

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة سعد دحلب البلدية (1)
Université SAAD DAHLAB-Blida 1



Faculté Technologie
Département de mécanique
Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique
Spécialité Installations Energétiques et Turbomachines

Thème

**Etude d'une unité de dessalement Multi effet
(MED) couplée à une centrale cycle combinée**

Présenté par :

Guettouche Chakib

Magraoui Sidali

Soutenu le :

29/06/2025

Proposé et Dirigé par :

Mr .Hadji Ahmed

Année universitaire : 2024/2025

Remerciements

Nous adressons tout d'abord nos plus sincères remerciements à Dieu, le Clément, le Miséricordieux, qui nous a accordé le courage et la patience nécessaires pour mener à bien ce travail.

Nous exprimons notre profonde gratitude à notre promoteur, *Mr. Hadji Ahmed* pour son accompagnement précieux tout au long de ce projet. Nous vous remercions pour votre disponibilité constante, votre bienveillance et, surtout, pour vos conseils éclairés. Vous avez su nous guider avec rigueur, tout en nous laissant la liberté de développer nos propres idées. Votre patience face à nos nombreuses interrogations, votre expertise et votre capacité à nous pousser vers l'excellence ont été des atouts inestimables. Ce mémoire reflète la richesse de vos enseignements et de vos précieux conseils. Merci, *Mr. Hadji Ahmed*, pour la confiance que vous nous avez témoignée et pour avoir été un guide exemplaire tout au long de cette aventure.

Nos remerciements chaleureux vont également à *Mr. Abdi* et *Mr. Boumeddane* pour avoir accepté de faire partie de notre jury. Leurs remarques pertinentes ont grandement enrichi la qualité de notre travail.

Un remerciement spécial est adressé à *Tous ceux qui nous ont soutenus* pour ses deux années de master, au cours desquelles nous avons véritablement appris ce qu'est la recherche scientifique. Vous nous avez enseigné l'importance d'une démarche rigoureuse, au-delà des simples projets académiques, et avez éveillé en nous une véritable curiosité scientifique. Vos conseils avisés, votre générosité et votre passion pour l'enseignement ont été une source d'inspiration inestimable. Ce mémoire est le reflet des précieuses leçons que nous avons tirées de votre encadrement. Merci pour votre disponibilité et votre bienveillance, qui ont transformé cette expérience en un apprentissage authentique et enrichissant.

Nous exprimons également notre reconnaissance à *lui* pour sa gentillesse et ses précieux conseils, qui ont contribué de manière significative à la qualité de ce travail.

Enfin, nos remerciements vont à l'ensemble des enseignants de l'option **Installation Energétique et Turbomachine**, pour la qualité de leur enseignement, leur soutien constant et leurs encouragements.

Dédicace 1

Je dédie ce mémoire à :

- *Mes chers parents, piliers de ma vie, pour leur patience, leurs sacrifices et leur foi en mes capacités.*
- *Mes proches, qui ont été une source de soutien et d'inspiration tout au long de cette aventure.*
- *Mes enseignants, pour m'avoir guidé et transmis leur savoir avec passion.*
- *Mon binôme, avec qui j'ai partagé cette expérience enrichissante, pour son sérieux, son dévouement et sa précieuse collaboration.*

Dédicace 2

Je dédie ce travail :

- *À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien moral et matériel, ainsi que leurs encouragements constants tout au long de mon parcours.*
- *À mes frères et sœurs, pour leur présence réconfortante et leur motivation indéfectible.*
- *À mes amis proches, pour leur compréhension et leurs encouragements dans les moments Enfin, à mon binôme, pour sa collaboration patience et son engagement dans la réalisation de ce projet.*

ملخص:

تتناول هذه الأطروحة دمج تقنيات تحلية مياه البحر مع الدورات الديناميكية الحرارية في سياق ندرة المياه والتحول الطاقوي في الجزائر، وتسلب الضوء على استخدام التقطير متعدد التأثيرات مع دورة مركبة (توربين غازي + توربين بخاري) لإنتاج مياه عذبة بكفاءة واستدامة. ومن خلال دراسة توليد الكهرباء في محطة حجرة النص (ميغاوات 1227)، تستكشف هذه الدراسة أداء توربينات الغاز والبخار من حيث استهلاك الطاقة بالإضافة إلى عمليات استعادة الحرارة. كما يهدف البحث إلى تحسين إدارة موارد المياه والطاقة مع خفض التكاليف والآثار البيئية.

كلمات مفتاحية: تحلية مياه البحر، التقطير متعدد التأثيرات، توربينات الغاز والبخار، محطة حجرة النص، دورة مركبة، توليد الكهرباء

Résumé :

Ce mémoire traite de l'intégration des technologies de dessalement de l'eau de mer avec les cycles thermodynamiques dans un contexte de pénurie hydrique et de transition énergétique en Algérie. Il met en lumière l'utilisation de la distillation à effets multiples (MED) couplée à un cycle combiné (turbine à gaz + turbine à vapeur) pour produire de l'eau douce de manière efficace et durable. À travers l'étude de la production d'électricité à la station Hadjret-En-Nouss (1227 MW), le document explore les performances énergétiques des turbines à gaz et à vapeur, ainsi que les processus de récupération de chaleur. L'objectif est d'optimiser la gestion des ressources en eau et en énergie, tout en réduisant les coûts et les impacts environnementaux.

Mots clés : dessalement de l'eau de mer ، la distillation a effets multiples ، turbines à gaz et à vapeur ،la centrale de Hadjret – En- Nouss ،cycle combine ، production d'électricité

Abstract:

This thesis deals with the integration of seawater desalination technologies with thermodynamic cycles in a context of water scarcity and energy transition in Algeria .it highlights the use of multi –effect distillation (MED) coupled with a combined cycle (gas turbine + steam turbine) to produce fresh water in an efficient and sustainable way. Through the study of electricity production at the Hadjret –En-Nouss station (1227 MW), the paper explores the energy performance of gas and steam turbines, as well as heat recovery processes. The objective is to optimize the management of water and energy resources, while reducing costs and environmental impacts.

Key words: seawater desalination ، multi effect distillation ، gas and steam turbines ، Hadjret –En-Nouss station ،combined cycle ، electricity production

Table des matières

INTRODUCTION GENERAL	17
Chapitre I : Le dessalement	
I.1 Introduction	19
I.2 Le dessalement état de l'art	20
I.3 Le dessalement en l'Algérie	21
I.4 Procédés de dessalement	22
I.4.1 Classification des procédés de dessalement.....	23
I.4.1.1 Les procédés de dessalement à énergie thermique.....	24
a. Une distillation par détente à étages multiples (Distillation Multi-Stages Flash – MSF).	24
b. Distillation à multi-effets (MED)	25
c. Distillation membranaire (DM).....	26
I.4.1.2 Les procédés de dessalement à énergie électrique.....	27
a. Osmose inverse (OI).....	27
b. Électrodialyse conventionnelle.....	28
I.5 Système de dessalement MED connecté à un cycle combiné	29
1.5.1 Description du processus MED et couplage avec un cycle combiné.....	31
I.6 Modélisation mathématique de l'unité MED	32
I.6.1 Équations des préchauffeurs.....	33
I.6.2 Équations des effets	34
I.6.3 Équations des condenseurs	36
Chapitre II : Généralités sur les cycles combines	
II.1 Introduction	38
II.2 Présentation de de la centrale électrique 1227MW de Hadjret-En Nous	39
II.2.1 SNC-Lavalin.....	40
II.2.2 Fiche technique du projet (SNC.LAVALIN)	40

II.3 Shariket Kahraba Hadjret En Nouss SKH	40
II.3.1 Cycle combine	41
II.3.2 Les principales composantes d’une centrale à cycle combiné.....	42
II.3.3 LES CARACTERISTIQUES DE CENTRALE	44
II.3.3.1 Description des composants et flux de schéma.....	45
II.3.3.1.1 Cycle à vapeur (Cycle de Rankine) -partie inférieure du schéma	45
II.3.3.1.2 Cycle a gaz (Cycle de brayton) –Partie supérieure du schéma.....	45
II.3.3.1.3 Fonctionnement global.....	45
II.4 Description et données thermiques de la centrale SKH	46
II.4.1 La turbine à gaz	47
II.4.2 classification des turbines à gaz.....	48
II.4.2.1 Mode de construction	49
II.4.2.2 Mono – Arbre	49
II.4.2.3 Bi –arbre	50
II.4.3 Mode de travail	51
II.4.3.1 A. Turbine à action	51
II.4.3.2 B. turbine à réaction	51
II.4.4 Mode de fonctionnement thermodynamique	52
II.4.4.1 A. Turbine à gaz à cycle ferme	53
II.4.4.2 B. Turbine à gaz à cycle ouvert	53
II.4.4.3 Turbine a cycle simple	53
II.4.4.4 Turbine a cycle régénère.....	53
II.5 Domaines d’utilisation des turbines à gaz	53
II.5.1 A. Appareils fixes	53
II.5.2 B. Appareils mobiles	53
II.6 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	54
II.6.1 A. Avantages	54
II.6.2 B. Inconvénients	54
II.7 rendement de turbine à gaz	54
II.7.1 Rendement thermique	54

II.7.2	Ordre de grandeur du rendement	55
II.7.3	Rendement électrique	56
II.7.4	Amélioration du rendement	56
II.8	Chaudière de récupération.....	56
II.9	Circuit des gaz d'échappement.....	57
II.10	Turbine à vapeur	58
II.10.1	Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur	59
II.10.2	Classification des turbines à vapeur.....	59
II.10.3	les avantages et inconvénients des turbines à vapeur.....	60
II.10.3.1	Avantages	60
II.10.3.2	Inconvénients	60
II.11	Le rendement de turbine à vapeur	61
II.11.1	Définition du rendement	61
II.11.2	Types de rendement	61
II.11.3	Amélioration du rendement	61
II.12	Bilan énergétique	61
II.12.1	énergie entrante.....	61
II.12.2	énergie sortante	62
II.13	Condenseur.....	62
II.14	Transformateurs et poste de départ.....	62
II.15	Génératrices de secours.....	62
II.16	Le générateur (alternateur)	63
II.17	Les cycles thermodynamiques	63
II.17.1	Composants du cycle de Brayton (turbine à gaz).....	63
II.17.2	Le Bilan énergétique du cycle brayton.....	64
II.17.3	Calcul du rendement thermique	65
II.17.4	Rendement du cycle de brayton idéal (air standard)	65
III.17.5	Factures améliorant le rendement.....	66
II.17.6	Limites du cycle de brayton.....	66
II.18	Le cycle de Rankine (turbine à vapeur, récupération de chaleur)	66

II.18.1 composants du cycle Rankine (turbine à vapeur)	67
II.18.2 Le Bilan énergétique du cycle Rankine	68
II.18.3 Rendement du cycle Rankine	68
II.18.4 Amélioration du cycle	68
II.19 Principe d'un cycle combine.....	69
II.19.1 Récupération de la chaleur des gaz d'échappement.....	70
II.20 Bilan et rendement énergétique.....	71
II.21 Rendement thermique η_{cc} du cycle combine	73
II.22 Conclusion.....	74

CHAPITRE III : Résultats et Interprétation

III.1.Introduction :.....	77
III.2.Analyse du Débit de Distillat (Dt) dans le Système MED.....	77
III.2.1 Définition du Débit de Distillat (Dt)	77
III.3. Analyse de la Surface d'Échange des Préchauffeurs (Af) dans le Système MED..	78
III.3.1. Définition de Af :.....	79
III.4. Analyse de la Surface Spécifique d'Échange (AoD) dans le Système MED.....	80
III.4.1. Définition de AoD.....	80
III.5. Analyse de la Surface d'Échange du Condenseur (Ac) dans le Système MED.....	81
III.5.1. Définition et Importance de Ac	82
III.6. Analyse de la Surface d'Échange Totale (Att) dans le Système MED.....	83
III.6.1. Définition et Importance de Att	84
III.7. Analyse du Rapport Eau de Refroidissement/Distillat (CoD) dans les Systèmes MED.	
III.7.1. Définition et Importance du CoD.....	85

III.8. Analyse de la Surface d'Échange Thermique Totale (A_t) dans les Systèmes MED..	86
III.8.1. Définition et Composantes de A_t	87
III.9. Analyse du Débit d'Eau de Refroidissement (M_c) dans les Systèmes MED.....	88
III.9.1 Définition et Importance de M_c	89
III.10. Analyse du Débit de Saumure (D_b) dans les Systèmes MED.....	90
III.10.1 Définition et Importance de D_b	90
III.11. Analyse Approfondie du Gain Output Ratio (GOR) dans les Systèmes MED....	91
III.11.1. Définition Fondamentale du GOR.....	92
III.12. Analyse du Performance Ratio (PR) dans les Systèmes MED.....	93
III.12.1. Définition et Calcul du PR.....	94
III.13. Conclusion	95
Conclusion Générale	97

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Répartition des stations de dessalement d'eau de mer en Algérie.....	23
Figure I.2 : Procédés de dessalement.....	24
Figure I.3: schéma d'un Multi Stage Flash MSF.....	26
Figure I.4 : schéma d'un Multi Effet Distillation MED.....	27
Figure I.5 : Principe de la distillation membranaire.....	28
Figure I.6: schéma d'une unité de dessalement Osmose Inverse OI.....	29
Figure I.7 : Schéma d'une unité d'électrodialyse ED.....	29
Figure I.8: configuration MED standard.....	32
Figure II. 1 : central cycle combine de hajret el nouss.....	42
Figure II. 2 : Schème de cycle combine.....	45
Figure II. 3 : Turbine à gaz (TG) modelé PG9371FB GE.....	47
Figure II. 4 : Fiche technique de la turbine à gaz.....	48
Figure II. 5 : Organigramme de la classification des turbines à gaz.....	50
Figure II. 6 : schéma d'une turbine à gaz mono- arbre.....	51
Figure II. 7 : Schéma d'une turbine à gaz bi arbre.....	52
Figure II.8 : schéma d'une turbine à action.....	53
Figure II. 9 : schéma d'une turbine a action et réaction.....	53
Figure II. 10 : La chaudière de récupération de chaleur (HRSG).....	57
Figure II. 11 : Turbine à vapeur.....	59

Figure II.12 : organigramme de classification des turbines à vapeur.....	60
Figure II. 13 : Diagramme P-V et T-S du cycle baryton.....	65
Figure II.14 : schéma du cycle Rankine.....	68
Figure II.15 : schéma du cycle idéal de Rankine.....	67
Figure III.1 : schéma d'un Multi Effet Distillation MED.....	79
Figure III.2 : schéma d'une cycle combine.....	80
Figure III.3 : Organigramme de cycle combine.....	82
Figure III.4 : courbe de variation Dt en fonction de N (nombre d'effets).....	83
Figure III.5: courbe de variation Af en fonction de N (nombre d'effets).....	85
Figure III.6: courbe de variation AoD en fonction de N (nombre d'effets).....	86
Figure III.7: courbe de variation Ac en fonction de N (nombre d'effets).....	88
Figure III.8: courbe de variation Att en fonction de N (nombre d'effets).....	90
Figure III.9: courbe de variation CoD en fonction de N (nombre d'effets).....	91
Figure III.10: courbe de variation At en fonction de N (nombre d'effets).....	93
Figure III.11: courbe de variation Mc en fonction de N (nombre d'effets).....	95

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II. 1 : Fiche technique du projet.....	39
Tableau II.2 : Sommaire des caractéristiques du central.....	43
Tableau II.3 : amélioration de rendement.....	66

Nomenclature

BP :	Basse pression	(Bar)
CC :	cycle combiné	
Cp :	capacité calorifique spécifique du gaz	(j /kg .C°)
Cpg :	capacité thermique massique des gaz de combustion	(j/kg. k)
GVR :	Générateur de vapeur récupérateur	
GIS :	Station électrique	
GOR :	Gain Output Ratio	
h_1 :	enthalpie spécifique de la vapeur à l'entrée	(kJ /kg)
h_2 :	enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie	(KJ/KG)
HRSG :	Chaudière de récupération de chaleur	
HP :	Haute pression	(Bar)
LMTD :	la différence de température moyenne logarithmique	
\dot{m}_F :	débit d'eau d'alimentation	(kg /s)
\dot{m}_B :	débit de saumure rejetée	(kg /s)
\dot{m}_D :	débit d'eau distillée	(kg /s)
\dot{m}_c :	Débit de combustible	(kg /s)
\dot{m}_a :	Débit d'air	(kg /s)
mg :	Le débit des gaz d'échappements	(kg /s)
\dot{m} :	débit massique de la vapeur	(kg /s)
\dot{m}_{bv} :	Le vapeur générée par l'ébullition	(kg /s)
MC :	Masse de condensat	(kg /h)
MP :	Moyenne pression	(Bar)
MED :	Multi Effect Désaliénation	
P out:	puissance mécanique sortante	(KW)
PCI :	pouvoir calorifique inferieur	(kj/kg)

$P_{cc \text{ net}}$:	Puissance nette cycle combine	(Mw)
P_g :	Perte au générateur	(Mw)
PR :	Performance de Ratio	
Q_c :	Energie reçue par les gaz (combustion)	(kj /kg gaz)
QMED :	chaleur transférée au système MED	(kw)
Q gaz :	chaleur utilisée pour générer de la gaz	(kJ/s)
r_p :	Rapport de pression (P2-P1)	
T_c :	Température de la source de refroidissement	(C°)
T_n :	Température du dernier effet	(C°)
TBT :	Température de saumure supérieure	(C°)
TG :	Turbine à Gaz	
T_v :	Turbine à vapeur	
T_c :	Température des gaz en sortie de chambre de combustion	(k)
T_e :	Température de l'aire a l'entrée de la chambre de combustion	(k)
Trej :	Température de rejet	(C°)
ΔT :	Température entre les effets	(C°)
$\Delta T'$:	Température entre les préchauffeurs	(C°)
U_e :	Coefficient global d'échange thermique dans un effet	(W/m .C°)
μ_a :	Masse molaire de l'air	(k / k mol)
X_F :	Salinité de l'eau d'alimentation	(g/l)
X_B :	Salinité de l'eau de saumure	(g/l)
X_D :	Salinité de l'eau distillée	(g/l)
γ :	Rapport des capacités calorifiques	
η_{cc} :	rendement global du cycle combine	%
η_t :	rendement isentropique de la turbine	%
η_{TAG} :	Rendement thermique de la TAG	%
η_{TAV} :	Rendement thermique du cycle vapeur	%

Introduction

Générale

Introduction générale :

Dans un contexte mondial marqué par la croissance démographique, l'urbanisation rapide et les effets du changement climatique, l'accès à l'énergie et à l'eau devient un enjeu prioritaire pour de nombreuses nations. La production d'électricité et la gestion durable des ressources en eau douce sont particulièrement critiques dans les régions où ces ressources sont limitées. Le développement de technologies combinant efficacité énergétique et durabilité environnementale s'avère essentiel pour répondre aux besoins croissants tout en préservant l'équilibre écologique.

Les cycles thermodynamiques, notamment le cycle de Brayton (turbines à gaz) et le cycle de Rankine (turbines à vapeur), sont au cœur des systèmes modernes de production énergétique. Leur association dans les cycles combinés a permis d'atteindre des rendements énergétiques supérieurs à 60 %, tout en réduisant les pertes thermiques et les émissions de gaz à effet de serre.

En parallèle, la gestion des ressources en eau représente un défi majeur. L'eau douce devient de plus en plus rare, en particulier dans les zones arides comme l'Algérie. Le dessalement de l'eau de mer s'impose comme une solution stratégique, soutenue par des technologies telles que l'osmose inverse et la distillation multi-effets.

Ces procédés, bien qu'efficaces, sont énergivores. L'intégration des systèmes de dessalement avec des cycles thermodynamiques avancés offre une opportunité d'optimiser l'efficacité globale et de réduire les coûts opérationnels en réutilisant la chaleur résiduelle des centrales électriques.

Ce mémoire explore ces solutions combinées en examinant les principes des cycles thermodynamiques et des procédés de dessalement, ainsi que leurs applications dans des contextes spécifiques, comme celui de l'Algérie. Il met en lumière les avantages, les défis et les opportunités liés à ces technologies et propose des pistes d'amélioration pour une meilleure gestion des ressources et une transition énergétique durable.

Chapitre 1 :
Le dessalement

I.1 Introduction

L'eau couvre environ 72 % de la surface terrestre, représentant un volume total estimé à 1 400 millions de km³. Pendant des siècles, l'humanité n'a pas altéré de manière significative cette ressource. Cependant, avec le développement moderne, les aménagements et la gestion de l'eau ont modifié son cycle naturel et perturbé ses fonctions écologiques. Où en sommes-nous aujourd'hui ? Faisons le point.

Sur Terre, 97,5 % de l'eau est salée et se trouve dans les océans, tandis que seulement 2,5 % est de l'eau douce, répartie dans les lacs, rivières, glaciers et nappes phréatiques. Toutefois, l'humanité ne peut exploiter qu'environ 0,7 % de cette eau douce, ce qui représente une fraction infime des réserves totales.

Au fil des années d'histoire de la planète, la quantité d'eau perdue équivaldrait à une couche de 3 mètres répartie sur l'ensemble du globe. Cela démontre la stabilité relative des volumes d'eau. Pour mieux comprendre la répartition de cette ressource, il faut s'intéresser aux océans, aux mers intérieures et aux nappes souterraines, qui constituent 97,5 % du volume total d'eau sur Terre. Ainsi, notre planète bleue est avant tout dominée par l'eau salée.

L'eau douce ne représente que 2,8 % du volume global, dont 2,1 % sous forme de glaces et neiges permanentes. L'eau réellement accessible représente à peine 0,7 %, dont la moitié est stockée dans les nappes souterraines. En fin de compte, l'être humain ne peut utiliser qu'environ 0,028 % du volume total de l'hydrosphère, comprenant les cours d'eau, les lacs, les réservoirs artificiels et les nappes aquifères peu profondes, qui sont les plus faciles à exploiter.

