seawater desalination unit using reverse osmosis process, the rate of fresh water recovery from the desalination unit is equal to 60%, and thus, the Mg concentration is approximately equals to 3.13 g/kg of brine.

Table 5: inventory of main resources and energy

Input	Unit	Scenario 1A	Scenario 1B	Scenario 1C	Scenario 2
Seawater	(m ³ /Ton Mg)	532,481	532,481	532,481	532,481
Brine	(m ³ /Ton Mg)	319,489	319,489	319,489	319,489
CaCO ₃	(Ton/Ton Mg)	4.165	4.165	4.165	4.165
Thermal energy	(kWh/Ton Mg)	9807	9807	9807	9807
Diesel	(kg/Ton Mg)	15.35	15.35	15.35	15.35
Coal	(kg/Ton Mg)	0	1,656	0	0
Naturel gas	(kg/Ton Mg)	0	0	1,034	0
Fuel oil	(kg/Ton Mg)	862	0	0	0
Electricity	(kWh/Ton Mg)	14040	14040	14040	14040

c) Emissions from energy sources

The pollutant emissions associated with the considered process include two major pollutants: Carbone dioxide (CO₂) and nitrogen oxides (NO_x). The emission factors from each source of energy are provided in table 6.

Table 6: Pollutants emissions from different energy sources [15-16]

Energy Source	CO ₂ Emissions (kg/kWh)	NO _x Emissions (kg/kWh)
Hard coal (thermal)	0.34	≈ 0.012
Fuel oil (thermal)	0.28	≈ 0.012
Diesel (thermal)	0.27	≈ 0.012
Natural gas (thermal)	0.2	≈ 0.012
Renewable energy	0	0
Electrical from up-grid	0.9	≈ 0.016

An additional amount of CO₂ is generated by the calcination reaction. This amount is evaluated based on the material balance and the stoichiometry of the calcination reaction. It is equal to 1.83 kg of CO₂/kg of Mg produced.

d) Transportation

Transport process includes the impact of emissions caused by materials transported to Mg plants such as CaCO₃. In all scenarios, 200 km has been assumed as average distance between the Desalination-Magnesium production plant and the calcium carbonate mine. Diesel trucks with a net load of 15 tons would be used for the raw materials transport.

V.4. Impact assessment

The environmental impact concerns depletion of abiotic resources, climate change, acidification, and human toxicity. The impact assessment method consists of three steps: characterization, normalization, and weighting.

V.5. Results and discussion

As shown in table 7, two major processes contribute to the environmental effect: Electrolysis and drying-melting processes. Indeed, for the first scenario, the electrolysis process represents 55% in terms of total energy consumption, 77% in terms of CO₂ emissions, and 91% in terms of NOx emissions. Also, the drying-melting process represents 32% in terms of energy consumption and 14% in terms of CO₂ emissions.

Table7: Life cycle emissions inventory of the considered scenarios

Scenario	Process	CO2 Emissions (kg/Ton Mg)	NOx Emissions (kg/Ton Mg)	Energy (kWh/Ton Mg)	Energy Cost (USD/Ton Mg)
Scenario 1-A	Transportation	50.6	2.5	187.5	13.12
	Calcination	579.3	0.55	2,069	124
	Pumping/Precipitation/filtration	882	15.7	980	98
	Drying/dehydration and melting	2,114	2.02	7,550	453
	Electrolysis and refining	11,790	209.6	13,100	1,310
Scenario 1-B	Transportation	50.6	2.5	187.5	13.12
	Calcination	703.5	1.6	2,069	124
	Precipitation/filtration	882	15.7	980	98
	Drying/dehydration and melting	2,567	5.84	7,550	453
	Electrolysis and refining	11,790	209.6	13,100	1,310
Scenario 1-C	Transportation	50.6	2.5	187.5	13.12
	Calcination	413.8	0.22	2,069	144
	Pumping/Precipitation/filtration	882	15.7	980	98
	Drying/dehydration and melting	1510	0.8	7,550	528
	Electrolysis and refining	11,790	209.6	13,100	1,310
Scenario 2	Transportation	50.6	2.5	187.5	13.12
	Calcination	0	0	2,069	207
	Pumping/Precipitation/filtration	0	0	980	215
	Drying/dehydration and melting	0	0	7,550	755
	Electrolysis and refining	0	0	13,100	2,882

Table 8: Life cycle emissions inventory of the considered scenarios-Total results

Parameter	Unit	Scenario 1A	Scenario 1B	Scenario 1C	Scenario 2
CO ₂ emissions	(kg/Ton Mg)	17,250	17,820	16,480	1,880
NO _x emissions	(kg/Ton Mg)	230	235	229	2.2
Energy Cost	(USD/Ton Mg)	2,000	2,000	2,090	4,070

Table 9: Emissions and costs related to desalination process

Parameter	CO ₂ Emissions (kg/Ton Mg)	NO _x Emissions (kg/Ton Mg)	Energy (kWh/Ton Mg)	Cost of energy (USD/Ton Mg)	Produced fresh water (m ³ /Ton Mg)
Scenario 1 (A,B,C)	402,570	7,157	447,300	44,730	319,488
Scenario 2	0	0	447,300	98,406	319,488

For the second scenario, only transportation of raw materials contributes in the pollutants emissions with very low rate (50.6 kg of CO₂ and 2.5 kg of NO_x per ton of produced Mg metal). In the third scenario, about 80% of CO₂ and 90% of NO_x emissions are caused by the electrolysis process.

VI. Conclusion

In this work, the life cycle assessment procedure is used to carry out the environmental impact of magnesium production with Dow electrolytic process based on seven different scenarios. The data are based on the current practice of magnesium production provided in the literature and the mass and energy balance equations. The comparison of results for the considered scenarios shows that there are much different results in terms of environmental impact, and the energy cost. Indeed, the study show that the environmental impact is significantly reduced by increasing the rate of fossil fuel energy replacement by renewable, yet, the cost of energy increases notably. In the case of using 100% fossil fuel, the amount of emissions and the energy cost depend on the type of fuel.

The comparison of the first three sub-scenarios in which fossil fuels are used to satisfy the energy requirement show that the use of natural gas for the thermal energy requirement is less harmful to the environment compared to the use of fuel oil and coal (less CO₂ and NO_x emissions), however, the cost of energy is higher. Also this comparison shows that the cost of thermal energy is approximately similar when using coal or fuel-oil, however, the use of fuel-oil is have less values of CO₂ and NO_x emissions.

References

- [1] Mustafa Kemal Kulekci, Magnesium and its alloys applications in automotive industry, *Int J Adv Manuf Technol* (2008) 39:851–865
- [2] I.S. Al Mutaz and K.M. Wagialia, Production of magnesium from desalination Brines, *Resources, Conservation and Recycling*, 3 (1990) 231-239.
- [3] Neelameggham R, Primary production of magnesium. doi:10.1533/9780857097293.1 In. Pekguleryuz MO, Kainer KU, Kaya A, editors. *Fundamentals of Magnesium alloy metallurgy*. Cambridge (UK): Woodhead Publishing; 2013, p. 1–32. Print book ISBN: 9780857090881.
- [4] A. S. Bhatti, D. Dollimore, A. Dyer, Magnesia from seawater: A Review, *Clay Minerals* (1984) 19, 865-875.
- [5] Wulandari, Winny; Brooks, Geoffrey A; Rhamdhani, Muhammad A and Monaghan, Brian J. Magnesium: Current and Alternative Production Routes [online]. In: *Chemeca 2010: Engineering at the Edge*; 26-29 September 2010, Hilton Adelaide, South Australia. Barton, A.C.T.: Engineers Australia, 2010: 347-357.
- [6] Sharma, R.A. *JOM* (1996) 48: 39. <https://doi.org/10.1007/BF03223100>
- [7] Korenko M, Larson C, Blood K, Palumbo R, Nudehi S, Diver R, Blood D, Šimko F, Venstrom LJ, Technical and economic evaluation of a solar thermal MgO electrolysis process for magnesium production, *Energy* (2017), doi: 10.1016/j.energy.2017.06.044.
- [8] ElMghouchi Y, ElBouardi A, Choulli Z, Ajzoul T. New model to estimate and evaluate the solar radiation. *Int J Sustain Built Environ* 2014; 3 (2): 225–34 December.
- [9] Y. ElMghouchi, T. Ajzoul, A. ElBouardi, Prediction of daily solar radiation intensity by day of the year in twenty-four cities of Morocco, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (2016) 823–831.
- [10] Esmail M.A. Mokheimer, Yousef N. Dabwan, Mohamed A. Habib, Syed A.M. Said, Fahad A. Al-Sulaiman, Techno-economic performance analysis of parabolic trough collector in Dhahran, Saudi Arabia, *Energy Conversion and Management* 86 (2014) 622–633.
- [11] D.B. Nelson, M.H. Nehrir, C. Wang, Unit sizing and cost analysis of stand-alone hybrid wind/PV/fuel cell power generation systems, *Renewable Energy* 31 (2006) 1641–1656.
- [12] T. Kosugi, P. S. Pak, Economic evaluation of solar thermal hybrid H₂O turbine power generation systems, *Energy* 28 (2003) 185–198.
- [13] Georges J. Kipouros, Donald R. Sadoway, A thermochemical analysis of the production of anhydrous MgCl₂. *Journal of Light Metals*, Vol 1, Issue 2, May 2001, Pages 111-117.
- [14] Book: *Essential readings in magnesium technology*, Edited by: Suveen N. Mathaudhu, Alan A. Luo, Neale R. Neelameggham, Eric A. Nyberg, Wim H. Sillekens. DOI 10.1007/978-3-319-48099-2.
- [15] http://www.iea-amf.org/content/fuel_information/lpg
- [16] https://www.volker-quaschning.de/datserv/CO2-spez/index_e.php