I.2 Le dessalement état de l'art :

Le dessalement de l'eau est un phénomène ou une technique qui existe depuis la création de la Terre elle-même, sous une forme cyclique. Toutefois, depuis fort longtemps, l'homme a connu et utilisé ce phénomène. Aristote (384-322 av. J.-C.) cite, dans son livre *Météorologie*, la séparation des sels sans changement de phase, par la mise en place d'un récipient en terre fermé dans l'eau de mer. L'eau qui rentre dans ce récipient en terre est de l'eau douce.

Durant l'âge d'or de l'Islam, les sciences ont connu un développement considérable, notamment dans le domaine du dessalement. Au 7^e siècle, Jabir Ibn Hayane a établi pour la première fois les premières règles de distillation [1]. Vers la fin du 9^e siècle, Ibn Mansour Moaffak Ibn Ali Adaoui a publié le premier travail scientifique sur le dessalement.

Pendant la Renaissance (1533-1615), Della Porta décrit une sorte d'alambic solaire utilisé pour le dessalement des eaux saumâtres dans sa monographie *Magiae Naturalis*. Il a également écrit sur la façon d'obtenir de l'eau douce de l'air, une idée qui constitue l'embryon de la méthode d'humidification et de déshumidification.

Après ces travaux, les premières expérimentations signalées pour le dessalement datent de :

- **1627** : Sir Francis Bacon (sable de filtration).
- **1791** : Thomas Jefferson (distillation) [2].

Quant à la première construction d'une station rudimentaire, il semble qu'elle ait été réalisée sur la plage de Tunis en 1650.

En 1862, Lavoisier focalise la lumière du soleil dans un flacon en utilisant de grandes lentilles installées sur un support pour réaliser la distillation solaire [2, 3]. En 1869, Mouchot décrit l'ensemble du processus de distillation d'énergie solaire effectuée par un réflecteur en verre argenté [2, 4].

En 1870, l'ingénieur suédois Carlos Wilson a conçu et construit la première usine de dessalement d'eau saumâtre solaire à grande échelle au monde, dans le nord du Chili, région de Las Salinas, en 1872.

Parmi les premières tentatives de grands projets industriels de dessalement, nous pouvons citer :

- **1881** : Tigne, Malte. La première distillerie d'eau de mer de l'île est érigée à Sliema pour alimenter en eau la caserne de Tigné. En 1882, la distillerie a été réhabilitée pour devenir une imprimerie.
- **1907** : Usine de dessalement de Djeddah, Arabie Saoudite.
- **1952** : Les États-Unis lancent le programme de dessalement industriel par le biais de la loi de l'eau salée.

Le processus de dessalement a connu un développement important au 20^e siècle, grâce à l'évolution de la machine à vapeur et aux avancées scientifiques réalisées durant la Seconde Guerre mondiale.

Au début des années 1950, de nouveaux procédés sont apparus. Ce sont des méthodes qui ne nécessitent pas un changement de phase de l'eau pour la dessaler. Elles utilisent plutôt une

séparation dans la même phase par l'intermédiaire d'une paroi semi-perméable appelée membrane sélective.

I.3 Le dessalement en l'Algérie :

Le dessalement de l'eau de mer est devenu une composante essentielle de la stratégie de l'Algérie pour assurer sa sécurité hydrique, face à une pénurie croissante due à la baisse des précipitations, au changement climatique et à une demande en eau toujours plus forte. Voici un aperçu de la situation du dessalement en Algérie en mars 2025.

L'Algérie, pays au climat semi-aride, dispose de ressources en eau douce limitées, estimées à environ 19,4 milliards de m³, dont seulement 75 % sont renouvelables. Avec une population concentrée le long de ses 1 200 km de côtes méditerranéennes et une agriculture dépendante de l'irrigation, le pays fait face à un stress hydrique chronique. Le dessalement s'impose comme une solution durable, exploitant les eaux de la Méditerranée, dont les caractéristiques (température moyenne de 19 °C et salinité modérée) facilitent le processus par rapport à des régions comme le golfe Persique.

En 2025, l'Algérie dispose déjà d'un réseau significatif de stations de dessalement :

- Avant cette année, 11 grandes usines étaient opérationnelles, produisant environ 2,2 millions de m³ d'eau potable par jour, soit 18 % des besoins en eau potable du pays.
- À cela s'ajoutent trois stations plus petites dans la région d'Alger (Bateau Cassé, El Mersa, Corso), mises en service dans le cadre d'un plan d'urgence en 2022, avec une capacité combinée d'environ 210 000 m³/jour.
- Depuis fin 2024, cinq nouvelles stations de dessalement par osmose inverse (SWRO) ont été lancées dans les wilayas d'Oran, Tipaza (Fouka 2), Boumerdès (Cap Djinet), Béjaïa et El Taraf. Chacune a une capacité de 300 000 m³/jour, portant la production totale à 3,7 millions de m³/jour.

Ces réalisations ont permis de faire grimper la part de l'eau dessalée à 42 % de l'approvisionnement en eau potable.

D'ici 2030, avec six nouvelles usines prévues (Tlemcen, Mostaganem, Tizi Ouzou – deux stations –, Chlef, Jijel et Skikda), l'objectif est d'atteindre 5,8 millions de m³/jour, couvrant 60 % des besoins en eau potable.

Le gouvernement algérien a investi massivement dans ces projets, avec un budget total de 5,4 milliards de dollars pour les deux phases (2024 et 2030). La Compagnie Algérienne de l'Énergie (AEC), filiale de Sonatrach, pilote ces initiatives, souvent en partenariat avec des entreprises étrangères pour la conception et la construction. Cependant, l'expertise locale est de plus en plus mise en avant.

L'osmose inverse, technologie dominante, est privilégiée pour :

- Son efficacité énergétique (3,5 à 5 kWh/m³).
- Ses coûts d'exploitation réduits (0,37 à 0,72 €/m³).

Pour réduire la dépendance aux importations, l'Algérie développe également une production locale de membranes d'osmose inverse, grâce à des accords avec des entreprises internationales. Par ailleurs, des projets pilotes, tels que des unités mobiles conteneurisées (capacité de 2 500 à 2 700 m³/jour), sont prévus dès 2024 pour desservir les villages côtiers. [5]

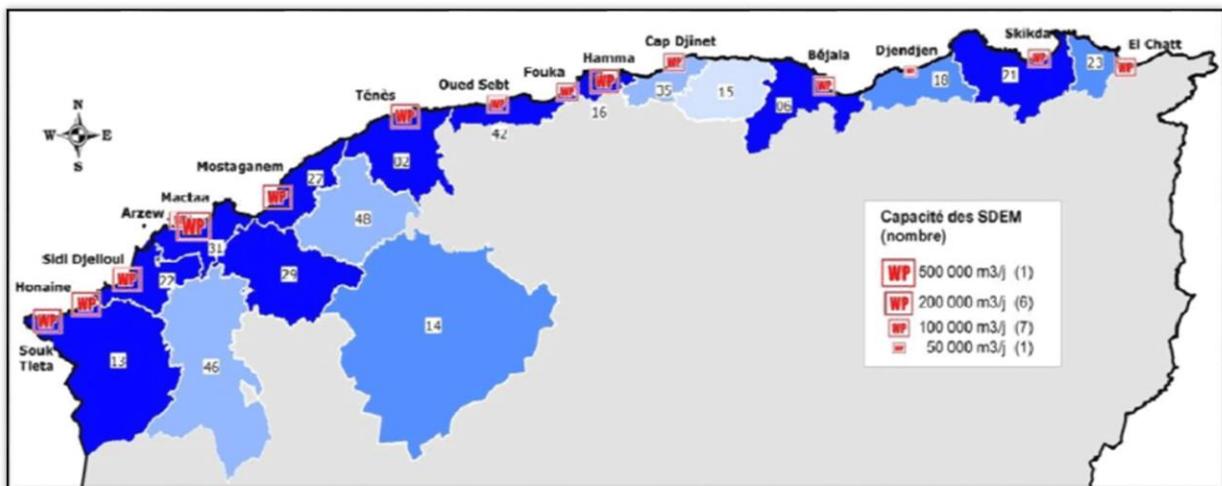


Figure I.1 : Répartition des stations de dessalement d'eau de mer en Algérie

I.4 Procédés de dessalement :

Le dessalement est un procédé physique permettant de produire une eau dont la teneur en sels est suffisamment faible pour répondre à des besoins spécifiques, selon son domaine d'utilisation.

Ce procédé repose sur la séparation des sels dissous dans l'eau – qu'il s'agisse d'eau de mer, d'eau saumâtre ou de toute autre solution saline – à travers trois principes fondamentaux : le changement de phase, la filtration membranaire et les échanges ioniques [6]. Bien que cette

solution puisse apparaître comme une réponse idéale à la pénurie d'eau, elle demeure économiquement coûteuse, principalement en raison de sa forte consommation énergétique. Cette dépendance à l'énergie, souvent issue de combustibles fossiles (pour la production de chaleur ou d'électricité), entraîne des impacts environnementaux significatifs. À cela s'ajoute la problématique des rejets de saumure, une eau chaude, très concentrée en sels et contenant des produits chimiques dangereux pour les écosystèmes [6].

I.4.1 Classification des procédés de dessalement :

Les procédés de dessalement se divisent en deux grandes catégories selon leur méthode de traitement de l'eau brute :

- Extraction de l'eau pure : Ces techniques séparent l'eau douce de la solution salée (ex : distillation).
- Élimination des sels : Elles retirent les sels de l'eau initiale, notamment par l'échange ionique ou l'électrodialyse inverse (EDR).

Une autre classification, plus simple, repose sur le type d'énergie employé : les procédés thermiques (comme la distillation) et les procédés non thermiques (tels que la filtration membranaire, la congélation ou l'échange d'ions).

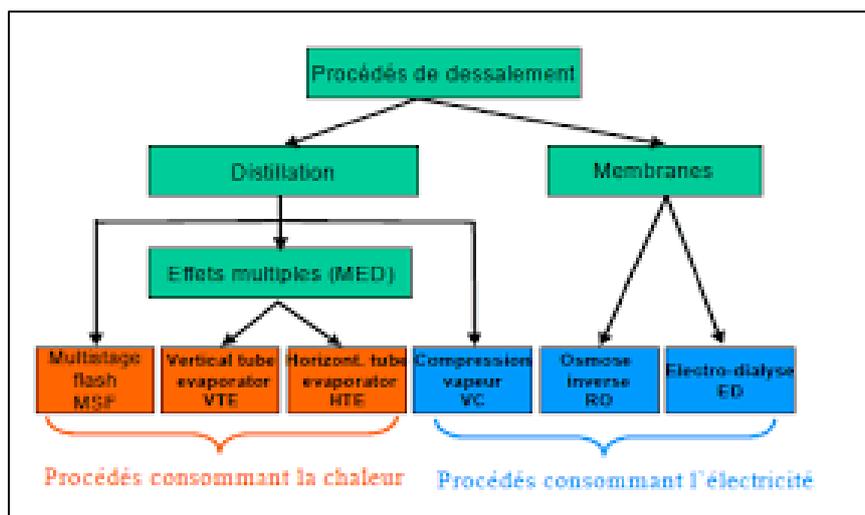


Figure I.2 : Procédés de dessalement

Sur le marché mondial, seuls certains procédés sont privilégiés en raison de leurs performances techniques, de leur efficacité énergétique et du coût de l'eau produite [7]. Ces procédés appartiennent aux catégories thermiques et membranaires. Parmi les procédés thermiques, les plus utilisés sont la distillation par flash multi-étages (MSF), la distillation multi-effets (MED) et la compression de vapeur (VC). Du côté des procédés membranaires, l'osmose inverse et l'électrodialyse dominant largement.

I.4.1.1 Les procédés de dessalement à énergie thermique :

Plusieurs procédés de dessalement existants, allant des systèmes simples à faible production quotidienne aux procédés industriels capables de générer de grands volumes d'eau par jour. Dans cette section, nous présentons les principaux procédés de dessalement utilisant l'énergie thermique comme source d'énergie principale [6].

a. Une distillation par détente à étages multiples (Distillation Multi-Stages Flash - MSF)

La distillation par détente à étages multiples, ou MSF, repose sur le principe de l'évaporation flash. Ce procédé exploite les variations de pression pour provoquer une détente. L'eau de mer est d'abord chauffée sous pression à une température comprise entre 90 °C et 120 °C. Elle est ensuite introduite dans un étage où la pression est plus faible que dans l'étape précédente. Cette chute soudaine de pression a déclenché un phénomène de flash : une partie de l'eau se vaporise instantanément. La vapeur ainsi produite se condense dans des tubes situés en haut de l'enceinte, tandis que l'eau liquide est récupérée en dessous. L'ébullition s'arrête lorsque la température de l'eau correspond à la pression de l'étage [8].

Ce processus se répète à travers plusieurs étages, chacun caractérisé par une pression décroissante, permettant une évaporation progressive de l'eau de mer par détentes successives. Une unité MSF industrielle moderne comporte généralement entre 19 et 28 étages [8, 9].

Par ailleurs, le coût de production de ce procédé a considérablement diminué, atteignant environ 0,5 USD/m³ [8]. Les capacités de production ont également augmenté, pouvant atteindre 25 000 m³/jour, avec une salinité résiduelle de 50 à 100 mg/L et une consommation électrique variant entre 1 et 3 kWh/m³ d'eau produite [10].

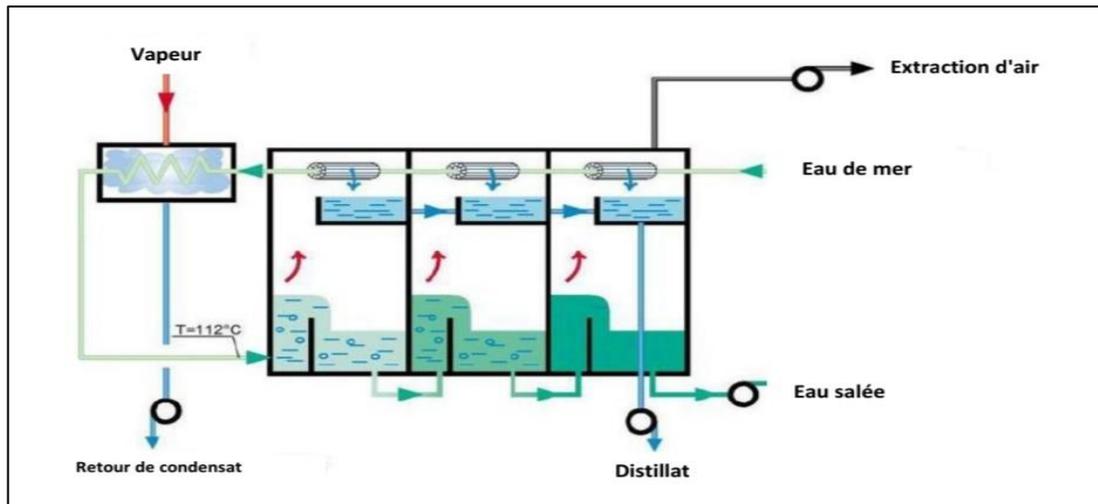


Figure I.3: schema d'un Multi Stage Flash MSF.

b. Distillation à multi-effets (MED)

Contrairement au procédé MSF, qui repose sur une détente à travers des étages successifs, le procédé de distillation à multi-effets (MED) utilise le transfert de chaleur via une surface d'échange. Cette source provient soit de la chaleur générée par une chaudière, soit d'une eau chaude issue d'un récupérateur de chaleur. Comme dans le MSF, la pression diminue d'un effet à l'effet suivant dans le MED. Dans le premier effet, elle est d'environ 0,3 bar [11]. La vapeur produite à basse pression dans ce premier effet se condense dans le deuxième effet, où la pression est encore plus faible, pour produire de l'eau douce. La chaleur dégagée par cette condensation entraîne l'évaporation d'une partie de l'eau de mer présente dans le deuxième effet. Ce processus se répète ainsi d'effet en effet [12].

Sur le plan économique, le MED se révèle plus avantageux que le MSF. Il est moins coûteux, plus économe en énergie et offre un meilleur rapport de performance. En effet, il permet une production quotidienne de 10 000 à 25 000 m³ d'eau douce, avec une salinité comprise entre 1 et 50 mg/L, pour une consommation énergétique de 1 à 2 kWh/m³ d'eau produite [8]. Le MED se distingue donc par son efficacité et son coût réduit par rapport au MSF. De plus, les économies réalisées avec ce procédé augmentent proportionnellement au nombre d'effets, bien que ce nombre soit limité par l'écart de température disponible [13].

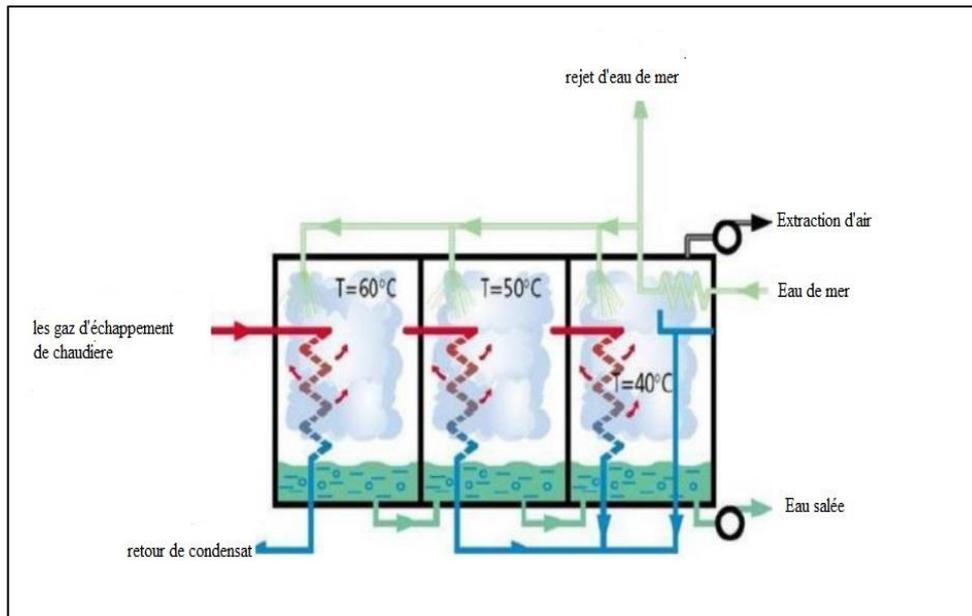


Figure I.4 : schéma d'un Multi Effet Distillation MED.

c. Distillation membranaire (DM)

La distillation membranaire (DM) est un procédé hybride qui associe une approche thermique à l'utilisation d'une membrane. Dans ce système, une membrane hydrophobe sépare deux phases : d'un côté, l'eau de mer réchauffée (côté alimentation), et de l'autre, une phase liquide ou gazeuse (côté perméat). La différence de pression, générée par la température de l'eau de mer chauffée, provoque l'évaporation de l'eau côté alimentation. Seule la vapeur traverse la membrane, puis elle se condense grâce à un système d'eau de refroidissement avant d'être récupérée sous forme liquide.

Ce procédé se décline en quatre variantes principales [14] :

- La distillation membranaire directe (DMD)
- La distillation membranaire avec espace d'air (DMAC, pour "air gap")
- La distillation membranaire sous vide (DMV)
- La distillation membranaire à entraînement gazeux (SGMD).

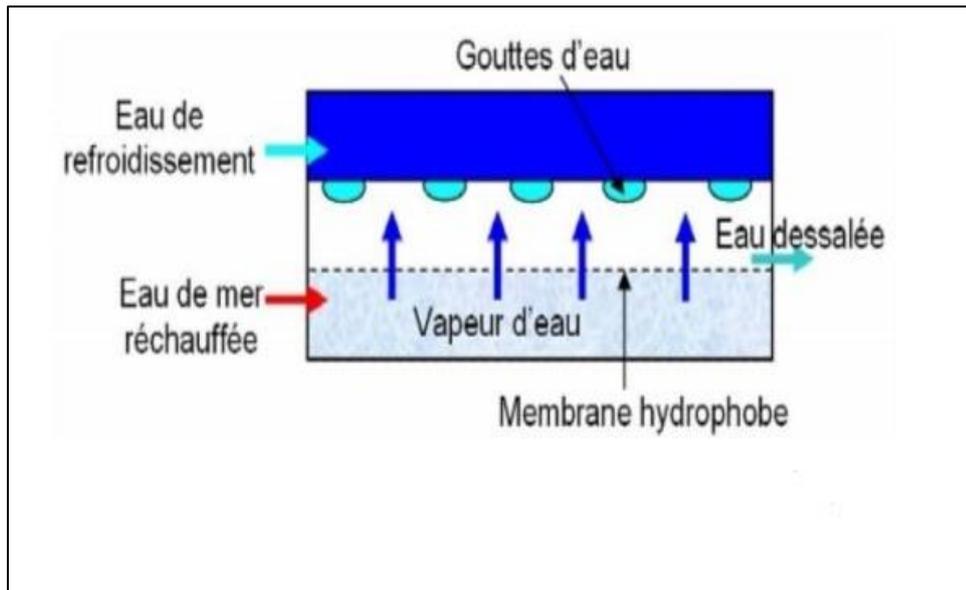


Figure I.5 : Principe de la distillation membranaire.

I.4.1.2 Les procédés de dessalement à énergie électrique :

a. Osmose inverse (OI)

L'osmose inverse (OI) repose sur l'inversion du phénomène naturel d'osmose, où l'eau migre d'une solution moins concentrée vers une solution plus salée. Dans ce procédé, une pression élevée (50 à 80 bars, selon la salinité et la température) force l'eau de mer à traverser une membrane semi-perméable qui retient les sels et laisse passer l'eau dessalée. Ces membranes, souvent enroulées en spirale dans un tube, maximisent la surface de filtration [15].

Le processus comprend un prétraitement, divisé en deux types :

- * Physique : Utilisation de préfiltres mécaniques, filtres à cartouche, filtration sur sable durée ou membranaire pour réduire le colmatage et prolonger la vie des membranes.
- * Chimique : Ajout d'inhibiteurs d'entartrage, de désinfections ou de poly-électrolytes pour améliorer la qualité de l'eau et maintenir les performances du système [8].

Une pompe haute pression injecte l'eau prétraitée dans le module d'osmose inverse, composé de plusieurs unités. Les deux types de modules les plus courants sont les modules spiraux et les modules à fibres creuses [8]. Dans le cas des modules spiraux, une membrane plane est enroulée autour d'un tube poreux (collecteur de perméat). L'eau dessalée (perméat) suit un trajet en spirale vers ce tube, tandis que l'eau salée circule axialement dans les canaux [16]. Enfin, un post-traitement rend l'eau propre à la consommation.

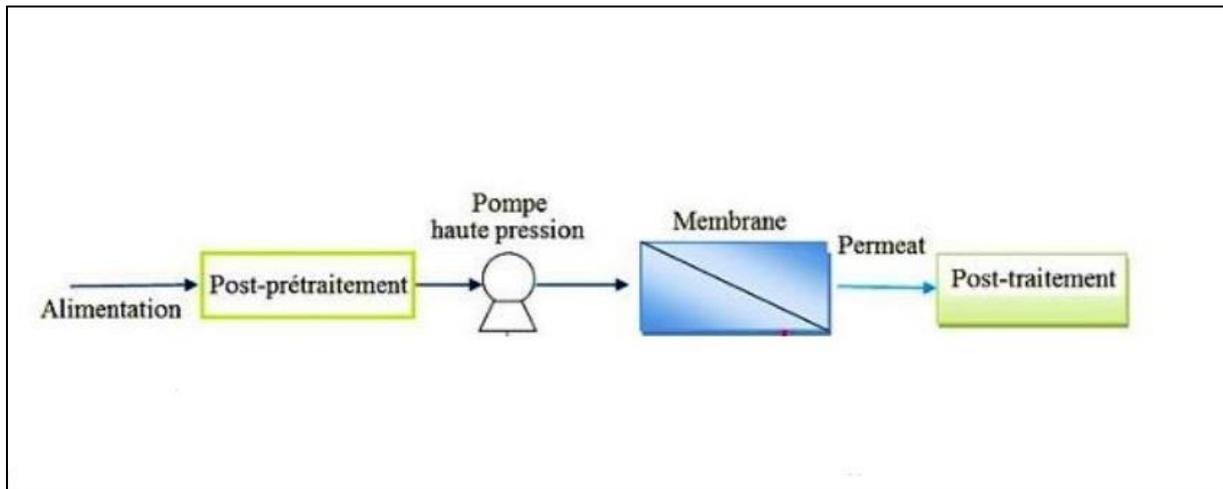


Figure I.6: schéma d'une unité de dessalement Osmose Inverse OI.

b. Électrodialyse conventionnelle

L'électrodialyse est un procédé qui repose sur un empilement de membranes échangeuses d'ions, disposées en alternance et perpendiculairement à un champ électrique [8].

Dans une unité d'électrodialyse, on trouve deux types de membranes : les membranes cationiques (MEC), perméables aux cations, et les membranes anioniques (MEA), perméables aux anions. Ces membranes sont placées parallèlement, en alternance (voir figure 1.11). Sous l'effet du champ électrique, les MEC bloquent les anions tout en laissant passer les cations, tandis que les MEA bloquent les cations et laissent passer les anions. Ce phénomène crée des compartiments distincts : les "concentras" (où les ions se concentrent) et les "diluats" (où l'eau est dessalée). Les solutions circulent parallèlement aux membranes pour renouveler leur contenu. Le courant électrique est fourni par deux électrodes, une anode et une cathode, positionnées parallèlement aux membranes, aux extrémités de l'électro-dialyseur [8].

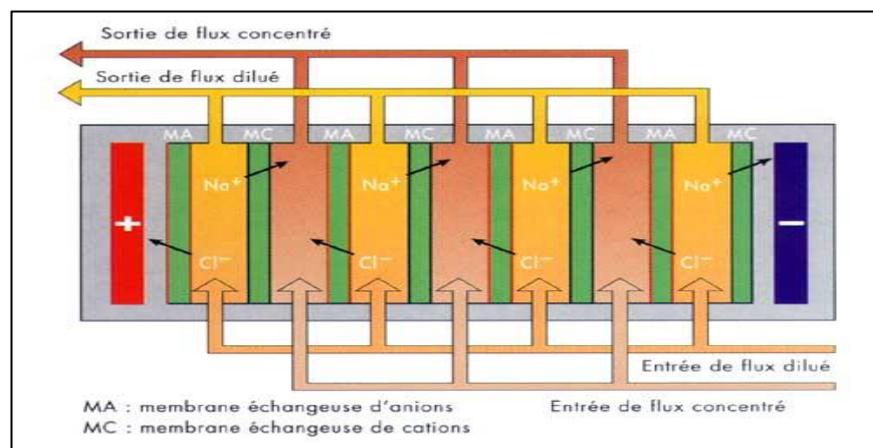


Figure I.7 : Schéma d'une unité d'électrodialyse ED.

1.5 Système de dessalement MED connecté à un cycle combiné

Nous proposons d'utiliser la distillation à effets multiples (MED) pour traiter les eaux souterraines saumâtres, en la couplant à un cycle combiné. Ce choix repose sur plusieurs atouts :

Adaptabilité : le MED s'ajuste aux variations de salinité et de concentration.

Compatibilité : il peut exploiter la chaleur résiduelle du cycle combiné, optimisant ainsi l'utilisation énergétique.

Simplicité : il nécessite peu d'entretien et reste accessible sans qualifications complexes.

Robustesse : technologie mature, avec des installations éprouvées fonctionnant depuis des décennies, comme dans le golfe Arabe.

Le couplage avec un cycle combiné – combinant turbine à gaz et turbine à vapeur – est privilégié pour valoriser la chaleur perdue, généralement issue des gaz d'échappement ou de la vapeur basse pression, au lieu de dépendre d'un réseau électrique instable ou de sources externes. Dans la région étudiée, le MED reste particulièrement adapté.

1.5.1 Description du processus MED et couplage avec un cycle combiné

La distillation à effets multiples (MED) est un procédé thermique qui sépare l'eau du sel par évaporation et condensation. L'eau salée est chauffée dans un évaporateur jusqu'à son point d'ébullition – dépendant de la salinité et de la pression – grâce à une source de chaleur. Dans ce cas, cette chaleur est fournie par un cycle combiné (turbine à gaz et turbine à vapeur), exploitant les gaz d'échappement ou la vapeur basse pression comme source résiduelle. Une partie de l'eau s'évapore, séparant sel et eau, et la vapeur générée passe par un dévésiculeur pour éliminer les gouttelettes de saumure, entraînant ainsi l'entartrage et la corrosion des tubes, qui réduiraient l'efficacité du transfert thermique.

La vapeur est ensuite condensée dans un condenseur, produisant de l'eau dessalée tout en préchauffant l'eau d'alimentation de l'évaporateur. L'eau de refroidissement du condenseur absorbe l'excès de chaleur ajoutée dans l'évaporateur, mais une partie de cette chaleur est perdue, car seule une fraction de l'eau refroidie retourne à l'évaporateur, le reste étant rejeté avec la chaleur extraite [. Dans un système à effet unique, le rapport

de performance thermique (masse d'eau produite par masse de vapeur utilisée) est inférieur à 1, rendant ce système inefficace à l'échelle industrielle.

Pour optimiser cette performance, plusieurs évaporateurs (effets) sont connectés en série dans une installation MED. La vapeur générée dans un effet chauffe le suivant, augmentant le rendement énergétique avec le nombre d'effets. Cependant, des contraintes techniques limitent ce nombre : la température du premier effet (120 °C, pour éviter le dépôt de sulfate de calcium maximal) et la température minimale du condenseur final (liée à l'eau de refroidissement, ici influencée par le cycle combiné). La différence de température entre effets varie typiquement de 1,5 °C à 2,5 °C, et le nombre d'effets est choisi selon le taux de production visé, le rendement requis et le coût initial, qui croît avec les effets.

Le couplage avec un cycle combiné valorise la chaleur résiduelle, souvent perdue dans les gaz d'échappement (environ 90-110 °C) ou la vapeur basse pression (100-150 °C), pour alimenter le premier effet, potentiellement ainsi les besoins énergétiques externes. La configuration MED peut varier :

- * Alimentation parallèle (flux d'eau et vapeur dans le même sens), privilégiée pour limiter l'entartrage, avec une salinité moindre au premier effet.
- * Rétro-alimentation, rarement utilisée en raison des risques d'entartrage à haute température et salinité.
- * Disposition physique : les effets sont généralement alignés horizontalement pour la simplicité et la stabilité à grande échelle, bien qu'une configuration verticale soit possible [17].

Pour augmenter le rendement, le MED peut être combiné à un compresseur de vapeur thermique (TVC), mécanique (MVC) ou une pompe à chaleur (ABHP/ADHP).

Le MED-TVC est le plus courant pour sa simplicité et son efficacité, bien que les systèmes ABHP/ADHP, plus performants, soient encore expérimentaux [18]. Dans cette étude, un MED simple est retenu, adapté au cycle combiné sans dépendre de compresseurs ou de pompes à haute énergie. Le système comprend n effets en série, $n-1$ préchauffeurs et un condenseur final, exploitant efficacement la chaleur du cycle combiné.

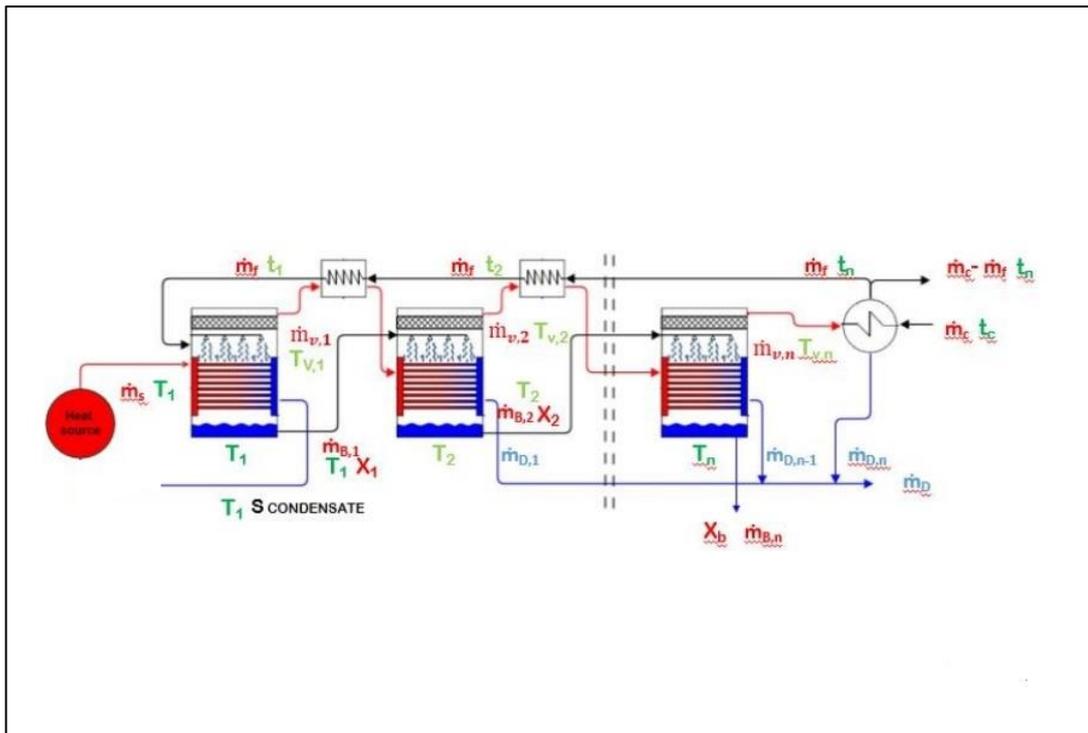


Figure I.8: configuration MED standard

Les effets et les préchauffeurs d'eau d'alimentation sont numérotés de 1 à n , et 1 à $n-1$, respectivement. L'approvisionnement en eau (m_f) circule de l'effet 1 à l'effet n . Dans le premier effet, une source de chaleur externe avec un débit massif (m_s) est utilisée pour évaporer une partie de l'eau d'alimentation (m_f). La vapeur générée (m_{bv}) s'écoule ensuite vers l'effet suivant agissant comme une source de chaleur libérant sa chaleur latente pendant la condensation. Cependant, la vapeur génère une augmentation de la température de l'eau d'alimentation à l'intérieur du premier préchauffeur par ΔT avant de passer au deuxième effet. Le reste de l'eau d'alimentation ($m_{B,1}$) du premier effet s'écoule vers l'effet suivant et s'évaporerait par flash (m_{fv}) en raison de la basse pression qui diminue d'un effet à l'autre pour réduire la température du point d'ébullition et laisser bouillir à une température inférieure à l'effet précédent par ébullition (m_{bv}) en raison des échanges thermiques avec la vapeur générée par le premier effet. Cette opération se poursuit jusqu'au condenseur final où toute la vapeur générée par le dernier effet est condensée. Une partie de l'eau de refroidissement (m_c) sera utilisée comme eau d'alimentation (m_f) et s'écoulera à travers les préchauffeurs de $n-1$ à 1 avant injection dans le premier effet. L'eau de refroidissement restante sera

rejetée ($m_c - m_f$). La saumure est évacuée du dernier effet (m_B) et l'eau distillée de tous les effets (m_D) est collectée et du condenseur sauf pour le premier effet.

I.6 Modélisation mathématique de l'unité MED

Le modèle mathématique adopté dans cette étude est une version simplifiée développée par Darwish et al. [19]. Il repose sur les lois fondamentales de la thermodynamique, les équations de transfert de chaleur, les relations thermodynamiques et les principaux phénomènes du procédé MED. Pour simplifier l'analyse et la modélisation, les hypothèses suivantes ont été retenues :

- * Régime permanent : Le système fonctionne dans des conditions stables.
- * Différences de température uniformes : Les écarts de température sont identiques entre les effets et les préchauffeurs.
- * Production de vapeur constante : La quantité de vapeur générée par ébullition est la même dans chaque effet.
- * Chaleur spécifique constante : La chaleur spécifique (C) de la saumure et de l'eau d'alimentation reste constante.
- * Chaleur latente constante : La chaleur latente de vaporisation ne varie pas.
- * Vapeur pure : Les vapeurs produites sont exemptes de sel.
- * Pertes négligeables : Les pertes d'énergie vers l'environnement sont considérées comme insignifiantes.

Ce modèle permet de calculer les paramètres suivants :

- Distribution des débits de saumure et de distillat.
- Distribution de la concentration en sel.
- Surface des échangeurs de chaleur.
- Débits d'eau d'alimentation.
- Débits de la source de chaleur.
- Débit d'eau de refroidissement.
- GOR (Gain Output Ratio) : Le ratio de performance, ainsi que d'autres indicateurs caractéristiques de l'unité MED.

Le bilan massique de l'ensemble des unités MED, en régime permanent, repose sur l'hypothèse que le débit d'eau d'alimentation est égal à la somme du débit d'eau distillée (\dot{m}_D) et du débit de saumure rejetée (\dot{m}_B) :

$$\dot{m}_F = \dot{m}_B + \dot{m}_D \quad (I.1)$$

Le bilan de concentration en se pour cette équation :

$$X_F \dot{m}_F = X_B \dot{m}_B + X_D \dot{m}_D \quad (I.2)$$

Si $X_D = 0$, leau produite est exempte de sel. A partir l'équation 1 et 2, le débit d'eau nécessaire pour une capacite de distillation connue et donne par :

$$\dot{m}_F = \dot{m}_D \left(\frac{X_B}{X_B - X_F} \right) \quad (I.3)$$

Dans cette équation, X_F est déterminé à partir des données sur la qualité de l'eau d'alimentation, tandis que X_B est limité par la température du dernier effet dans une configuration d'alimentation directe, conformément au diagramme de solubilité du sulfate de calcium [20]. Les différences de température entre les effets (ΔT) et les préchauffeurs ($\Delta T'$) sont exprimés comme suit :

$$\Delta T = \frac{T_{BT} - T_n}{n-1} \quad (I.4)$$

Dans ces équations, TBT représente la température maximale de la saumure dans le premier effet, tandis que Tn désigne la température du dernier effet. La répartition des températures à l'intérieur des effets et des préchauffeurs est calculée respectivement à l'aide des équations suivantes :

$$T_{n+1} = T_i - \Delta T \quad (I.5)$$

$$T'_{i+1} = T'_i - \Delta T' \quad (I.6)$$

I.6.1 Équations des préchauffeurs

Dans chaque préchauffeur, une quantité identique de vapeur ($\dot{m}_{v,i}, T_{v,i}, v_i$), issue de l'effet précédent, se condense pour chauffer l'eau d'alimentation de la température T'_{i+1} à la température T'_i . Ce chauffage est assuré par la chaleur libérée lors de la condensation, dont la

fraction correspond à $y\dot{m}_f$. Les équations décrivant les préchauffeurs sont mathématiquement analogues :

Bilan énergétique :

$$y\dot{m}_f L = \dot{m}_f C_p \Delta T \quad (\text{I.7})$$

Ou y est calculer par :

$$Y = C \Delta T / L \quad (\text{I.8})$$

Equation de transfert de chaleur :

$$Q_{ph,i} = A_{ph,i} U L M T D_{ph} = \Delta T C_p \dot{m}_f \quad (\text{I.9})$$

Ou LMTD est la méthode de la différence de température moyenne logarithmique est donnée par :

$$L M T D_{ph} = \frac{(T_{v,i} - T'_{i+1}) - (T_{v,i} - T'_i)}{\ln(T_{v,i} - T'_{i+1}) / (T_{v,i} - T'_i)} \quad (\text{I.10})$$

I.6.2 Équations des effets

Comme mentionné précédemment, le comportement des effets est identique, à l'exception du premier effet. En conséquence, les équations appliquées au premier effet diffèrent de celles utilisées pour les autres. Pour le premier effet, le bilan massique permet d'exprimer :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{B,1} + \dot{m}_{bv,1} \quad (\text{I.11})$$

Le bilan salin permet décrire :

$$X_f \dot{m}_f = X_{B,1} \dot{m}_{B,1} \quad (\text{I.12})$$

Le bilan énergétique s'écrit :

$$\dot{m}_{bv,1} L = \dot{m}_g c_p \Delta T - \dot{m}_f C_p (T_1 - T'_1) \quad (\text{I.13})$$

Les équations de transfert de chaleur :

$$Q_s = A_{eff,1} U (\Delta T - BPE) = \dot{m}_g c_p \Delta T \quad (\text{I.14})$$

Dans le premier effet, l'eau distillée n'est pas produite, et la vapeur est générée uniquement par ébullition, car la température de l'eau d'alimentation est inférieure à la température de saturation correspondant à cet effet :

Pour les effets de 2 à n le bilan massique s'écrit :

$$\dot{m}_{f,i} = \dot{m}_{B,i} + \dot{m}_{v,i} \quad (I.15)$$

Ou $\dot{m}_{f,i} = \dot{m}_{B,i-1}$; $\dot{m}_{v,i} = \dot{m}_{bv,i} + \dot{m}_{fv,i}$ et $\dot{m}_{fv,i} = y\dot{m}_{B,i-1}$

Concernant le bilan salin on a :

$$X_{B,i}\dot{m}_{B,i} = X_{B,i-1}\dot{m}_{B,i-1} \quad (I.16)$$

Et les équations de transfert de chaleur :

$$Q_{eff} = A_{eff}U(\Delta T - BPE) = \dot{m}_{bv}L \quad (I.17)$$

Ou \dot{m}_{bv} est la vapeur générée par l'ébullition c'est le même pour tous les effets.

$$\dot{m}_{bv} = \beta\dot{m}_D \quad \text{et} \quad \beta = \left(\frac{1}{1-(1-y)^n} - \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_D} \right) y \quad (I.18)$$

Source de démonstration est Darwish et al [19]

I.6.3 Équations des condenseurs

Pour condenser la vapeur produite par le dernier effet, un condenseur final est employé. Initialement, il s'agissait d'un condenseur à eau, que nous avons remplacé par un système hybride constitué d'un condenseur à eau connecté en série avec un condenseur à air.

Les résultats simulés pour ces deux configurations ont été comparés et analysés.

Dans le cas où seul le condenseur à eau est utilisé, les équations suivantes ont été appliquées pour réaliser le bilan énergétique et modéliser le transfert de chaleur.

$$\dot{m}_{v,n}L = \dot{m}_c C_p (T'_n - T'_c) \quad (I.19)$$

$$Q_c = A_c ULMTD_c = \dot{m}_c C_p (T'_n - T'_c) \quad (I.20)$$

LMTD est la différence de température moyenne logarithmique du condensateur :

$$LMTD_c = \frac{(T_{v,n}-T'_c)-(T_{v,n}-T'_n)}{\ln(T_{v,n}-T'_c)/(T_{v,n}-T'_n)} \quad (I.21)$$

Pour le condenseur hybride, la vapeur produite par le dernier effet, notée $m_{v,n}$ traverse d'abord le condenseur à eau, ce qui permet d'élever la température de l'eau de refroidissement de t_c à t_n . Cette eau de refroidissement a un débit massique équivalent à celui de l'eau d'alimentation.