Liste des figures

Figure	Titre	Page
Figure III.1	<i>Schéma simplifié d'un module tubulaire</i>	023
Figure III.2	<i>Schéma simplifié d'un module spiral</i>	023
Figure III.3	<i>Différents systèmes de récupération d'énergie dans les stations d'OI</i>	024
Figure III.4	<i>Schéma simplifié d'une cellule d'électrolyseur</i>	025
Figure III.5	<i>Schéma simplifié d'un procédé de distillation membranaire</i>	027
Figure III.6	<i>Différentes configurations du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple</i>	028
Figure III.7	<i>Procédé d'évaporation à effet multiple couplé avec la compression de vapeur</i>	0030
Figure III.8	<i>Procédé d'évaporation par détente à étage multiple</i>	030
Figure III.9	<i>Procédé d'évaporation par humidification-déshumidification</i>	032
Figure III.10	<i>Différente combinaisons entre les technologies d'énergie renouvelable et le procédé de dessalement</i>	034
Figure IV.1	<i>Schéma simplifié du procédé MED de l'UIR</i>	052
Figure IV.2	<i>Schéma simplifié du système solaire et stockage d'énergie thermique</i>	053
Figure IV.3	<i>Algorithme de calcul et d'optimisation de l'unité d'évaporation</i>	059
Figure IV.4	<i>Coefficient d'échange U_1 vs diamètre et longueur des tubes</i>	061
Figure IV.5	<i>Débit massique spécifique d'eau solaire vs diamètre et longueur des tubes</i>	061
Figure IV.6	<i>Section de passage vs diamètre et longueur des tubes</i>	061
Figure IV.7	<i>Coefficient d'échange U_1 vs température de fluide caloporteur et T_1</i>	061
Figure IV.8	<i>Surface d'échange A_1 vs diamètre et longueur des tubes</i>	062
Figure IV.9	<i>Différence de température logarithmique vs température de fluide caloporteur et T_1</i>	062
Figure IV.10	<i>Coefficient d'échange U_3 vs diamètre et longueur des tubes</i>	062
Figure IV.11	<i>Vue isométriques : (1) Evaporateur 1, (2) Evaporateur 2.3 et 4, (3) condenseur.</i>	065
Figure IV.12	<i>Différentes configurations de mélangeage des fluides</i>	066
Figure IV.13	<i>Intervalles de températures- Cas d'étude : Configuration 2 et $\Delta T_{\min}=2^{\circ}\text{C}$</i>	069
Figure IV.14	<i>Diagramme en cascade- Cas d'étude : Configuration 2 et $\Delta T_{\min}=2^{\circ}\text{C}$</i>	069
Figure IV.15	<i>Diagramme de grille - Cas d'étude : Configuration 2 et $\Delta T_{\min}=2^{\circ}\text{C}$</i>	070
Figure IV.16	<i>Différents coûts vs $\Delta T_{\min}$-(A): Configuration 1, (B): Configuration 2, (C): Configuration 3, (D): Coût total pour les configurations 1, 2 et 3.</i>	072
Figure IV.17	<i>Schéma simplifié du flowsheet de l'unité d'évaporation et réseau d'échangeur de chaleur</i>	074
Figure IV.18	<i>Panneaux solaires à tubes sous-vide</i>	075
Figure IV.19	<i>Calcul de la distance minimale entre les panneaux solaires</i>	077
Figure IV.20	<i>Schéma simplifié du circuit hydraulique du champ solaire</i>	078
Figure V.1	<i>Schéma simplifié de l'unité d'évaporation à n effets</i>	084
Figure V.2	<i>Algorithme de calcul et d'optimisation de l'unité d'évaporation à n effets</i>	088
Figure V.3	<i>Variation de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets-Capacité de production : $5\text{m}^3/\text{jour}$.</i>	089
Figure V.4	<i>Variation de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets-Capacité de production : $10\text{m}^3/\text{jour}$.</i>	090