La vapeur restante est ensuite condensée dans le condenseur à air. Un condenseur hybride est ainsi constitué d'un condenseur à eau et d'un condenseur à air connectés en série. Les mêmes équations que celles du condenseur à eau sont utilisées pour le condenseur hybride, avec quelques modifications spécifiques.

Chapitre 2 :
Généralités sur les cycle
combine

II.1 Introduction

Les centrales à cycle combiné associent le cycle de Brayton au cycle de Rankine. Leur principe fondamental repose sur l'utilisation des gaz d'échappement chauds issus de l'expansion dans le cycle de Brayton pour générer de la vapeur à haute pression. La production de vapeur est assurée par un générateur de vapeur récupérateur (GVR).

Les premières centrales à cycle combiné, développées dans les années 1970, ont vu leur commercialisation freinée par les crises pétrolières, qui ont engendré une hausse des prix du gaz.

Aujourd'hui, les centrales à cycle combiné modernes intègrent des chaudières de récupération fonctionnant sur deux ou trois niveaux de pression. Elles affichent des rendements énergétiques avoisinant 60 %, avec des températures de gaz d'échappement comprises entre 420 et 650 °C.

L'évolution des politiques socio-environnementales a favorisé l'essor des cycles combinés en renforçant leur compétitivité. La tendance actuelle, marquée par une plus grande implication du secteur privé dans la production d'électricité ainsi que par les réformes du marché, a contribué à l'émergence de technologies de cycles combinés plus modulaires.

Par rapport aux technologies traditionnelles utilisant le pétrole, le charbon ou encore le nucléaire, les cycles combinés offrent plusieurs atouts :

- Un rendement plus élevé, qui est passé d'une valeur d'environ 45 % en 1970 à une valeur avoisinant les 60 % actuellement, contre 43-45 % pour les meilleures centrales à charbon conventionnelles.
- Occupant moins d'espace au sol que le charbon ou l'énergie nucléaire, ce qui diminue les restrictions liées au choix de l'emplacement.
- Flexibilité dans la dimension de l'usine, avec des puissances variant de 10 à 750 MW par unité de cycle combiné.
- Des taux d'émissions plus bas, puisque le gaz naturel ne produit aucune cendre et que sa teneur en soufre est très faible. Il produit également moins d'imbrûlés, de dioxyde de carbone et de NOx que le pétrole et le charbon.

La « combinaison » de ces deux cycles améliore l'efficacité électrique de la centrale, se chiffrant à environ 59 %, contre seulement 33 % pour une centrale utilisant un cycle simple

II.2 Présentation de la centrale électrique 1227MW de Hadjret-En Nous

II.2.1 SNC-Lavalin

SNC-Lavalin, une société de services professionnels intégrés et de gestion de projets à portée internationale, a une riche histoire qui débute en 1911.

L'entreprise offre une vaste sélection de services, incluant des prestations de consultation, de conseil et environnementaux, des réseaux intelligents et de cybersécurité, ainsi que de conception et d'ingénierie, d'approvisionnement, de gestion de projets et de construction, d'exploitation et de maintenance, sans oublier le déclassement et le capital. [21]

II.2.2 Fiche technique du projet (SNC.LAVALIN)

CONSTRUCTEUR ET OPERATEUR	SNC LAVALIN CONSTRUCTORS INTERNATIONAL INC « SLCI »
Type de central	Cycle combine en arbre unique
Puissance totale	3×409 MW
Source de refroidissement	Eau de mer
Combustible principal	Gaz naturel de Hassi Rmel
Combustible de secours	GASOIL
Evacuation d'énergie	À travers un avant-poste blindé 400 KV, vers le poste d'EL Affroun
Durée du contrat d'exploitation par SNC LAVALIN « SLCI »	20 ans

Tableau II.1 : Fiche technique du projet [22]

II.3 Shariket Kahraba Hadjret En Nouss SKH :

Kahraba Hadjret En Nouss Spa (SKH Spa) est le fruit d'une collaboration entre quatre entités autonomes, conformément à la nouvelle législation algérienne sur l'électricité et la distribution de gaz par conduites.

Voici la distribution de ses actions :

- 26 % SNC,
- 25 % Mubadala Développement Company,
- 35 % Sonelgaz,
- 14,70 % Algerian Energy Company (AEC).

Les travaux de construction ont été lancés en juin 2006 et se sont achevés en 2008. La première phase de la centrale a été mise en service en août de cette même année. L'installation a une capacité nette approximative de 1 200 MW (assurée à 30 °C, avec du gaz naturel comme combustible) ou 840 MW (le gazole est utilisé comme source d'énergie de secours).

Elle se trouve dans la wilaya de Tipaza, à approximativement 60 km à l'ouest d'Alger et près de 12 km à l'ouest de Cherchell. Au sud, elle est délimitée par la route nationale numéro 11, à l'ouest par un chemin de terre, à l'est par Oued Arbal et au nord par les eaux de la mer Méditerranée.

Le site s'étend sur près de 35 hectares et abrite divers édifices, parmi lesquels trois majeurs qui hébergent chacun un train turboalternateur associé à une chaudière de récupération. Les autres structures de la centrale abritent les unités dédiées au traitement de l'eau, le point initial, les bureaux administratifs et la salle de contrôle, le matériel d'entretien ainsi que les dépôts.

La centrale est conçue pour fonctionner en continu tout au long de l'année en tant que source d'énergie de base afin de répondre à la demande de puissance vers un réseau général interconnecté. La centrale produit en moyenne près de 10 TWh par an, ce qui indique une disponibilité d'environ 94 %, soit 8 234 heures de service par année [23].



Figure II.1 : central cycle combine de hajret el nouss.

II.3.1 Cycle combine :

La centrale à cycle combiné est une installation de production d'électricité qui emploie le gaz naturel comme source d'énergie dans une turbine à gaz.

La chaleur issue des gaz d'échappement de la TG est captée pour être réutilisée dans une chaudière de récupération (chaudière sans combustion). La chaudière génère de la vapeur qui se dilate dans une turbine à vapeur tripartite : HP (haute pression), MP (pression moyenne), et BP (basse pression).

Le condenseur, qui est refroidi par l'eau déminéralisée en circuit fermé, récupère les condensats dans la tour de refroidissement par évaporation humide.

Le générateur est couplé aux turbines, à la fois à gaz et à vapeur, sur un même axe. Habituellement, pour ce genre de centrale, près de deux tiers de l'électricité sont générés à partir des turbines à gaz, tandis que les turbines à vapeur produisent l'autre tiers.

La centrale utilise le gaz naturel comme principale source d'énergie, tandis que le gasoil sert de combustible d'appoint (le gaz naturel est quasiment toujours disponible). L'exploitation requiert environ 2 000 millions de mètres cubes normaux de gaz naturel par an.

La fourniture de gaz naturel sur le site est assurée par une conduite à haute pression mise en place par Sonelgaz. Cette opération, qui n'est pas incluse dans l'analyse des risques de la centrale, implique le passage par un poste de comptage de gaz naturel.

Un poste de détente et une station de mesurage installés sur le site de la centrale assurent l'ajustement définitif de la pression d'alimentation du gaz naturel (31-36 bar à l'entrée de la turbine à gaz). [24]

II.3.2 Les principales composantes d'une centrale à cycle combiné :

La configuration générale de la centrale est une configuration à arbre unique. La centrale est pourvue des principales composantes suivantes :

- Turbines à gaz et alternateur
- Chaudières de récupération
- Turbines à vapeur
- Station de pompage, condenseur, et système de refroidissement
- Transformateurs élévateurs et poste de départ

II.3.3 LES CARACTERISTIQUES DE CENTRALE :

Caractéristiques	
Type de configuration	Arbre unique
Modelé de turbine	PG9371FB
Puissance brute générée par les turbines à gaz (MW)	3×425
Puissance brute générée par les turbines à vapeur (MW)	
Puissance brute totale générée (MW)	1275
Puissance totale nette (MW) (garantie a 30 C°)	1227
Consommation de gaz naturel par turbine (t /h)	57 ,24
Consommation de gaz naturel par brûleurs d'appoint (t /h)	7.0
Vapeur générée par les chaudières de récupération (t /h)	3×381
Débit d'eau de circulation (m /h)	84 000
Equipement intérieur : - Turbines à combustion - Turbine à vapeur - Alternateurs - Condenseur	3 3 3 3
Autres équipements intérieurs - Systèmes auxiliaires - Unité de déminéralisation d'eau	Oui Oui
Equipement extérieur - Unité de dessalement de l'eau de mer - Cheminées - Transformateurs - Poste de départ - Chaudières de récupération	2 3 3 3 3

Tableau II.2 : Sommaire des caractéristiques du central

La centrale produit de l'électricité via ses trois tranches. Chacune d'elles génère environ 425 MW en utilisant un cycle combiné à une tension de 400 000 volts. Ces puissances sont ensuite jointes au niveau de la station électrique GIS.

Ce sont 1227 MW qui sont acheminés vers le réseau de Sonelgaz. Toutes les installations de la centrale sont automatisées et gérées à distance depuis la salle de contrôle (qui se trouve dans la tranche 2). Cependant, des contrôles manuels peuvent être effectués sur les équipements si nécessaire.

La centrale dispose d'un système de secours « black star » en cas de problèmes survenus au niveau de l'alimentation en gaz. Les installations qui fonctionnaient au gaz basculent sur le gasoil, qui est stocké au niveau de deux tanks capables d'assurer une autonomie d'environ 5 jours [25].

La configuration générale de la centrale est une configuration à arbre unique. Dans une configuration à arbre unique, la turbine à gaz et la turbine à vapeur sont assemblées sur un arbre commun. Par conséquent, les deux turbines entraînent un seul alternateur

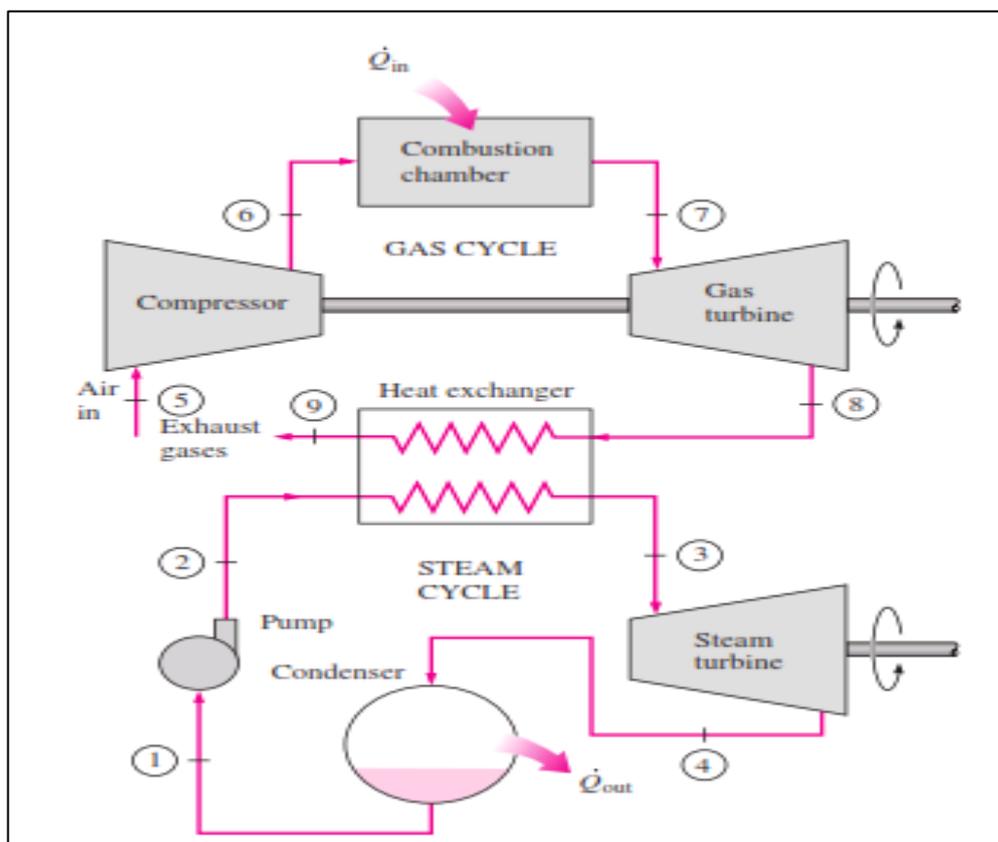


Figure II.2 : schéma de cycle combiné

II.3.3.1 Description des composants et flux de schéma :

II.3.3.1.1 Cycle à vapeur (Cycle de Rankine) -partie inférieure du schéma :

Point 1 → condenseur : L'eau se condense à basse pression en perdant de la chaleur vers l'environnement (note Q out)

Point 2 → pompe : L'eau condensée est pompée à haute pression

Point 3 → Echangeur de chaleur (Heat Exchanger) : L'eau est chauffée grâce à l'énergie des gaz d'échappement du cycle a gaz et transformée en vapeur

Point 4 → Turbine à vapeur : La vapeur se détend en produisant du travail mécanique

II.3.3.1.2 Cycle a gaz (Cycle de brayton) –Partie supérieure du schéma

Point 5 → Compresseur : L'air ambiant est comprimé

Point 6 → chambre de combustion : Le carburant est injecté et brûle, ce qui chauffe l'air comprime

Point 7 → Turbine à gaz : L'air chaud en expansion fait tourner la turbine à gaz pour produire de l'électricité

Point 8→ Echangeur de chaleur : Les gaz d'échappement encore chauds sont dirigés vers l'échangeur de chaleur pour chauffer le fluide du cycle vapeur

Point 9 → Gaz d'échappement : Une fois l'énergie thermique récupérée, les gaz son évacues

II.3.3.1.3 Fonctionnement global :

Entrée : Air +carburant → chambre de combustion

Production 1 : L'énergie de combustion fait tourner la turbine à gaz (électricité)

Récupération : Les gaz d'échappement chauffent l'eau → production de vapeur

Production 2 : La vapeur entraîne la turbine à vapeur (électricité)

Sortie : Vapeur condensée + gaz évacues

Q_{in} : Chaleur fournie par la combustion

Q_{out} : Chaleur rejetée au condenseur

II.4 Description et données thermiques de la centrale SKH :

Chaque unité de la centrale comprend une turbine à gaz combustion, une chaudière de récupération De chaleur, une génératrice, une turbine à vapeur et un condenseur de vapeur [26].

II.4.1 La turbine à gaz :

La turbine à gaz représente l'élément central du cycle combiné. Le modèle en place est le PG9371FB de General Electric (GE). Les turbines sont équipées d'un système de combustion en plusieurs étapes, qui implique un mélange du combustible avec l'air et les gaz de combustion, dans le but de minimiser les émissions atmosphériques, ainsi que d'un système dynamique de suivi de la combustion.

Ce modèle est équipé d'une turbine à gaz à arbre unique, qui peut être utilisée soit en cycle simple, soit en cycle combiné avec une chaudière de récupération et une turbine.

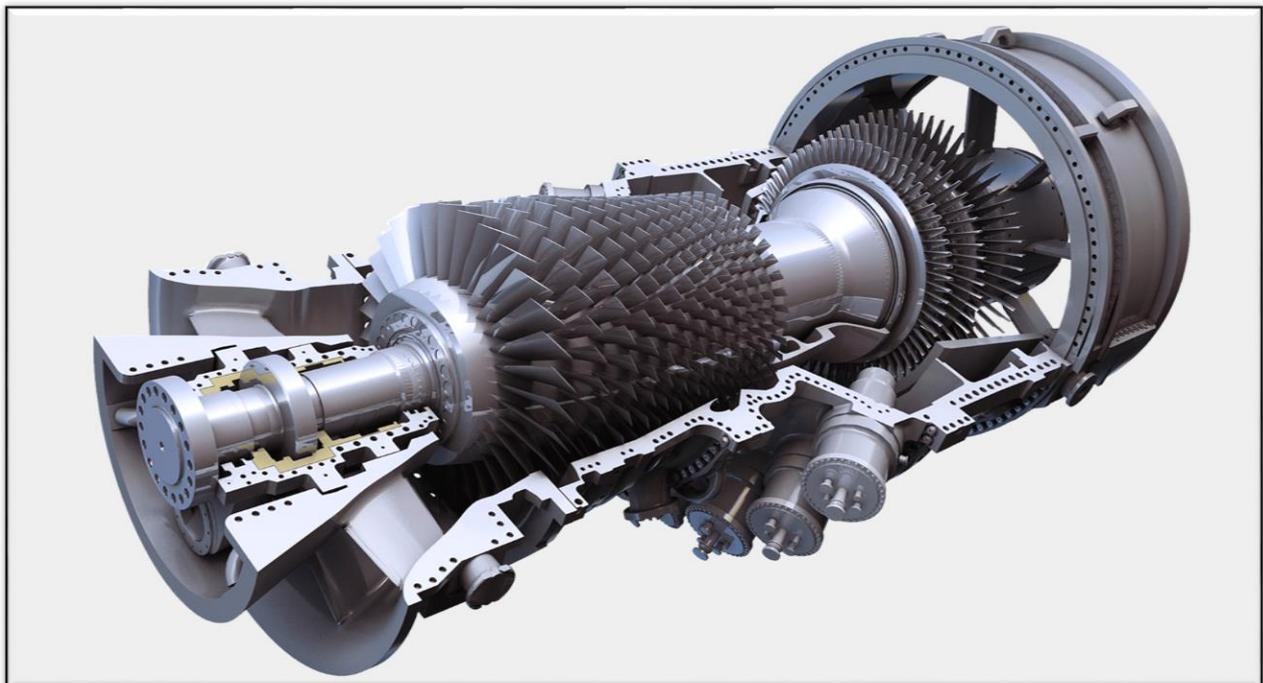


Figure II.3 : Turbine à gaz (TG) modelé PG9371FB GE

La turbine à gaz est composée principalement d'une chambre de combustion, où les gaz, à leur sortie, se détendent en trois étapes en traversant des tuyères mobiles.

Les gaz entrent au travers des aubes avec une température très importante (1 396 °C). C'est pourquoi il faut refroidir les aubes avec l'air du compresseur (sortie de l'étage 8). L'air circule à l'intérieur des lames et sort par des orifices disposés de manière à ne pas gêner l'écoulement.

En outre, les aubes ont un recouvrement qui les protège contre la corrosion, l'oxydation et la déformation. Les gaz sortent de la turbine à gaz à une température de 623 °C et une pression de 1 bar. Le débit des gaz de combustion est d'environ 2 365 t/h [27].

Fabricant: General Electric

Modelé: 9FB

Puissance: 268.8 MW

Poids : 288 Tm

Combustible : Gaz Naturel ou gazole

Température de gaz à l'entrée : 185 C°

Pression de Gaz à L'entrée : 28 bar

Nombre de bruleurs : 18

Nombre d'étages de turbine : 4

Température d'échappement : 623 C°

Consommation de gaz à pleine charge : 18.3 kg/s

Figure II.4 : Fiche technique de la turbine à gaz

La turbine génère sa puissance de rotation en décompressant les gaz de combustion riches en énergie sur des pales fixes et mobiles. Ces gaz à grande vitesse provoquent le déplacement des pales du rotor. L'optimisation du nombre d'étages dans les turbines est effectuée en conformité avec l'écart de pression par niveaux. Dans les turbines contemporaines, les pales fixes et mobiles des premiers étages sont rafraîchies à cause des températures élevées des gaz d'échappement.

La tâche principale du compresseur consiste à fournir de l'air comprimé à la chambre de combustion de la turbine à gaz pour son intégration avec le combustible. Le compresseur dispose de 18 niveaux, avec un flux d'air approximatif de 600 kg/s. Le compresseur consomme les deux tiers de l'énergie produite par la turbine à gaz (environ 180 MW). L'ensemble turbine à gaz comprend six sections ou groupes principaux :

1. Admission d'air
2. Compresseur
3. Système de combustion
4. Turbine
5. Échappement
6. Systèmes de support

Cette partie expose succinctement le fonctionnement de la turbine à gaz et les interactions entre ses composants majeurs.

Les injecteurs introduisent le carburant dans la zone de combustion à l'intérieur de chaque chambre. Là où il se mélange à l'air de combustion et est enflammé par une ou plusieurs bougies d'allumage. Dès que le combustible s'enflamme dans une chambre de combustion, la flamme se propage via les tuyaux d'interconnexion vers toutes les autres chambres. Elle est ensuite détectée par quatre capteurs de flamme, chacun installé sur un raccord prévu sur les enveloppes des chambres de combustion.

Les gaz chauds provenant des chambres de combustion transitent dans 18 pièces de transition séparées connectées sur la première directrice à l'entrée de la turbine. Chaque étage turbine se compose d'une directrice et d'une roue équipées d'aubes. Dans chaque directrice, l'énergie cinétique du jet augmente, avec une baisse de pression correspondante. Cette énergie

est absorbée par les aubes du rotor de la turbine, entraînant une rotation de l'arbre utilisée pour faire tourner le rotor de l'alternateur afin de générer de l'énergie électrique.

Après leur passage à travers les aubes du troisième étage, les gaz sont dirigés vers le diffuseur d'échappement. Les gaz passent ensuite dans la gaine d'échappement et sont récupérés dans une chaudière de récupération.