Figure V.5	Variation de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets-Capacité de production : $100m^3$ /jour.	090
Figure V.6	Variation de surface d'échange thermique totale (m^2), puissance thermique requise (kW), coût annuel (Euro) et coût annuel d'unité solaire (Euro) en fonction du nombre d'effets-Capacité de production : $1500 m^3$ /jour.	091
Figure V.7	Variation du coût de production d'eau douce (exprimé en Euro/ m^3) pour différents nombres d'effets et différentes capacité de production	091
Figure V.8	Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet- Premier effet, Capacité : $5m^3$ /jour	098
Figure V.9	Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet- Condenseur, Capacité : $5m^3$ /jour	098
Figure V.10	Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet- Premier effet, Capacité : $1000 m^3$ /jour	099
Figure V.11	Variation du taux de destruction d'exergie (kW), le potentiel d'amélioration (kW) et l'efficacité exergetique en fonction de la température du premier effet- Condenseur, Capacité : $1000 m^3$ /jour	099
Figure VI.1	Schéma simplifié des quatre types de configurations des systèmes solaires à coupler avec le procédé de dessalement par évaporation à effet multiple	106
Figure VI.2	Algorithme de calcul des réflecteurs cylindro-paraboliques	112
Figure VI.3	Variation de l'efficacité thermique des collecteurs solaires en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC)	113
Figure VI.4	Variation de la surface de captage des collecteurs solaires (Aperture area expressed in m^2) en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC, Irradiation solaire : $800W/m^2$)- Puissance thermique requise : $49.04kW$ (Desalination unit design capacity : $5m^3$ /day)	114
Figure VI.5	Variation de débit du fluide caloporteur (exprimé en kg/s) en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC, Irradiation solaire : $800W/m^2$)-Puissance thermique requise : $49.04kW$ (Desalination unit design capacity : $5m^3$ /day)	114
Figure VI.6	Variation de la surface d'échange de l'évaporateur intermédiaire utilisé dans la configuration (C) en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur (Température d'entrée : $90^\circ C$ pour VTC et $120^\circ C$ pour le PTC, Irradiation solaire : $800W/m^2$)-Puissance thermique requise : $49.04kW$ (Desalination unit design capacity : $5m^3$ /day)	115
Figure VI.7	Variation du coefficient d'échange thermique global au niveau du premier effet en fonction de la température et la nature du fluide caloporteur (Température du premier effet: $70^\circ C$, desalination system capacity : $5m^3$ /day)	115
Figure VI.8	Résultats d'optimisation du coût de production d'eau douce en considérant les quatre différentes configurations de production d'énergie solaire thermique	118
Figure VII.1	Flowsheet du procédé de dessalement par évaporation à effet multiple couplé avec	123