II.4.2 Classification des turbines à gaz :

Pour classer les turbines à gaz, on trouve trois modes de travail

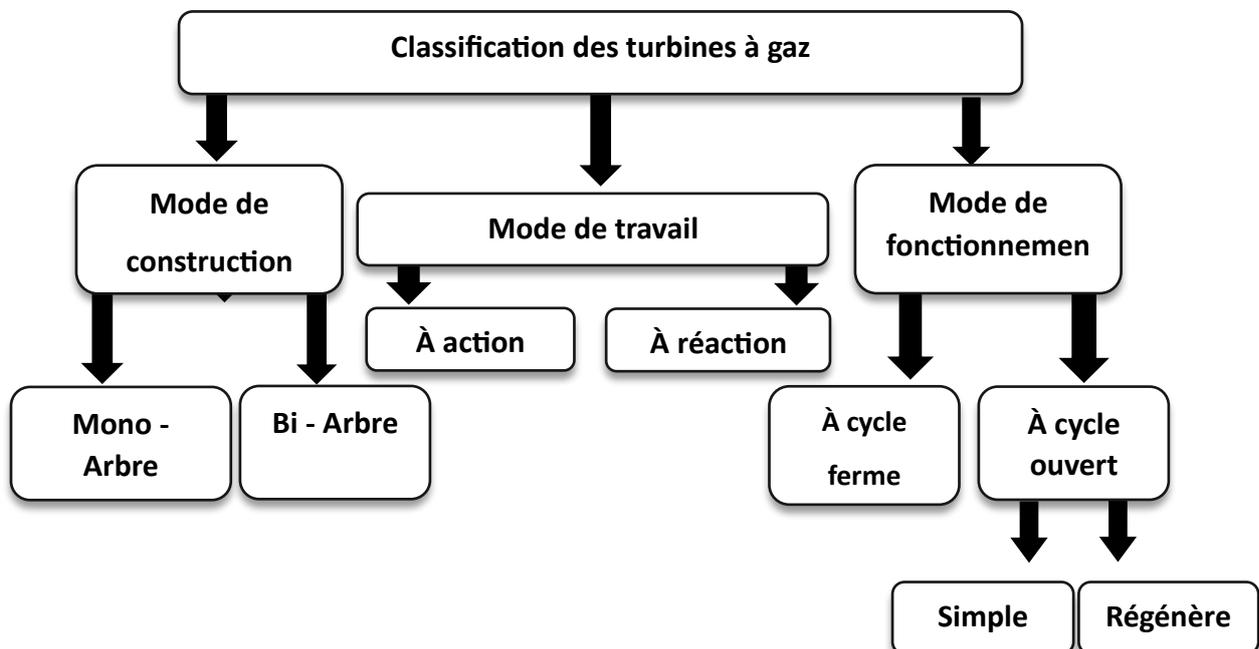


Figure II.5 : Organigramme de la classification des turbines à gaz

II.4.2.1 Mode de construction :

II.4.2.2 Mono – Arbre :

Ces machines possèdent un unique rotor simple qui intègre à la fois le compresseur et les sections de turbine. La turbine génère l'énergie nécessaire pour faire fonctionner le compresseur et également pour alimenter la charge.

Dans les situations où la charge est stable, les turbines à arbre unique sont préférables. Les turbines à gaz à axe unique sont adaptées pour alimenter les machines opérant à une vitesse constante ; les alternateurs, de ce fait, sont utilisés pour la production d'électricité.

CO : compresseur axial

CC : chambre de combustion

CH : charge

T : turbine

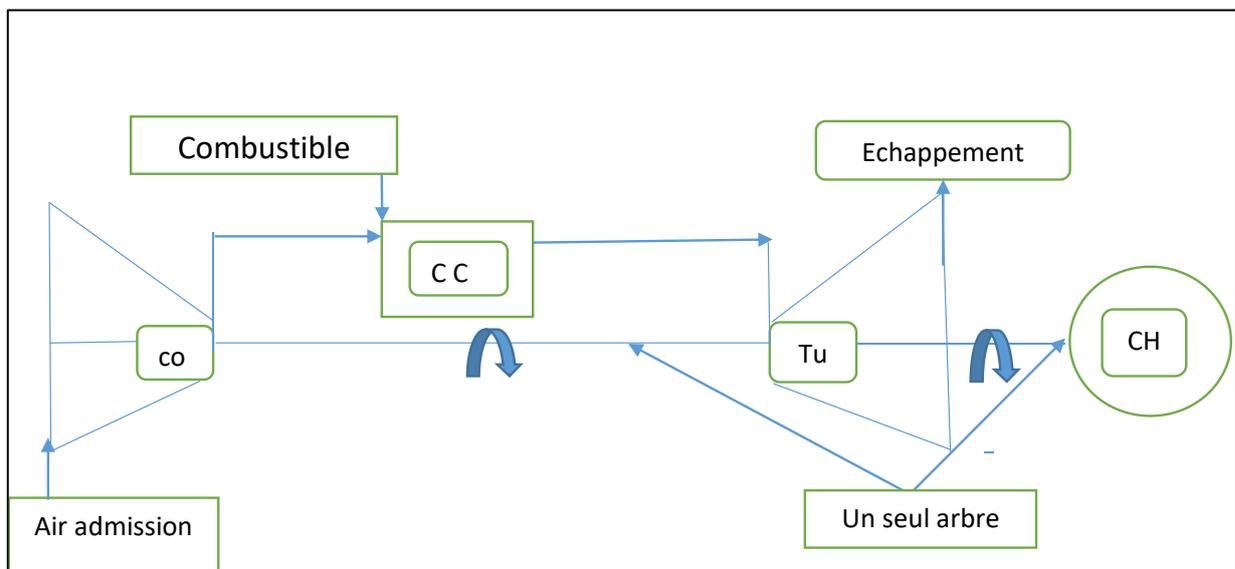


Figure II.6 : schéma d'une turbine à gaz mono- arbre

II.4.2.3 Bi –arbre :

La turbine à gaz est constituée de deux roues turbines qui fonctionnent de manière indépendante sur le plan mécanique. La turbine haute pression est responsable de l'entraînement du rotor compresseur axial ainsi que des accessoires, alors que la roue BP du deuxième étage est destinée à entraîner le récepteur, par exemple les compresseurs.

Le but des roues turbines non reliées est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de la charge variable de l'organe récepteur

CO : compresseur axial.

CC : chambre de combustion.

Th : turbine à haute pression.

Tb : turbine à basse pression.

N : réducteur.

CH : charge.

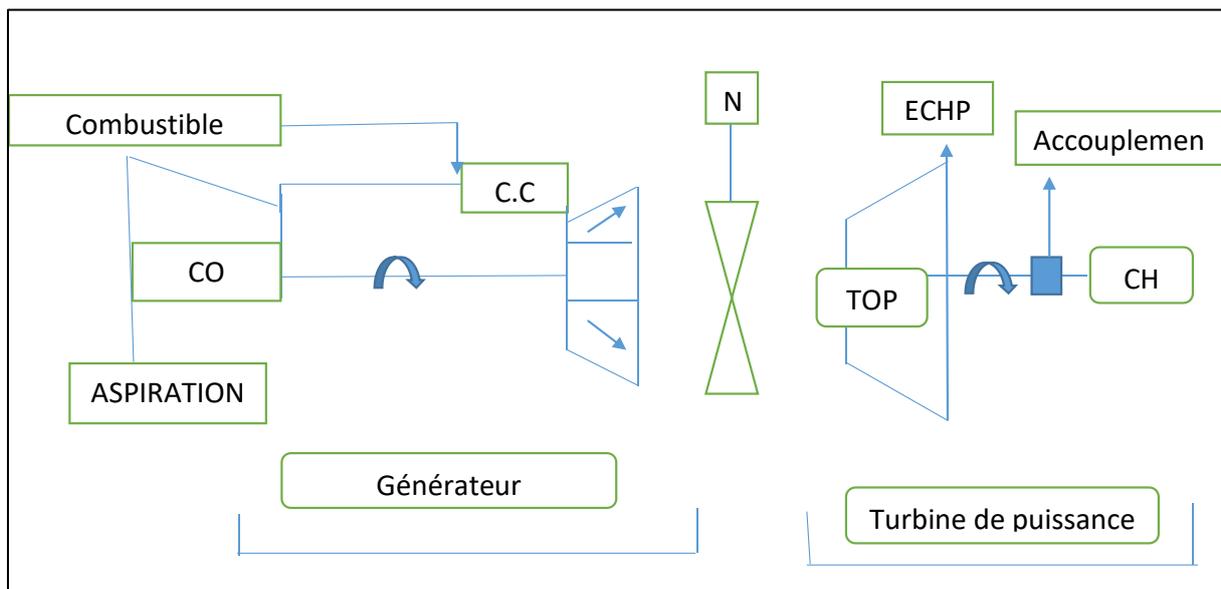


Figure II.7 : Schéma d'une turbine à gaz bi arbre

II.4.3 Mode de travail :

II.4.3.1 Turbine à action :

Le fonctionnement d'une turbine à action repose sur le fait que la conversion thermodynamique du fluide se réalise exclusivement au sein de la directrice (entre les aubages fixes).

Les aubes mobiles ont simplement pour fonction de convertir l'énergie cinétique obtenue par la détente ($P1 > P2$) en travail mécanique transmis au rotor.

Le déplacement des gaz dans la roue se produit sans changement de pression statique ($P1 = P2$).

II.4.3.2. Turbine à réaction :

Avec les turbines à réaction, il est connu que la détente se produit aussi bien dans les conduits fixes que dans les conduits mobiles, ce qui signifie qu'une portion de l'énergie thermique est convertie en énergie cinétique et mécanique au sein de la roue.

La variation de la pression statique ($P1 > P2 > P3$) entraîne un changement dans le comportement des gaz au sein de la roue.

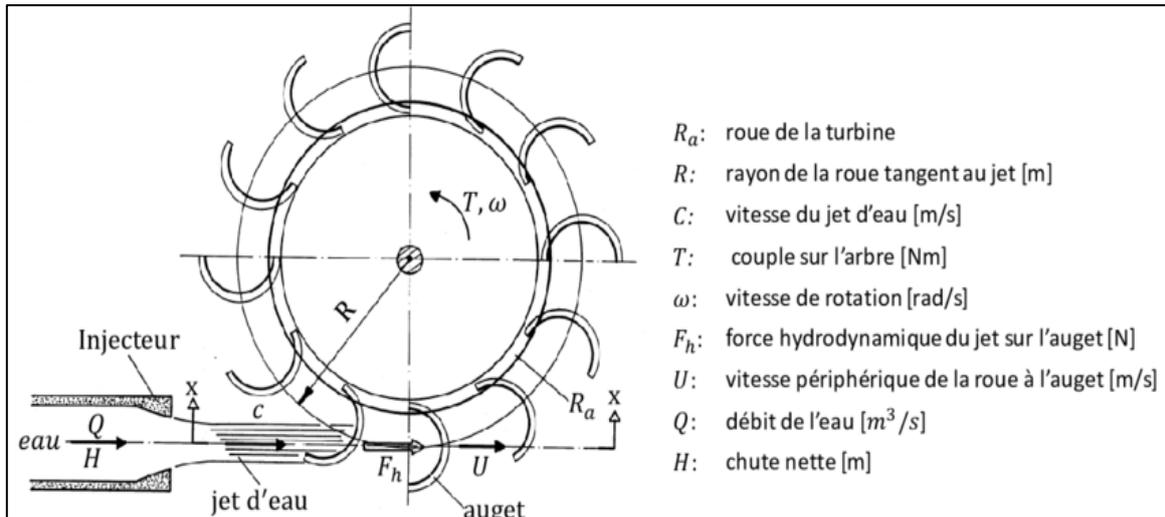


Figure II.8 : schéma d'une turbine à action

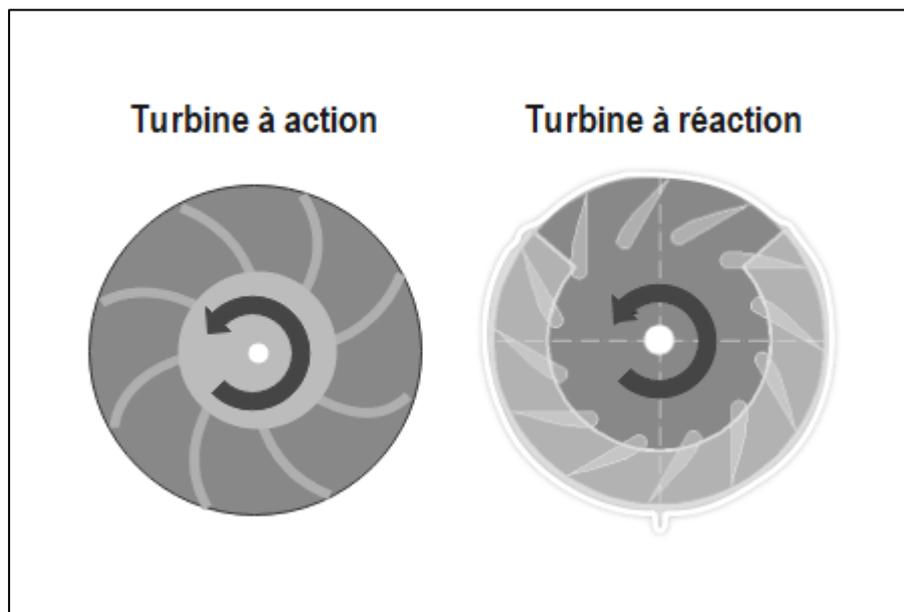


Figure II.9 : schéma d'une turbine à action et réaction

II.4.4 Mode de fonctionnement thermodynamique :

Les gaz chauds provenant d'une chambre de combustion ou d'un réacteur peuvent être employés directement comme fluide de fonctionnement primaire, c'est-à-dire par l'extension dans une turbine à gaz, ou indirectement en chauffant un fluide de secondaire agissant en tant que fluide de fonctionnement. Pour chacun des cas, le cycle sera alors direct ou indirect. Nous pouvons également prendre un cycle ouvert ou fermé, suivant les combinaisons possibles.

C'est pour cela qu'il existe deux cycles thermodynamiques : turbine à gaz à cycle fermé, turbine à gaz à cycle ouvert.

II.4.4.1 Turbine à gaz à cycle ferme :

Est une machine thermique dans laquelle un gaz circule en boucle fermée à travers un compresseur, un échangeur de chaleur, une turbine et un refroidisseur. Contrairement aux turbines à gaz à cycle ouvert, le fluide n'est pas rejeté dans l'atmosphère, mais réutilisé en continu après refroidissement. La chaleur est fournie par une source externe, comme un central solaire.

II.4.4.2 Turbine à gaz à cycle ouvert :

Est une turbine dont l'aspiration et l'échappement se font dans l'atmosphère. Ce type de turbine, qui est le plus répandu, se divise en deux classes :

II.4.4.3 Turbine a cycle simple :

C'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente, les gaz sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

II.4.4.4 Turbine a cycle régénère :

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides dont le but d'augmenter le rendement de l'installation.

II.5 Domaines d'utilisation des turbines à gaz :

Les turbines à gaz sont extrêmement bénéfiques dans le secteur industriel, car elles servent d'équipements pour la génération d'énergie mécanique. Elles sont adaptées pour l'usage dans le cadre de la formation.

II.5.1 Appareils fixes : Ces appareils sont destinés aux services industriels suivants :

- Transmission électrique pour la production d'énergie électrique.
- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Procédés industriels particuliers

II.5.2 Appareils mobiles : Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants :

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière

II.6 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

II.6.1 Avantages

- * Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- * Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- * Démarrage facile même à grand froid.
- * Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé
- * À l'exception du démarrage et de l'arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.

II.6.2 Inconvénients

- * Pour une puissance inférieure à environ 3 MW, le coût d'installation dépasse celui d'un groupe diesel.
- * Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple

À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3 MW, 32 à 38 % pour un groupe diesel. Le délai de démarrage d'une turbine est nettement plus long que celui d'un groupe diesel. Par exemple, il varie de 30 à 120 secondes pour une turbine et de 8 à 20 secondes pour un groupe diesel [28].

II.7 Rendement de turbine à gaz

II.7.1 Rendement thermique

Le rendement thermique d'une turbine à gaz est une mesure de la capacité de la turbine à convertir l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique, est donnée par la formule :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}}$$

W_{net} : travail net produit par la turbine (travail de la turbine moins le travail du compresseur)

Q_{in} : chaleur fournie par la combustion du carburant.

II.7.2 Ordre de grandeur du rendement

- Les turbines à gaz simples ont un rendement thermique de 40 %.
- Avec une récupération de chaleur (cycle combine ou cogénération)

Le rendement global peut atteindre 55 à 60 %.

- Augmenter la température d'entrée des gaz (environ 1400 -1600 C° pour les modèles modernes.
- Améliorer l'efficacité du compresseur et des aubes de turbine.

II.7.3 Rendement électrique

Pour les centrales électriques à turbine à gaz, le rendement électrique est le rapport entre l'énergie électrique produite et l'énergie thermique du combustible, il tient compte des pertes dans le générateur électrique et autres équipements.

Exemples de rendements :

- Turbine à gaz simples.
- Cycle combines.

II.7.4 Amélioration du rendement

- Matériaux avancés : utilisation de superalliages et de revêtements thermiques pour supporter des températures plus élevées.
- Refroidissement des aubes : techniques de refroidissement pour permettre des températures d'entrée plus élevées
- Optimisation des cycles : cycles combines, régénération, récupération de chaleur.

II.8 Chaudière de récupération :

La chaudière de récupération de chaleur (HRSG) fait partie d'une centrale à cycle. Cette Chaudière est un système sans feu additionnel à trois niveaux de pression, resurchauffe et circulation naturelle. [29]



Figure II.10: La chaudière de récupération de chaleur HRSG

La chaudière de récupération de chaleur est élaborée pour exploiter l'énergie présente dans les gaz résiduels d'une turbine à gaz, qui opérera au gaz naturel. Les conditions des gaz d'échappement à l'entrée de la chaudière sont spécifiées sur l'ensemble. Les plages de température et de charge anticipées. Pour chaque condition de fonctionnement, une température et un débit des gaz d'échappement sont considérés pour les calculs et les engagements de performance de la chaudière. La chaudière est prévue pour une fluctuation potentielle de ± 14 °C par rapport à la valeur escomptée des gaz d'évasion provenant de la turbine à combustion.

Le système de chaudière de récupération de chaleur (HRSG) englobe les configurations suivantes :

- a. Le système de vapeur HP
- b. Le système de resurchauffe

- c. Le système de vapeur MP
- d. Le système de vapeur BP
- e. Le circuit des gaz d'échappement

II.9 Circuit des gaz d'échappement

Les gaz d'échappement sortent de la turbine de manière horizontale et pénètrent ensuite dans le conduit d'admission de la chaudière. Les gaz de combustion, du chaud au froid, passeront à travers les différentes parties de la chaudière. Les gaz d'échappement traverseront donc en dernier la section BP ; ils quitteront les surfaces d'échange en traversant la cheminée principale d'échappement.

Les pertes de charge liées au gaz d'échappement, depuis la bride d'échappement de la turbine à combustion (considérée comme l'entrée de la chaudière) jusqu'à la sortie de la cheminée de la chaudière, tiennent compte de toutes les pertes de charge générées par les sections de la chaudière. Les éléments comme le transfert de chaleur, la cheminée, etc., sont perçus comme des composantes essentielles dans la conception de la chaudière.

La chaudière comprend les conduites d'interconnexion, les vannes (y compris celles de régulation), les débitmètres, ainsi que les vannes de vidange et de purge, sans oublier l'instrumentation requise. Le système de purge continue est élaboré de manière à offrir une capacité de purge d'au moins 5 % du débit total haute pression (HP) et du débit basse pression (MP). Les vannes de purge sont fabriquées pour supporter des charges importantes.

Fonctions de ces systèmes :

- a. Le dispositif HP chauffe l'eau d'alimentation et produit de la vapeur surchauffée qui est ensuite introduite dans le corps HP de la turbine à vapeur.
- b. Le système MP réchauffe l'eau destinée à la consommation et produit de la vapeur surchauffée qui est associée à la vapeur provenant du corps haute pression de la turbine à vapeur pour être réchauffée à la sortie de celui-ci. Ce mélange est dirigé vers le réchauffeur avant d'être introduit dans la section MP de la turbine à vapeur.
- c. Le dispositif BP réchauffe l'eau destinée à la consommation et produit de la vapeur surchauffée qui est ensuite introduite dans le corps BP de la turbine à vapeur.

d. Le désurchauffeur de la surchauffe haute pression et le désurchauffeur de la resurchauffe régulent respectivement la température de la vapeur dirigée vers les éléments haute pression (HP) et moyenne pression (MP) de la turbine à vapeur.

II.10 Turbine à vapeur

Les turbines à vapeur sont du type à condensation avec surchauffe. La vapeur de haute pression générée dans les chaudières de récupération est introduite dans les turbines où elle est détendue. Les alternateurs des turbines à vapeur fonctionnent avec une température de gaz à froid de 40 °C et la sortie est à une fréquence de 50 Hz avec une tension de 19 kV.

La mission de la turbine à vapeur est de convertir l'énergie thermique générée par la vapeur en énergie mécanique rotative. La turbine à vapeur est équipée de couronnes de lames fixes et mobiles, avec trois niveaux de pression distincts : haute pression (HP), moyenne pression (MP) et basse pression (BP).

Voici le rendement approximatif pour chaque section de la turbine à vapeur :

- HP : 78 à 84 % ; MP : 87 à 92 % ; BP : 86 à 90 %

Le pourcentage de puissance produite dans chaque section de la turbine est le suivant :

- HP : 25 à 30 % ; MP : 15 à 22 % ; BP : 50 à 60 % [30].

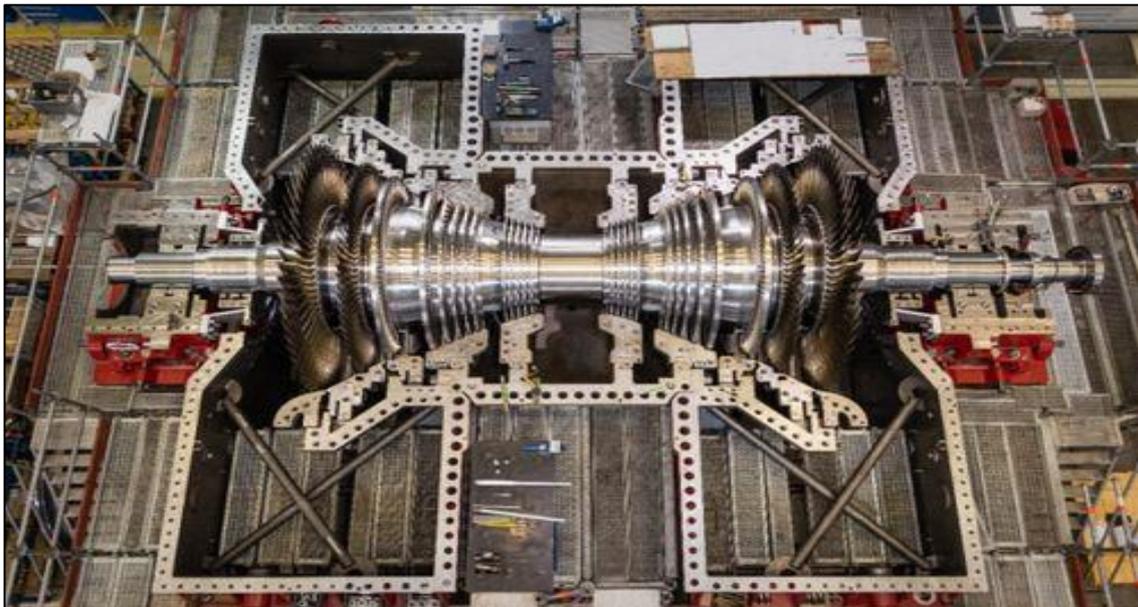


Figure II.11 : Turbine à vapeur

II.10.1 Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur

Le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur intègre au minimum les phases suivantes :

- Une pompe comprimant l'eau liquide envoie cette dernière vers la chaudière.
- La chaudière chauffe, vaporise et surchauffe l'eau.
- La turbine permet à la vapeur de se dilater, produisant ainsi de l'énergie mécanique.
- La condensation de la vapeur se produit lorsqu'elle entre en contact avec la source froide dans un vide partiel.

L'eau employée nécessite un traitement afin d'éviter toute conséquence susceptible de provoquer des désagréments au niveau de la turbine, tels que la corrosion, l'obstruction des chaudières

II.10.2 Classification des turbines à vapeur

Il existe plusieurs critères pour la classification de ces turbines :

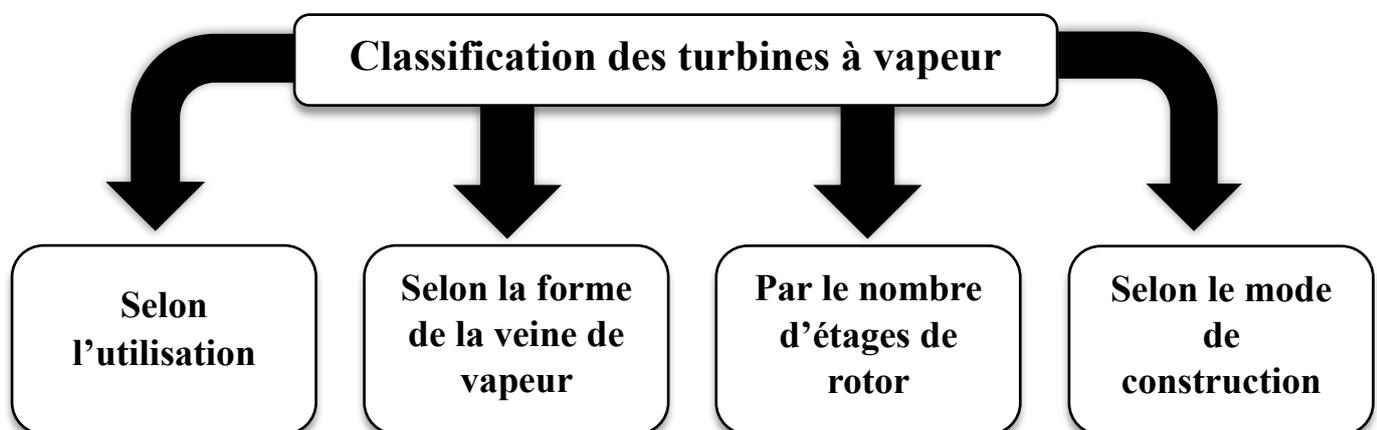


Figure II.12 : Organigramme de classification des turbines à vapeur

- Selon l'utilisation :
 - Turbine à condensation.
 - Turbine à contre pression.
- Selon la forme de la veine de vapeur :
 - Turbine axiale

- Turbine radiale
- Par le nombre d'étages de rotor :
 - Turbine élémentaire ou à une seule roue ou mono étagée.
 - Turbine à éléments multiples ou à plusieurs roues ou multi étagée.
- Selon la mode de construction :
 - Turbine a un corps.
 - Turbine a plusieurs corps.

II.10.3 Avantages et inconvénients des turbines à vapeur

II.10.3.1 Avantages

- La turbine à vapeur étant un moteur thermique rotatif, elle est particulièrement adaptée pour être utilisée pour entraîner un générateur électrique.
- L'efficacité thermique d'une turbine à vapeur est généralement supérieure à celle d'un moteur alternatif.
- Rapport puissance/poids très élevé par rapport aux moteurs alternatifs.
- Moins de pièces mobiles que les moteurs alternatifs.
- Les turbines à vapeur conviennent aux grandes centrales, jusqu'à 1,5 GW (2 000 000 ch.), utilisées pour produire de l'
- Les turbines à vapeur ont une plus grande fiabilité, en particulier dans les applications où une puissance élevée et soutenue est requise.

II.10.3.2 Inconvénients

Bien qu'environ 90 % de toute la production d'électricité se fasse à l'aide de turbines à vapeur, elles présentent également certains inconvénients :

- Coût relativement élevé.
- À gaz et aux moteurs alternatifs.
- Moins sensible aux changements de la demande de puissance par rapport aux turbines.
- Elles ont un démarrage plus long que les turbines à gaz et sûrement que les moteurs.
- Les turbines à vapeur sont moins efficaces que les moteurs alternatifs en fonctionnement à charge partielle [31].

II.11 Le rendement de turbine à vapeur

Le rendement d'une turbine à vapeur dépend de plusieurs facteurs, notamment la qualité de la vapeur, les pertes mécaniques et thermodynamiques, ainsi que le type de cycle utilisé.

II.11.1 Définition du rendement

Le rendement d'une turbine à vapeur est défini comme le rapport entre la puissance utile fournie par la turbine et la puissance thermique contenue dans la vapeur.

$$\eta = P_{\text{Utile}} / P_{\text{thermique}}$$

P_{utile} : est la puissance mécanique fournie par la turbine.

$P_{\text{thermique}}$: est la puissance thermique apportée à la vapeur.

II.11.2 Types de rendement

- Rendement isentropique ($\eta_{\text{isentropique}}$)
- Rendement global
- Rendement du cycle thermodynamique

II.11.3 Amélioration du rendement

- Augmenter la pression et la température de la vapeur à l'entrée.
- Utiliser un réchauffage intermédiaire.
- Utiliser des turbines multi étages.
- Améliorer l'isolation thermique pour réduire les pertes.

II.12 Bilan énergétique

Le bilan énergétique d'une turbine à vapeur est une analyse des flux d'énergie entrant et sortant du système, il permet de déterminer l'efficacité de la turbine et d'identifier les pertes énergétiques.

Voici les principaux éléments à considérer pour établir un bilan énergétique :

II.12.1 Énergie entrante

- **Énergie thermique de la vapeur :**

C'est l'énergie apportée par la vapeur à l'entrée de la turbine. Elle est généralement mesurée en termes d'enthalpie spécifique (h_1) et de débit massique (\dot{m}) de la vapeur.

$$E_{\text{entrante}} = \dot{m} \cdot h_1$$

\dot{m} : débit massique de la vapeur (en kg /s)

h_1 : enthalpie spécifique de la vapeur à l'entrée (en kJ /kg)

II.12.2 Énergie sortante

C'est l'énergie mécanique produite par la turbine, généralement utilisée pour entraîner un générateur électrique ou d'autres équipement.

$$P_{\text{out}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2).$$

- P_{out} : puissance mécanique sortante (en KW ou MW).
- h_2 : enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie (en KJ/KG)

II.13 Condenseur

La vapeur saturée provenant des turbines à vapeur est condensée dans un échangeur à faisceau tubulaire, qui est rafraîchi par un flux constant d'eau de mer. Chaque turbine à vapeur nécessite un condenseur.

La fourniture d'eau de circulation est garantie par une station de pompage connectée à la mer par un canal à ciel ouvert. Par la suite, des conduites en surface relient la station de pompage au condenseur, tandis que l'entrée sur le site est assurée par des tuyaux enterrés. L'ensemble de l'eau qui a traversé le condenseur est déversé dans l'océan par trois émissaires.

II.14 Transformateurs et poste de départ

Pour augmenter la tension de livraison à 400 kV, une station de départ est mise en place dans un édifice situé au sud des trois structures hébergeant les turbines. Ce poste se compose essentiellement de trois transformateurs qui augmentent la tension, ainsi que de divers équipements de commande. Chaque transformateur contient approximativement 60 000 litres d'huile de refroidissement et est placé au-dessus d'une cuvette de rétention équipée d'un lit coupe-feu composé de gravier concassé, dans le but de maîtriser toute fuite accidentelle [32].

II.15 Génératrices de secours

L'installation dispose de neuf génératrices, chacune d'une puissance d'environ 2,0 MW, qui ont pour rôle d'assurer l'alimentation des éléments essentiels de la centrale en cas de coupure d'urgence et lors de son redémarrage.

Les génératrices fonctionnent avec du diesel comme source d'énergie.

II.16 Le générateur (alternateur)

Un générateur électrique est un appareil qui convertit l'énergie mécanique en énergie électrique sous forme de courant alternatif. Il est constitué de deux éléments majeurs : le rotor et le stator. Comme l'indique son appellation, le rotor est la composante mobile, tandis que le stator est immobile.

Le rotor est composé d'électro-aimants, c'est-à-dire de fils torsadés autour d'un noyau métallique. Le stator est constitué d'un bobinage de barres de cuivre. Le mouvement du rotor entraîne un déplacement d'électrons au sein du stator : un courant électrique est ainsi généré.

Dans les installations de production d'énergie traditionnelles, les générateurs fonctionnent de manière synchrone. En Algérie, la fréquence de synchronisation est de 50 Hz. Le refroidissement à l'intérieur du générateur se fait par du gaz d'hydrogène avec une pureté d'environ 97 %. Celui-ci circule dans un cycle fermé, étanche et dépourvu d'air [33].

II.17 Les cycles thermodynamiques**II.17.1 Composants du cycle de Brayton (turbine à gaz)**

- Compression : l'air est comprimé dans un compresseur.
- Combustion : l'air comprimé est mélangé avec du gaz naturel (ou un autre combustible) et brûle dans une chambre de combustion.
- Expansion : les gaz chauds en sortie de combustion font tourner une turbine à gaz, qui produit de l'électricité.
- Echappement : les gaz brûlés sont rejetés avec une température élevée.

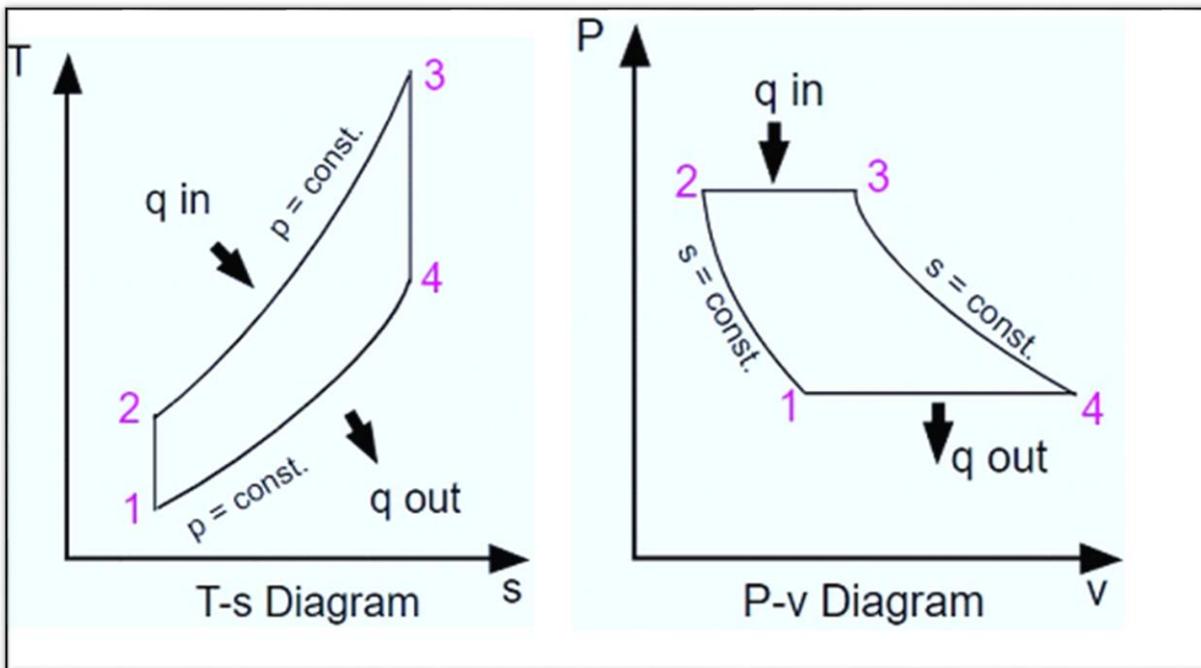


Figure II.13 : Diagramme P-V et T-S du cycle brayton

II.17.2 Le Bilan énergétique du cycle brayton :

- Taux de compression :

$$\tau_c = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{II.22})$$

- Température après la compression :

$$T_2 = T_1 * \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.23})$$

- Travail de compresseur :

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (\text{II.24})$$

- Température après la détente isentropique :

$$T_4 = T_3 * \left(\frac{1}{\tau_c}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.25})$$

- Travail de la turbine :

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (\text{II.26})$$

- Travail net de cycle :

$$W_{net} = W_t - W_c \quad (II.27)$$

- La puissance de cycle :

$$p_g = \dot{m}_a * (h_3 - h_4) \quad (II.28)$$

- Le rendement : $\eta = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$ (II.29)

II.17.3 Calcul du rendement thermique :

Le rendement est défini comme :

$$\eta = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{cp(T_4 - T_1)}{cp(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (II.30)$$

En utilisant les relations isentropiques :

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{1}{r_p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ et } T_2 = T_1 \cdot r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (II.31)$$

En substituant T4 et T2 :

$$\eta = 1 - \frac{T_3 \cdot r_p^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} - T_1}{T_3 - T_1 \cdot r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \text{Simplification (en factorisant T1 et T3).} \quad (II.32)$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (II.33)$$

Formule finale du rendement :

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (II.34)$$

II.17.4 Rendement du cycle de brayton idéal (air standard) :

Le rendement thermique d'un cycle de brayton idéal (sans pertes, avec compression et détente isentropiques) est donné par :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (II.35)$$

r_p : Rapport de pression (P2-P1) ou P2 est la pression après compression et p1 la pression initiale.

γ : Rapport des capacités calorifiques

II.17.5 Factures améliorant le rendement :

1. Augmenter le rapport de pression :

- Une pression trop élevée peut cependant entraîner des contraintes mécaniques et des températures critiques.

2. Température maximale (T3) :

- Les matériaux résistants à haute température (superalliages, Céramiques) permettent d'augmenter T3

II.17.6 Limites du cycle de brayton

- **Plafond matériel** : les turbines ne supportent pas des températures $> 1500\text{ C}^\circ$ (malgré les revêtements céramiques)
- **Coûts** : les hauts rendements nécessitent des technologies coûteuses (superalliages, systèmes de refroidissement)

Application	Rendement typique	Remarques
Turbine à gaz simple	25 – 35 %	Faible rp pas de régénération
Turbine à gaz moderne	35 – 45 %	Haut rp Matériaux avances
Cycle combine (Gaz+Vapeur)	50 – 60 %	Meilleure récupération de chaleur

Tableau II.3 : améliorant de rendement

II.18 Le cycle de Rankine (turbine à vapeur, récupération de chaleur) Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique fondamental utilise dans les centrales électriques à vapeur. Contrairement au cycle de Brayton (gaz), il fonctionne avec un fluide condensable (eau) et permet des rendements élevés à haute pression.

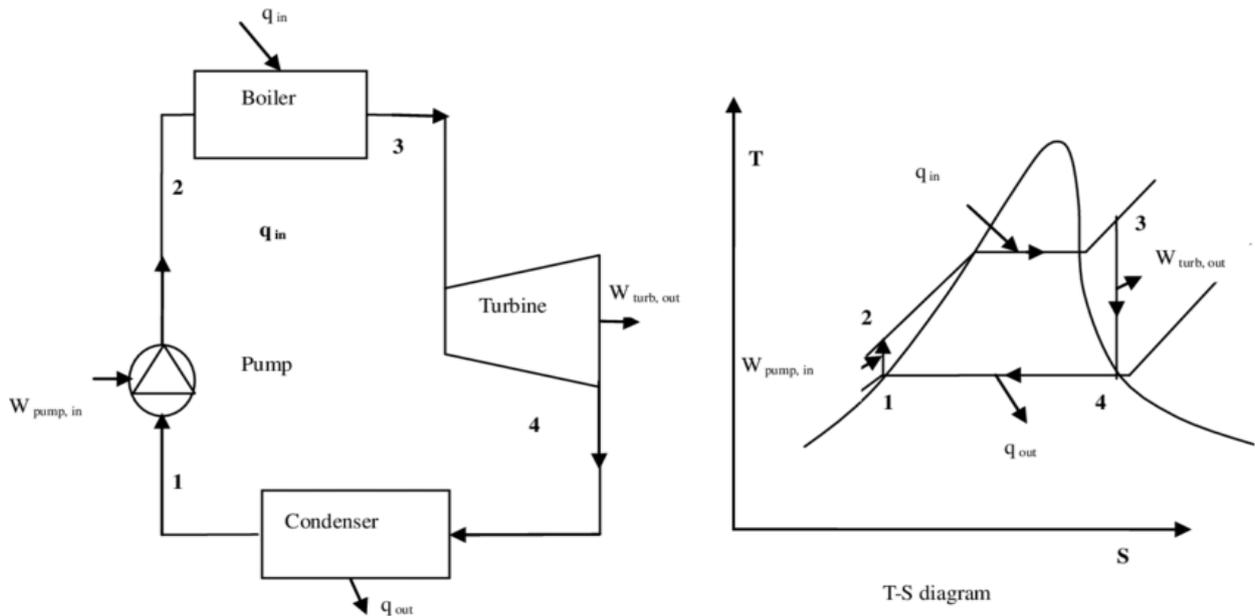


Figure II.14: Schéma et le Diagramme T-s du cycle Rankine

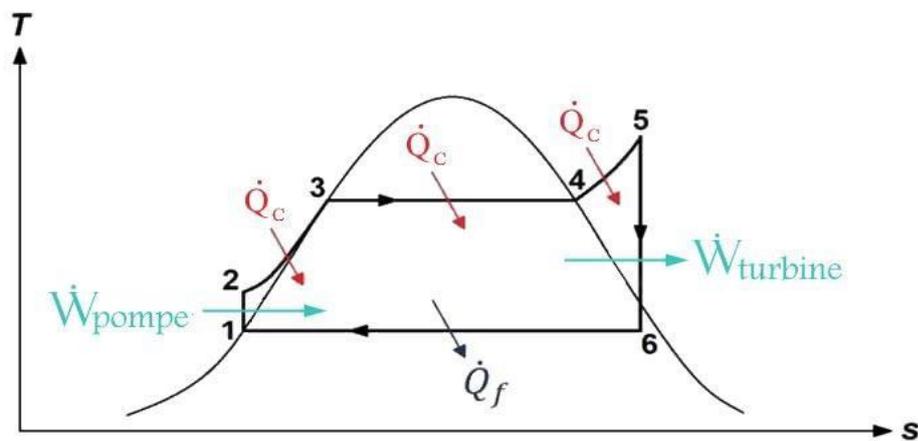


Figure II.15 : Schéma du cycle idéal de Rankine

II.18.1 Composants du cycle Rankine (turbine à vapeur)

1→2 : compression isentropique

2→5 :Apport de chaleur

5→6 : Détente isentropique

6→1 : Rejet de chaleur

II.18.2 Le Bilan énergétique du cycle Rankine :

- Travail consommé par la pompe :

$$w_{pompe} = h_2 - h_1 \quad (\text{II.36})$$

- Chaleur absorbée dans la chaudière :

$$q_c = h_5 - h_2 \quad (\text{II.37})$$

- Détente isentropique :

$$w_t = h_6 - h_5 \quad (\text{II.38})$$

- Rejet de chaleur :

$$q_f = h_1 - h_6 \quad (\text{II.39})$$

- Le travail net du cycle :

$$w_{net} = q_c - q_f \quad (\text{II.40})$$

- Le rendement thermique est le rapport entre le travail utile produit et la chaleur fournie :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_c} \quad (\text{II.41})$$

II.18.3 Rendement du cycle de Rankine (formules)

Le rendement thermique s'exprime par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{turbine} - W_{pompe}}{Q_{apporte}} = 1 - \frac{Q_{rejet}}{Q_{apporte}} \quad (\text{II.42})$$

- $W_{turbine} = h_3 - h_4$ (travail produit par la turbine).
- $W_{pompe} = h_2 - h_1$ (travail consommé par la pompe).
- $Q_{apporte} = h_3 - h_2$ (chaleur fournie par la chaudière).