	<i>la compression mécanique de vapeur et utilisant l'énergie hybride photovoltaïque-éolienne</i>	
Figure VII.2	<i>Schéma en bloque illustrant les quatre étapes utilisées pour optimiser le système de production d'énergie électrique hybride</i>	127
Figure VII.3	<i>Le profil de vitesse moyenne du vent (m/s) et l'irradiation solaire (W/m^2) pendant une année pour la région de Laayoune-Maroc</i>	128
Figure VII.4	<i>Profil de variation de la disponibilité de la puissance électrique (kW), l'énergie mensuelle (MWh/mois) et le coût spécifique de l'énergie électrique produite (Euro/kWh) pour un panneau solaire et une turbine éolienne</i>	130
Figure VII.5-1	<i>Algorithme d'optimisation du système de production d'énergie électrique hybride</i>	132
Figure VII.5-2	<i>Algorithme d'optimisation de l'unité de dessalement</i>	135
Figure VII.6	<i>Coefficient d'échange de chaleur par ébullition au niveau du premier effet vs le rapport de pression β et T1</i>	137
Figure VII.7	<i>Coefficient d'échange de chaleur global au niveau du premier effet vs le rapport de pression β et T1</i>	137
Figure VII.8	<i>Surface d'échange thermique au niveau du premier effet vs le rapport de pression β et T1-Représentation 2d</i>	137
Figure VII.9	<i>Surface d'échange thermique au niveau du premier effet vs le rapport de pression β et T1-Représentation 3d</i>	137
Figure VII.10	<i>Puissance électrique consommée vs le rapport de pression β et T1-Représentation 2d</i>	138
Figure VII.11	<i>Puissance électrique consommée vs le rapport de pression β et T1-Représentation 3d</i>	138
Figure VII.12	<i>Surface d'échange de chaleur de l'échangeur HX1 vs le rapport de pression β et T1</i>	138
Figure VII.13	<i>Surface d'échange de chaleur de l'échangeur HX2 vs le rapport de pression β et T1</i>	138
Figure VII.14	<i>Coût unitaire de production d'eau douce vs le rapport de pression β et T1</i>	139
Figure VII.15	<i>Coût unitaire de production d'eau douce vs le rapport de pression β et capacité de production</i>	139
Figure VII.16	<i>Résultats d'optimisation pour différents nombre d'effets et différentes capacité de production- Variation de la surface d'échange thermique globale de l'unité d'évaporation et la puissance électrique consommée en fonction du nombre d'effets</i>	142
Figure VII.17	<i>Coût de production optimisé d'eau douce vs le nombre d'effet et la capacité de production</i>	143
Figure VII.18	<i>Coût de production d'eau douce en utilisant le procédé MED et le procédé MED-MVC</i>	143
Figure VII.19	<i>Variation du taux de destruction d'exergie pour différents composants de l'unité d'évaporation en fonction de la variation de la différence de température entre le premier et le dernier effet</i>	148
Figure VII.20	<i>Variation de l'efficacité exergétique pour différents composants de l'unité d'évaporation en fonction de la variation de la différence de température entre le premier et le dernier effet</i>	149
Figure VII.21	<i>Variation du potentiel d'amélioration pour différents composants de l'unité d'évaporation en fonction de la variation de la différence de température entre le premier et le dernier effet</i>	149
Figure VII.22	<i>Flowsheet du procédé d'évaporation à effet multiple couplé avec la compression de vapeur multiple à refroidissement</i>	151

Figure VII.23	Compression multiple à refroidissement représenté sur le diagramme P-h (Pression-Enthalpie)	151
Figure VIII.1	Schéma de l'unité de dessalement de Plataforma Solar de Almeria	159
Figure VIII.2	Schéma simplifié illustrant l'unité pilote de dessalement d'Abu Dhabi	162

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
Tableau II.1	Composition chimique moyenne de l'eau de mer	013
Tableau III.1	Données et spécifications de quelques unités de dessalement existantes utilisant la séparation membranaire et l'énergie renouvelable	038
Tableau III.2	Données et spécifications de quelques unités de dessalement existantes utilisant le changement de phase et l'énergie renouvelable	039
Tableau III.3	Résumé des données et spécifications des unités de dessalement couplées à l'énergie renouvelable	043
Tableau IV.1	Spécifications techniques des panneaux solaires à tubes sous-vide	052
Tableau IV.2	Résultats d'optimisation pour les quatre effets	064
Tableau IV.3	Résultats d'optimisation pour le condenseur	064
Tableau IV.4	Spécifications des fluides pour la configuration 1	067
Tableau IV.5	Spécifications des fluides pour la configuration 2	067
Tableau IV.6	Spécifications des fluides pour la configuration 3	068
Tableau IV.7	Dimensions des échangeurs à plaques	068
Tableau IV.8	Températures cibles et températures modifiées des différents fluides- cas d'étude : configuration 2 et $\Delta T_{\min}=2^{\circ}\text{C}$	068
Tableau IV.9	Résultats du dimensionnement des échangeurs de chaleur	074
Tableau IV.10	Résultats de calcul des collecteurs solaires à tubes sous-vide	076
Tableau IV.11	Résultats de calcul de la puissance de pompage du système solaire	078
Tableau IV.12	Schéma du système de contrôle	080
Tableau V.1	Résultats de dimensionnement optimisé de l'unité d'évaporation à effet multiple pour différente capacité de production	092
Tableau V.2	Résultats de calcul d'exergie pour différente capacité de production	096
Tableau VI.1	Spécifications géométriques des réflecteurs cylindro-paraboliques	104
Tableau VI.2	Spécifications optiques des réflecteurs cylindro-paraboliques	104
Tableau VI.3	Pourcentage en coût d'investissement du réflecteur cylindro-parabolique	111
Tableau VI.4	Validation du modèle développé pour le calcul des réflecteurs cylindro-parabolique	112
Tableau VI.5	Résultats d'optimisation du coût de production de l'eau douce	118
Tableau VI.6	Résultats de dimensionnement en utilisant la configuration (D)	120
Tableau VII.1	Spécifications techniques des panneaux solaires à tubes sous-vide	125
Tableau VII.2	Spécifications des panneaux photovoltaïques	125
Tableau VII.3	Spécifications des turbines éoliennes	125
Tableau VII.4	Spécifications des batteries de stockage	125
Tableau VII.5	Résultats de dimensionnement initial	130
Tableau VII.6	Résultats d'optimisation du système hybride pour une production de 1MW	132
Tableau VII.7	Résultats d'optimisation pour différente capacité de production d'électricité	133
Tableau VII.8	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats de modélisation	136
Tableau VII.9	Résultats de dimensionnement optimisé de l'unité MED-MVC pour différentes capacités de production	144