Simplification (si on néglige le travail de la pompe) :

$$\eta_{th} \approx \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (\text{II.43})$$

II.18.4 Amélioration du cycle :

- Récupération de chaleur : Au lieu d'être rejetés, les gaz chauds passent dans une récupération de chaleur (chaudière de récupération).
- Production de vapeur : Cette chaleur est utilisée pour transformer de l'eau en vapeur.
- Turbine à vapeur : La vapeur entraîne une turbine à vapeur, générant une électricité supplémentaire.
- Condensation : La vapeur refroidie redevient liquide et est renvoyée vers la chaudière.

II.19 Principe d'un cycle combine

Le cycle combine repose sur l'association de deux cycles thermodynamiques :

- Cycle de baryton (turbine à gaz)
- Cycle de Rankine (turbine à vapeur)

Ces deux cycles sont couplés pour améliorer le rendement global de la production d'électricité.

La turbine à gaz fonctionne selon quatre étapes principales :

1. Compression de l'air :

L'air ambiant est aspiré par un compresseur axial ou centrifuge. Il est comprimé à une pression élevée, généralement entre 15 et 30 bars, ce qui augmente sa température (300 à 500 °C).

Cette compression consomme environ 50 à 60 % de l'énergie produite par la turbine.

2. Combustion :

L'air comprimé est injecté dans une chambre de combustion où du carburant (gaz naturel, fioul) est brûlé.

La combustion fait monter la température des gaz à environ 1 200 - 1 500 °C.

3. Expansion dans la turbine à gaz :

Les gaz brûlés, sous haute pression et haute température, passent à travers les aubages de la turbine à gaz.

Cette expansion entraîne la rotation de la turbine et du compresseur (qui est couplé à l'axe de la turbine).

L'alternateur, relié à la turbine, produit ainsi de l'électricité.

4. À la sortie, les gaz d'échappement ont encore une température élevée (500-650 °C), ce qui permet de récupérer leur énergie pour le cycle vapeur.

II.19.1 Récupération de la chaleur des gaz d'échappement

Les gaz chauds sortant de la turbine à gaz sont dirigés vers un récupérateur de chaleur (générateur de vapeur à récupération de chaleur, ou GVRC).

Ce système fonctionne comme une chaudière sans flamme, utilisant la chaleur des gaz d'échappement pour chauffer de l'eau et la transformer en vapeur.

Le GVRC comporte généralement :

- Un faisceau de tubes où circule l'eau.
- Trois niveaux de pression (basse, moyenne et haute pression) pour optimiser l'extraction d'énergie.
- Un économiseur, qui préchauffe l'eau d'alimentation.
- Une surchauffeur, qui élève la température de la vapeur avant son entrée dans la turbine à vapeur

La vapeur produite dans le GVRC est envoyée vers une turbine à vapeur, qui fonctionne en plusieurs étapes.

1. Expansion de la vapeur dans la turbine :

La vapeur sous haute pression (typiquement 100-160 bars, 500-600 °C) entre dans la turbine haute pression (HP).

Après une première détente, elle est réchauffée (réchauffage intermédiaire) avant d'entrer dans la turbine moyenne pression (MP), puis dans la turbine basse pression (BP).

L'expansion entraîne la rotation de l'arbre de la turbine, qui est couplé à un alternateur produisant de l'électricité.

2. Condensation de la vapeur :

À la sortie de la turbine, la vapeur est refroidie dans un condenseur (échangeur thermique utilisant de l'eau froide ou de l'air).

La vapeur redevient liquide et est récupérée dans un réservoir d'eau d'alimentation.

3. Recyclage de l'eau :

Une pompe d'alimentation renvoie cette eau vers le GVRC pour recommencer le cycle.

II.20 Bilan et rendement énergétique :

Le premier principe de la thermodynamique exprime le bilan énergétique d'un système donné en tenant compte des transferts d'énergie entre ce système et l'extérieur, mais ne prend pas en compte la qualité ni le niveau de l'énergie.

Donc, la connaissance du bilan énergétique, à lui seul, ne suffit pas pour permettre d'améliorer les performances d'un système, ni pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés à ce dernier. Pour atteindre ce double objectif, il est nécessaire d'établir le bilan des pertes intervenant aux différents stades de la conversion d'énergie.

- Amélioration du rendement de la turbine à gaz (η -TAG) :

Le rendement de la turbine à gaz dépend de :

- Température d'entrée (T3)
- Rapport de pression (r-p)
- Rendement isentropique (η -Is)

- Formule du cycle de brayton (TAG) :

$$\eta_{TAG} = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (II.44)$$

- γ (Gamma) = 1.4 (pour aire)
- r-p = Rapport de pression (P2/P1)

Comment l'améliorer :

- Augmenter r-p (jusqu' à 25-30)
- Augmenter T3 (1600 C° au lieu de 1300 C°)

- Amélioration du cycle vapeur (η -TAV) :

Le rendement du cycle Rankine (TAV) dépend de :

- Pression et température d'entrée
- Pression du condenseur

- Formule du rendement Rankine :

$$\eta_{TAV} = 1 - \frac{T_{condenseur}}{T_{chaudiere}} \quad (II.45)$$

(En kelvin, idéalement avec un cycle supercritique).

En pratique, $\eta_{-TAV} \approx 38-38\%$ (pertes mécaniques, irréversibilités)

Comment l'améliorer :

- Augmenter la pression (cycle supercritique >220 bars)
- Utiliser une resurchauffe (2 étages de détente)
- Calcul final avec optimisations :

Supposons :

- Nouvelle TAG : $\eta_{-TAG} = 45\%$ (grâce à $T_3 = 1600\text{ C}^\circ$ et $r-P = 25$)
- Nouvelle TAV : $\eta_{-TAV} = 38\%$ (grâce à un cycle supercritique)

$$\eta_{comb} = 0,45 + 0,38 - (0,45 \times 0,38) = 0,65 \quad (II.46)$$

Avec ces optimisations, on dépasse 60%.

- Facteurs limitants :
 - Matériaux : résistance à haute température (superalliages, céramiques^o)
 - Coûts : une turbine à 1600 C^o coûte bien plus cher qu'à 1300 C^o
 - Efficacité de la HRSG : doit récupérer un maximum de chaleur perdue.

Conclusion :

Pour passer de 35-40% à 55-60% :

- Augmenter η_{-TAG} ($T_3 \uparrow, r-P \uparrow$) → 45%
- Augmenter η_{-TAV} (cycle supercritique, resurchauffe) → 38%
- Optimiser la HRSG (récupération maximale).

- Calcul final :

$$\eta_{combi} = 0.45 + 0.38 - (0.45 \times 0.38) = 65.9\% \quad (II.47)$$

C'est ainsi que les centrales modernes (comme celles de siemens H-class) atteignent 62-64%.

- Calcul du rendement de la turbine à vapeur :

$$\eta_{TV} = \frac{W_{\text{utile}}}{Q_{\text{entre}}} \quad (\text{II.48})$$

W utile : Travail mécanique produit par la turbine kj/kg ou MW

Q entrée : chaleur reçue par la vapeur dans le générateur de vapeur

- Calcul du rendement global du cycle combine :

$$\eta_{cc} = \frac{P_{GT} + P_{ST}}{Q_{comb}} \quad (\text{II.49})$$

Ainsi, un cycle combine typique atteint un rendement de 50 à 60 %, bien supérieur à celui d'une turbine à gaz seule (30-40%) ou d'une turbine à vapeur seule (35-45%).

Le cycle combine améliore le rendement global grâce à l'exploitation des gaz d'échappement :

Turbine à gaz seule : rendement de 35-40 %.

Ajout de la turbine à vapeur : rendement total porte à 55-60%.

4. Calcul des performances du cycle combine :

- Puissance nette du cycle combine :

Supposons que la puissance consommée par les auxiliaires soit estimée à 1% de la production totale, donc la puissance nette sera :

$$W'_{ccnet} = 0,99 (W'_{TGnet} + W'_{TVnet}). \quad (\text{II.50})$$

Avec la puissance du cycle vapeur donnée par :

$$W'_{TVnet} = m' f. y. W_{TV}. \quad (\text{II.51})$$

En négligeant le travail de la pompe alimentaire.

II.21 Rendement thermique η_{cc} du cycle combine se calcule comme suit

$$\eta_{cc} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{cc}} = \frac{W_{TG}}{Q_{cc}} + \frac{W_{TV}}{Q_{cc}} \quad (\text{II.52})$$

$$\text{Sachant que : } \eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{cc}} \quad ; \quad \eta_{cc} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}}{Q_{cc}}$$

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_V} \quad ; \quad \eta_{cc} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \cdot \frac{Q_V}{Q_{cc}}$$

$$\frac{QV}{Q_{CC}} = ?$$

On introduit le rendement de la chaudière de récupération :

$$\eta_{CR} = \frac{QV}{QV+QP}$$

Sachant que : $QV+QP = Q_{CC}-WTG$

$$\frac{QV}{Q_{CC}} = \eta_{CR} \cdot \frac{Q_{CC}-WTG}{Q_{CC}}$$

$$\frac{QV}{Q_{CC}} = \eta_{CR} \cdot \left(1 - \frac{WTG}{Q_{CC}}\right) = \eta_{CR} (1 - \eta_{TG})$$

Finalement : $\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \cdot \frac{QV}{Q_{CC}}$

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \cdot (1 - \eta_{TG}) \cdot \eta_{CR} \quad (II.53)$$

II.22 Conclusion

L'intégration d'un cycle combiné (gaz-vapeur) dans une centrale de dessalement constitue une solution technologique efficace et performante.

En intégrant une turbine à gaz et une turbine à vapeur, ce modèle de cycle favorise l'optimisation de l'usage de l'énergie primaire en exploitant la chaleur résiduelle provenant des gaz d'échappement. Cette configuration optimise grandement la performance globale du système, minimise la consommation d'énergie spécifique et réduit les émissions polluantes par unité d'eau produite.

Dans le contexte du dessalement, notamment via la distillation thermique ou l'osmose inverse avec récupération d'énergie, le cycle combiné propose une source d'énergie stable et adaptable, répondant aux exigences fluctuantes des procédés. Il représente donc une option stratégique pour les régions confrontées à un stress hydrique élevé, tout en assurant efficacité énergétique, durabilité écologique et rentabilité économique.

L'emploi d'un cycle combiné (gaz-vapeur) dans une usine de dessalement témoigne d'un choix technologique à la fois judicieux et performant. Ce système permet de produire davantage d'énergie sans perdre de puissance, en récupérant la chaleur générée par les gaz issus de la première phase de production d'électricité.

Ainsi, nous utilisons moins de carburant, réduisons notre pollution et générons davantage d'eau douce. C'est une alternative très bénéfique, en particulier dans les zones où l'eau fait défaut, puisqu'elle offre la possibilité de convertir l'eau saline en eau potable tout en préservant davantage l'environnement et en diminuant les coûts

Chapitre 3:
Résulta Et
interprétions

III.1. Introduction :

Ce chapitre présente les résultats et interprétations des graphiques générés à partir de la simulation d'un système de dessalement multi-effets (MED) à l'aide du programme MATLAB.

Les graphiques illustrent l'évolution de diverses variables clés en fonction du nombre d'effets (n), variant de 2 à 14. Les paramètres analysés incluent le débit d'eau dessalée (D_t), surface de l'échangeur dans les feed heaters (A_f), surface spécifique d'échange thermique (AoD), la surface de l'échangeur dans le condenseur (A_c), la surface totale incluant le condenseur ($A_{tt}=A_t + A_c$), le rapport du débit d'eau de refroidissement au débit de distillat ($CoD=Mc/D_t$), la surface totale d'échange thermique (A_t), le débit d'eau pour le condenseur (Mc), le débit de brine (Db) et le Gain Output Ratio (GOR) est un indicateur clé de performance énergétique dans les systèmes de dessalement, et finalement l'indicateur qui mesure l'efficacité énergétique d'un système de dessalement (PR).

L'objectif est d'analyser les tendances observées, d'expliquer leur signification physique dans le contexte du dessalement MED, et de discuter de leurs implications pour l'optimisation du système.

III.2. Analyse du Débit de Distillat (D_t) dans le Système MED

III.2.1 Définition du Débit de Distillat (D_t) :

Le débit de distillat (D_t) représente la quantité d'eau douce produite par unité de temps dans un système MED, généralement exprimée en kg/s ou m³/jour. C'est le paramètre principal qui caractérise la capacité de production de l'installation.

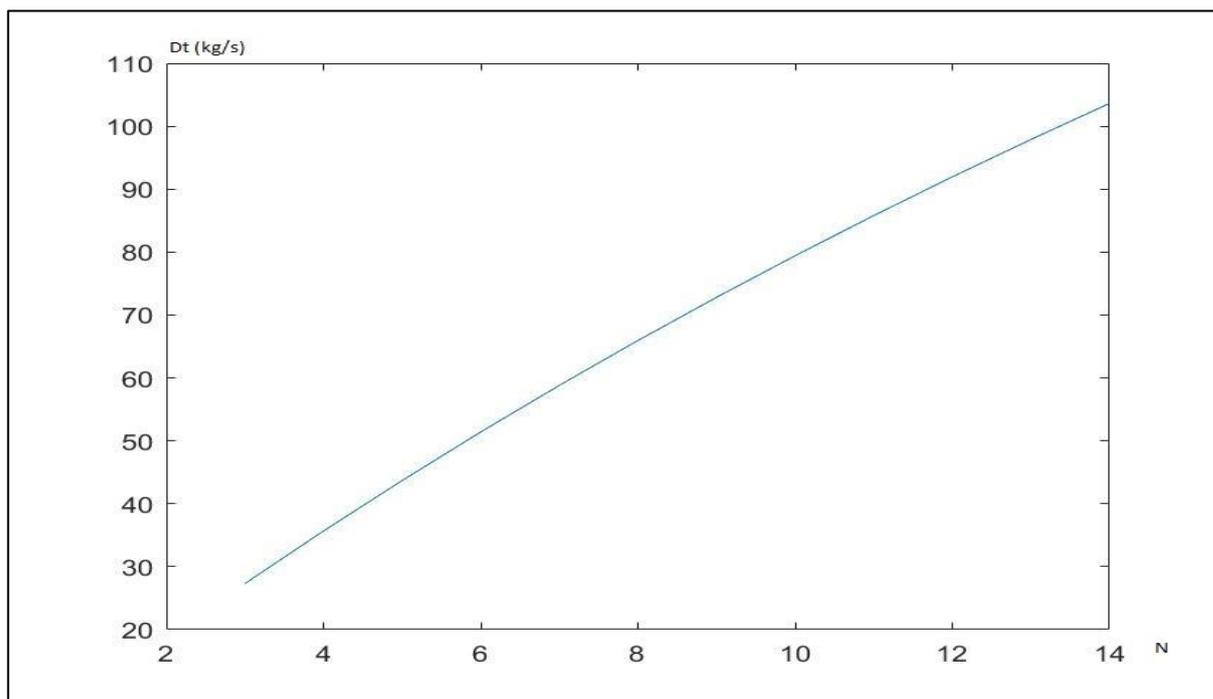


Figure III.1 : courbe de variation Dt en fonction de N (nombre d'effets)

❖ Observation :

Le débit total d'eau dessalée (Dt) augmente linéairement d'environ 30 kg/s à 110 kg/s lorsque le nombre d'effets (n) passe de 2 à 14.

❖ Interprétation : Cette augmentation reflète une efficacité croissante de la récupération de chaleur latente à travers les effets successifs. Dans un système MED, chaque effet supplémentaire utilise la vapeur rejetée par l'effet précédent pour produire plus de distillat, augmentant ainsi le rendement global (GOR, ratio de gain de sortie) tant que la température d'entrée (TBT) et le débit d'alimentation restent suffisants. La pente linéaire suggère une relation directe entre n et la production, avec une différence de température par effet suffisamment stable pour soutenir cette croissance.

III.3. Analyse de la Surface d'Échange des Préchauffeurs (Af) dans le Système MED

III.3.1. Définition de Af :

La surface d'échange des préchauffeurs (A_f) représente la surface totale nécessaire pour le transfert thermique dans les échangeurs qui préchauffent l'eau d'alimentation avant son entrée dans les effets. Elle est un paramètre clé pour :

- L'efficacité thermique globale
- Le dimensionnement des équipements
- Le coût d'investissement

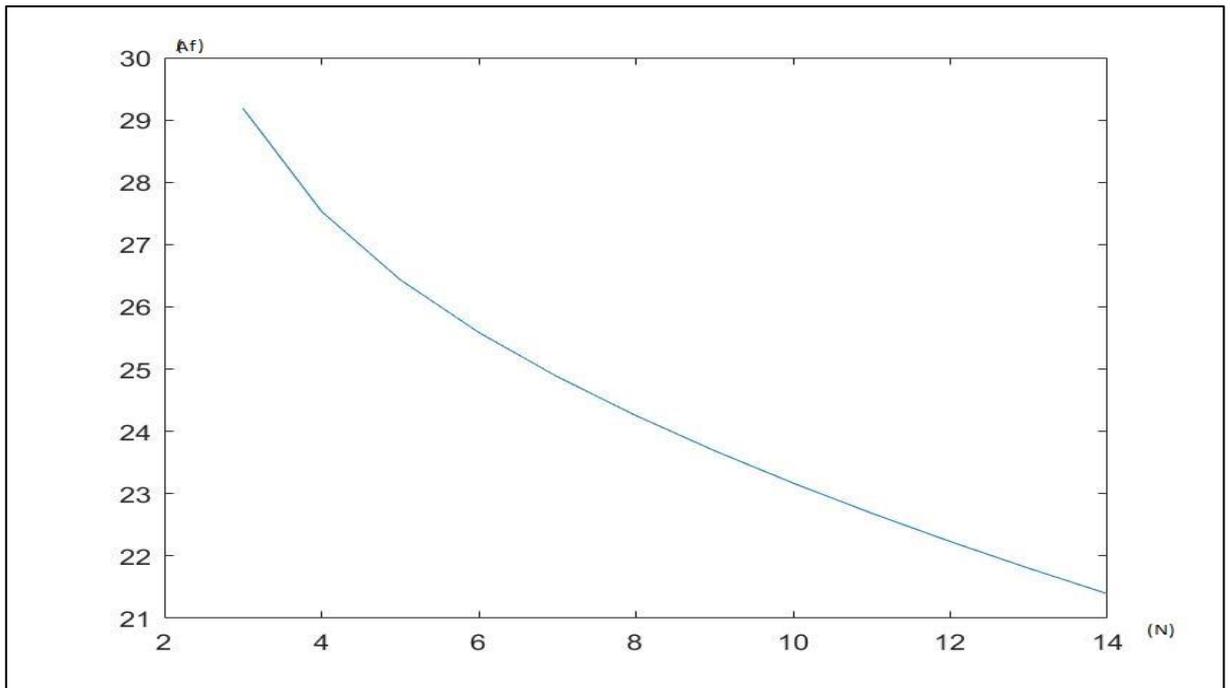


Figure III.2: courbe de variation A_f en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

Le graphe montre la relation entre le nombre d'effets (n) sur l'axe des x (allant de 3 à 14) et la surface de l'échangeur de chaleur dans les préchauffeurs d'alimentation (A_f) sur l'axe des y (allant d'environ 21 à 29 unités, probablement en m^2). La courbe est une ligne descendante progressivement, indiquant qu'en augmentant le nombre d'effets, la surface requise pour les préchauffeurs d'alimentation diminue.

La surface A_f commence à environ 29 cm^2 lorsque $n = 3$ et diminue régulièrement jusqu'à environ 21 cm^2 lorsque $n = 14$.

Cette relation inverse suggère qu'ajouter plus d'effets au système de distillation à effets multiples (MED) réduit la surface de transfert de chaleur nécessaire dans les préchauffeurs d'alimentation.

❖ Explication Physique :

Dans un système MED, augmenter le nombre d'effets permet une meilleure utilisation de la chaleur latente de vaporisation à travers plusieurs étages, réduisant la différence de température requise dans chaque effet. Le préchauffeur d'alimentation, qui réchauffe l'alimentation entrante avec de la vapeur extraite, bénéficie de cette récupération de chaleur améliorée, entraînant une surface requise plus faible.

III.4. Analyse de la Surface Spécifique d'Échange (AoD) dans le Système MED

III.4.1. Définition de AoD

Le paramètre AoD (Area over Distillat) représente la surface d'échange thermique requise par unité de débit de distillat produit, exprimée en $m^2/(kg/s)$. C'est un indicateur clé pour :

L'efficacité d'utilisation des surfaces d'échange

- L'évaluation des coûts d'investissement
- La comparaison entre différentes configurations

❖ Observation :

La valeur de AoD commence à environ $200 \text{ cm}^2/\text{kg/s}$ pour $n = 3$ et augmente de manière significative pour atteindre environ $2500 \text{ cm}^2/\text{kg/s}$ à $n = 14$.