Tableau VII.10	Résultats de calcul de destruction d'exergie pour l'unité d'évaporation	148
Tableau VII.11	Résultats de calcul du procédé de compression multiple à refroidissement	153
Tableau VIII.1	Données de design de l'unité de dessalement de Plataforma Solar de Almeria	160
Tableau VIII.2	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats modélisés pour l'unité de PSA	161
Tableau VIII.3	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats modélisés pour l'unité pilote d'Abu Dhabi	163
Tableau VIII.4	Données de design de l'unité de dessalement de l'unité pilote d'Abu Dhabi	164

Liste des publications et brevets

➤ Publications et articles scientifiques:

- ✓ **M. Ghazi** , M. Faqir, E. Essadiqi, M. Mada, *Thermal analysis and optimization of mechanical vapour compression desalination process driven by renewable energy using genetic algorithm, Desalination and Water Treatment* 135 (2018) 1–22.
- ✓ Mellouk, L., **Ghazi, M.**, Aaroud, A., Boulmalf, M., Benhaddou, D., & Zine-Dine, K. (2019). Design and energy management optimization for hybrid renewable energy system-case study: Laayoune region. *Renewable Energy*, 139, 621-634.
- ✓ **M. Ghazi**, E. Essadiqi, M. Mada, M. Faqir, A. Benabdellah, *Optimal Number of Effects for Multi Effect Evaporation SeawaterbDesalination Process Using Solar Thermal Energy-Plate Evaporators, International Journal on Energy Conversion (I.R.E.CON.)*, Vol. 6, N. 3, (2017) 98-105
- ✓ **Ghazi, M.**, Essadiqi, E., Mada, M., Faqir, M., Benabdellah, A., *Seawater Desalination Pilot Plant: Optimal Design and Sizing of Solar Driven-Four Effect Evaporators Combined with Heat Integration Analysis, (2017) International Review on Modelling and Simulations (IREMOS)*, 10 (3), pp. 177-192.
- ✓ **M. Ghazi**, M. Faqir, E. Essadiqi, M. Mada, A. B. Abdellah, “Steady-state analysis of four effects evaporation desalination process using thermal solar energy”. *International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC15)*, pp. 1-6. December 2015. (IEEE).
- ✓ **M Ghazi**, E Essadiqi, M Faqir, M Mada, AB Abdellah, *Study and Design of Hybrid Wind-Photovoltaic System for Medium Scale Mechanical Vapor Compression Desalination Unit for Two Different Sites in Morocco, 2017 International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, 1-6.
- ✓ **Mohamed Ghazi**, Mohamed Mada, Azzedine Laknizi, Abdessamad Fikri , Ismail Driouch, Elhachmi Essadiqi, Mustafa Faqir , Abdellatif Benabdellah, *Modeling and Thermal Analysis of Small Scale Desalination System Using Humidification-Dehumidification Process Driven by Solar Energy,(In press) 2018 International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*.

➤ Brevets d'invention

ENERGY GENERATOR USING THERMAL SOLAR CAPTURE AND MOMENT

Inventeurs	Mohamed GHAZI, El Hachmi ESSADIQI, Mustapha FAQIR, Houssam ASSILA, Mohamed MADA, Fathi GHANAMEH		
Date de publication	2016	Numéro du brevet	WO/2018/117778
Office des brevets	WO	Numéro de dépôt	PCT/MA2016/000027