Cette croissance rapide indique que la surface totale des échangeurs de chaleur (A_t) par unité de distillat produit (D_t) augmente fortement avec un plus grand nombre d'effet

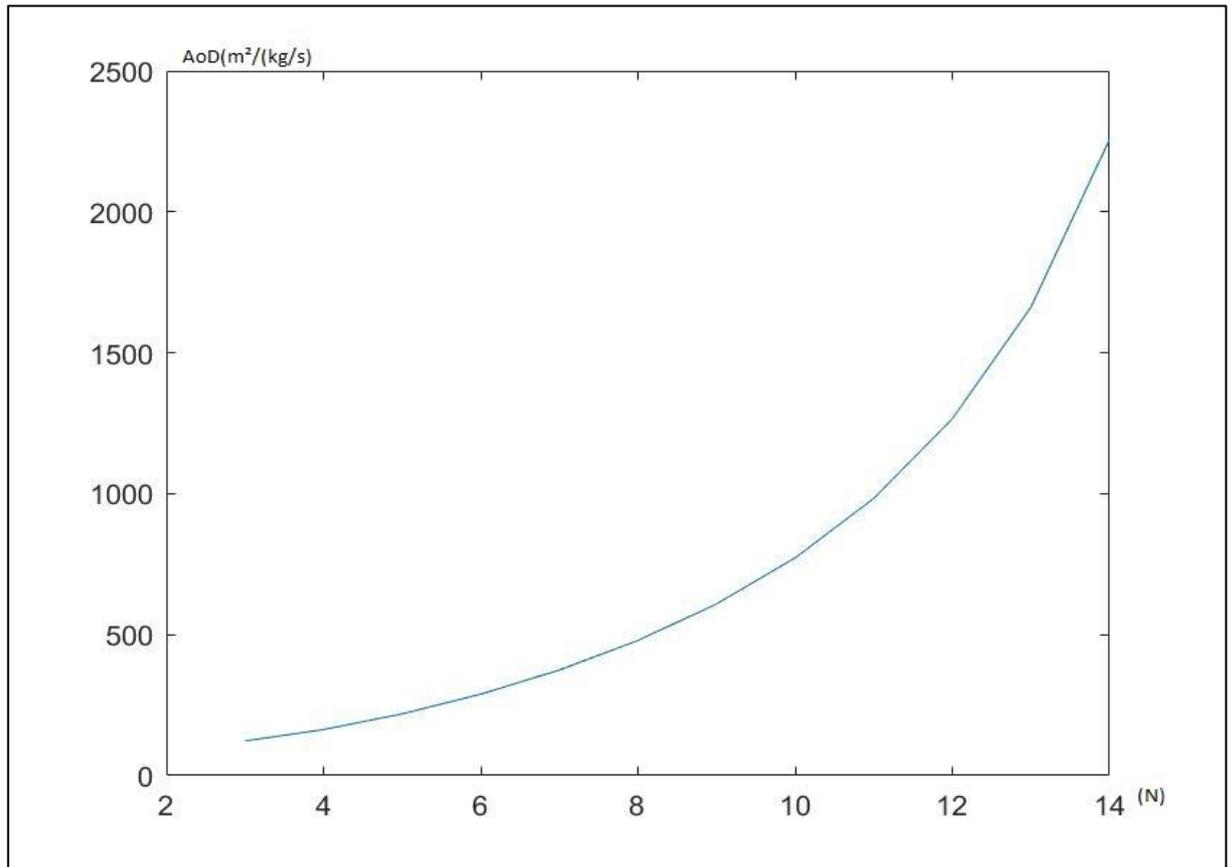


Figure III.3: courbe de variation AoD en fonction de N (nombre d'effets)

❖ Interprétation :

La valeur de AoD commence à environ 200 m²/kg/s pour n = 3 et augmente de manière significative pour atteindre environ 2500 m²/kg/s à n = 14.

Cette croissance rapide indique que la surface totale des échangeurs de chaleur (At) par unité de distillat produit (Dt) augmente fortement avec un plus grand nombre d'effet

III.5. Analyse de la Surface d'Échange du Condenseur (Ac) dans le Système MED

III.5.1. Définition et Importance de Ac :

La surface d'échange du condenseur (Ac) représente la surface nécessaire pour condenser la vapeur produite dans le dernier effet. C'est un paramètre crucial qui influence :

- L'efficacité du rejet thermique final.

- Les coûts d'équipement.
- La stabilité opérationnelle du système.

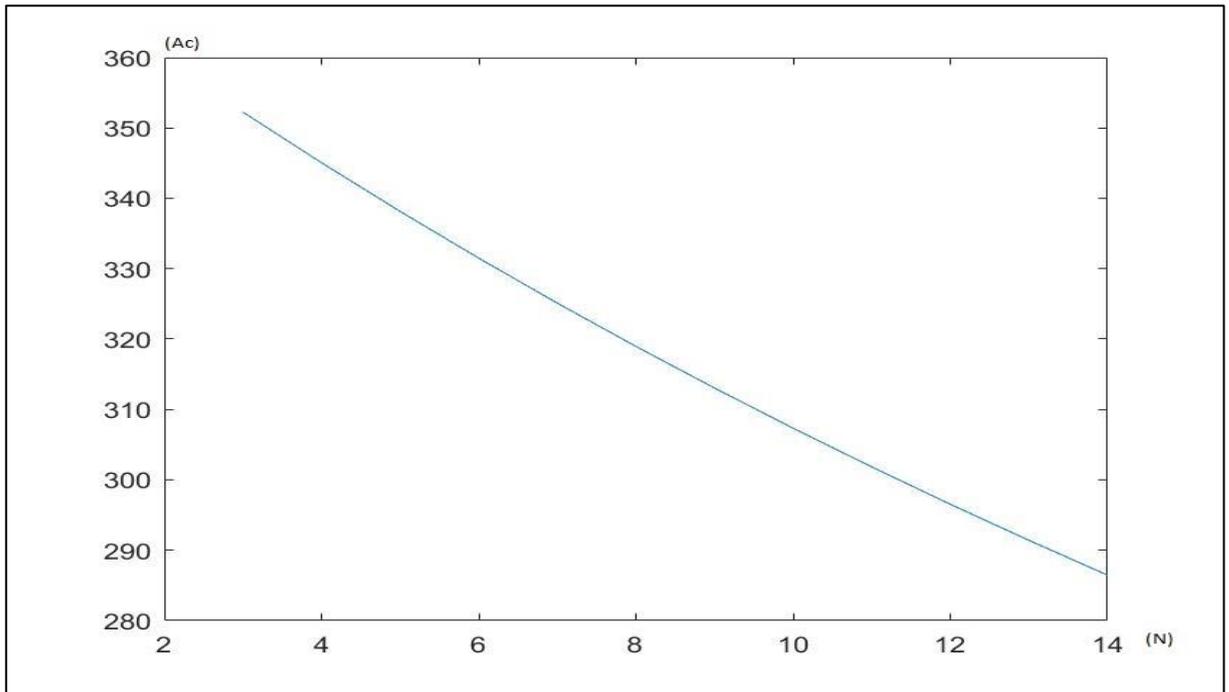


Figure III.4: courbe de variation Ac en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

La surface Ac commence à environ 360 cm² pour n = 3 et diminue de manière constante jusqu'à environ 290 cm² pour n = 14.

Cette tendance décroissante indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) réduit la surface requise pour le condenseur.

- ❖ Explication Physique :

Dans code MATLAB, Ac(n) est calculé comme $Ac(n) = Mc(n) * C * (tn - tc) / (Uf * LMTDc)$, où Mc(n) est le débit d'eau de refroidissement pour le condenseur, C' est la capacité thermique, tn - tc est la différence de température dans le condenseur, Uf est le coefficient de transfert de chaleur, et LMTDc est la différence logarithmique moyenne de température. Avec $Mc(n) = (D(n) * L) / (C * (tn - tc))$ et D(n) (débit de distillat)

augmentant avec n , mais la répartition de la chaleur sur plus d'effets réduisant la charge thermique par effet, Ac diminue.

L'augmentation de n améliore la récupération de chaleur, réduisant la quantité de chaleur à rejeter via le condenseur, ce qui explique la baisse de Ac .

Une réduction de la surface du condenseur avec plus d'effets suggère une diminution des coûts d'installation et de maintenance pour cette composante. Cela peut rendre les systèmes avec un plus grand nombre d'effets plus économiques, bien que cela doive être équilibré avec l'augmentation des surfaces des autres échangeurs.

III.6. Analyse de la Surface d'Échange Totale (Att) dans le Système MED

III.6.1. Définition et Importance de Att :

La surface d'échange totale (Att) combine toutes les surfaces d'échange thermique du système MED, incluant :

- Les évaporateurs (Ae)
- Les préchauffeurs (Af)
- Le condenseur (Ac)

C'est le paramètre clé pour :

- Le dimensionnement physique de l'installation
- L'estimation des coûts d'investissement
- L'évaluation de la compacité du système

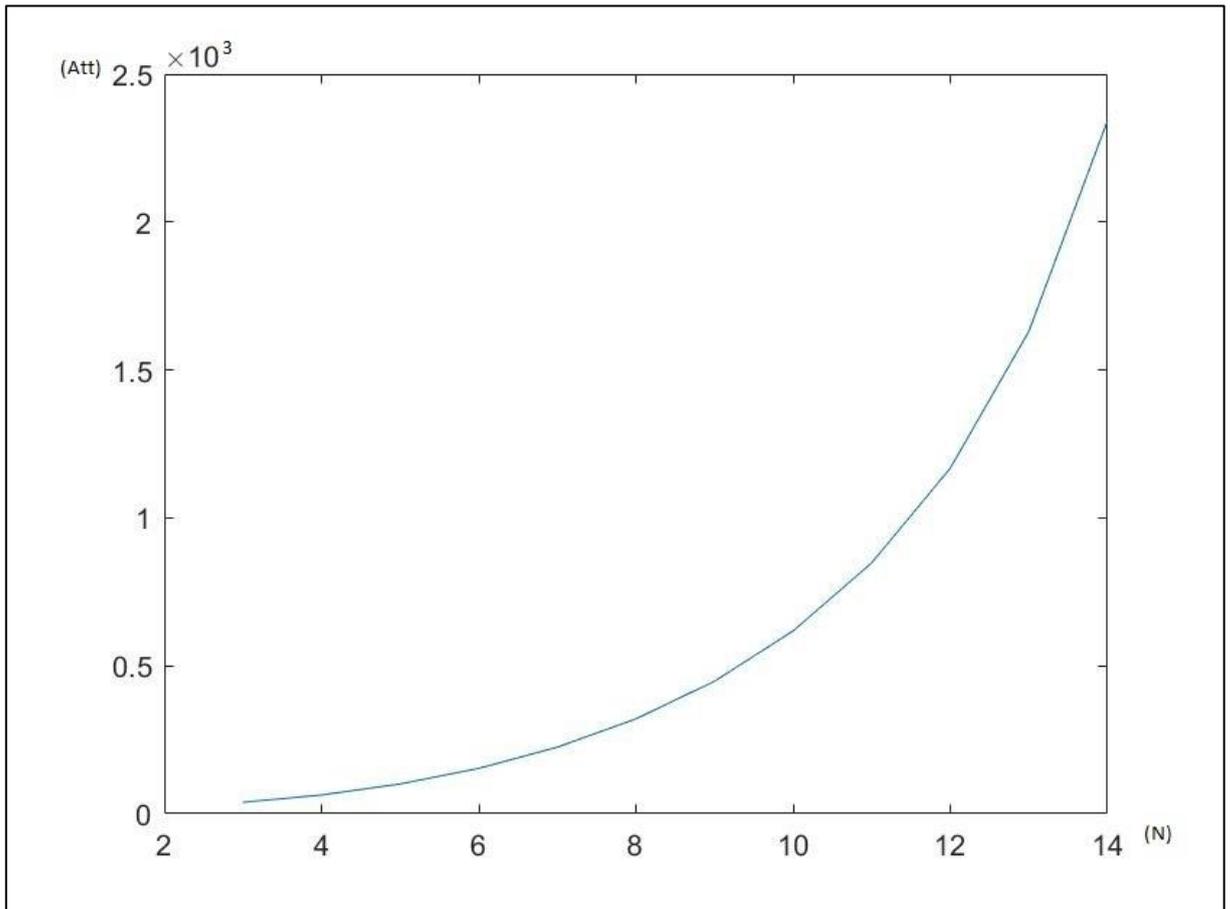


Figure III.5: courbe de variation Att en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

La surface Att commence près de 0 cm² pour n = 3 et croît de manière significative pour atteindre environ 2.5×10^5 m² (250 000 cm²) à n = 14.

Cette croissance exponentielle indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) entraîne une augmentation importante de la surface totale des échangeurs de chaleur.

- ❖ Explication Physique :

Dans code MATLAB, Att(n) est calculé comme $Att(n) = At(n) + Ac(n)$, où $At(n) = Ae1(n) + (Ae(n) * (n-1)) + (Af(n) * (n-1))$ représente la surface des échangeurs dans les effets et les préchauffeurs, et $Ac(n)$ est la surface du condenseur. Avec l'augmentation de n, le terme $(Ae(n) * (n-1)) + (Af(n) * (n-1))$ croît linéairement avec

le nombre d'effets supplémentaires, tandis que $Ac(n)$ diminue (comme vu dans le graphe précédent). Cependant, la contribution dominante d' $At(n)$ due à l'ajout d'effets entraîne une augmentation nette de Att .

Cette tendance est cohérente avec l'augmentation de AoD (surface spécifique) observée précédemment, car plus d'effets nécessitent plus de surface pour transférer la chaleur à travers le système.

III.7. Analyse du Rapport Eau de Refroidissement/Distillat (CoD) dans les Systèmes MED

III.7.1. Définition et Importance du CoD

Le Cooling Water to Distillat Ratio (CoD) est un indicateur clé d'efficacité hydrique, défini comme :

$$\text{CoD} = \text{Mc} / \text{Dt} \quad [\text{kg eau de refroidissement/kg distillat}]$$

où :

Mc = Débit d'eau de refroidissement (kg/s)

Dt = Débit de distillat produit (kg/s)

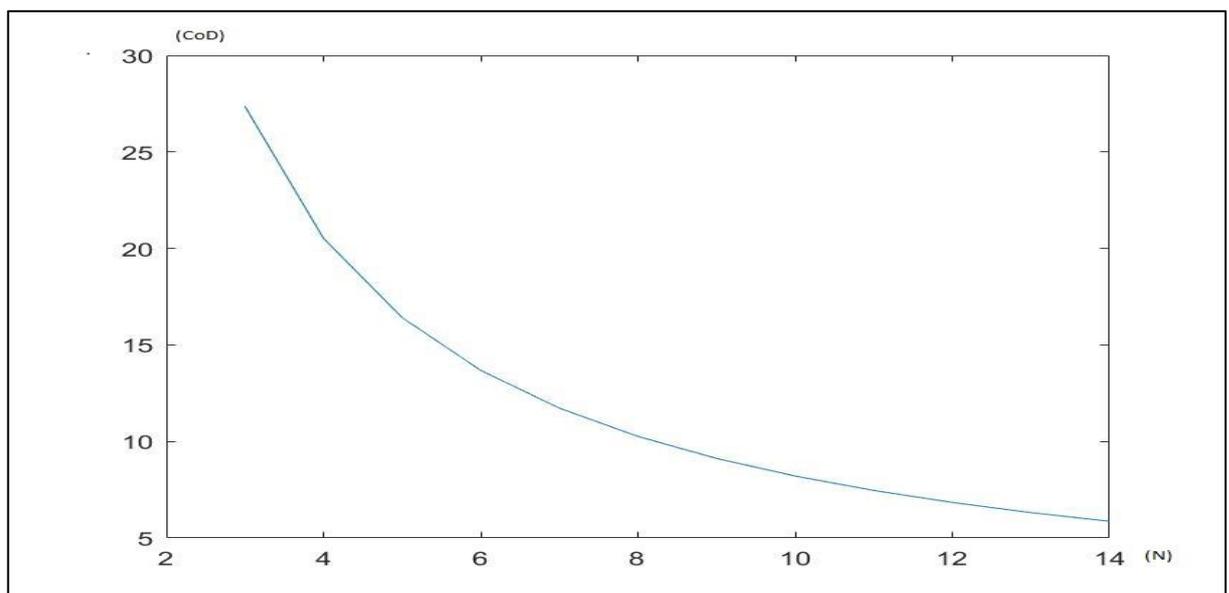


Figure III.6 : courbe de variation CoD en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

La valeur de CoD commence à environ 30 pour $n = 3$ et diminue de manière continue jusqu'à environ 5 pour $n = 14$.

Cette tendance décroissante indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) réduit le rapport entre le débit d'eau de refroidissement nécessaire dans le condenseur et le débit de distillat produit.

- ❖ Explication Physique :

Dans code MATLAB, CoD(n) est calculé comme $CoD(n) = Mc(n) / Dt(n)$, où $Mc(n)$ est le débit d'eau de refroidissement pour le condenseur ($Mc(n) = (D(n) * L) / (C * (tn - tc))$) et $Dt(n)$ est le débit total de distillat. Avec l'augmentation de n , $Dt(n)$ croît grâce à une meilleure récupération de chaleur à travers les effets, tandis que $Mc(n)$ augmente également mais à un rythme moindre, car une partie de la chaleur est réutilisée dans les effets supplémentaires plutôt que rejetée via le condenseur.

Cette réduction de CoD reflète une efficacité thermique améliorée, car moins d'eau de refroidissement est requise par unité de distillat produit lorsque le système exploite mieux la chaleur latente.

Une diminution de CoD avec plus d'effets suggère une réduction des besoins en eau de refroidissement, ce qui peut diminuer les coûts opérationnels (eau et pompage) et l'impact environnemental (moins d'eau rejetée). Cela rend les systèmes avec un n plus élevé plus attractifs d'un point de vue efficacité énergétique.

III.8. Analyse de la Surface d'Échange Thermique Totale (At) dans les Systèmes MED

III.8.1. Définition et Composantes de At :

La surface d'échange totale At représente la somme des surfaces nécessaires pour les trois principaux échangeurs thermiques :

$Ae1$: Surface du 1er effet (alimentation vapeur)

Ae : Surface des évaporateurs intermédiaires

Af : Surface des préchauffeurs

Relation fondamentale :

$$At(n) = Ae1(n) + (n-1) \cdot Ae(n) + (n-1) \cdot Af(n) \quad (III40)$$

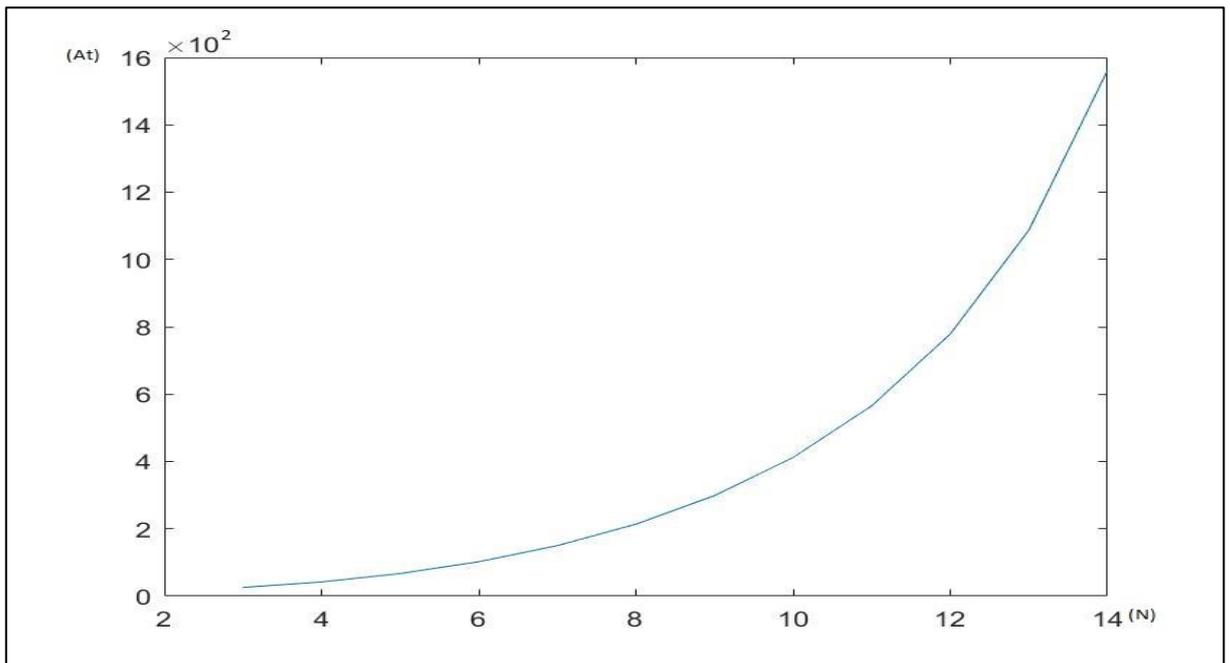


Figure III.7: courbe de variation At en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

La surface At commence près de 0 cm^2 pour $n = 3$ et croît de manière significative pour atteindre environ 1600 cm^2 à $n = 14$.

Cette croissance exponentielle indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) entraîne une augmentation importante de la surface totale des échangeurs de chaleur.

❖ Explication Physique :

Dans code MATLAB, $A_t(n)$ est calculé comme $A_t(n) = A_{e1}(n) + (A_e(n) * (n-1)) + (A_f(n) * (n-1))$, où $A_{e1}(n)$ est la surface du premier effet, $A_e(n)$ est la surface des effets suivants, et $A_f(n)$ est la surface des préchauffeurs. Avec l'augmentation de n , les termes $(A_e(n) * (n-1))$ et $(A_f(n) * (n-1))$ croissent linéairement avec le nombre d'effets supplémentaires, tandis que $A_{e1}(n)$ reste relativement constant. Cette accumulation explique la tendance exponentielle.

Cette croissance est cohérente avec l'augmentation de la surface spécifique (A_oD) observée précédemment, car plus d'effets nécessitent plus de surface pour transférer la chaleur à travers le système.

III.9. Analyse du Débit d'Eau de Refroidissement (M_c) dans les Systèmes MED

III.9.1. Définition et Importance de M_c

Le débit d'eau de refroidissement (M_c) représente la quantité d'eau nécessaire pour condenser la vapeur du dernier effet, selon la relation :

$$M_c = \frac{D(n) \cdot L}{C_p(t_{out} - t_{in})} \text{ [kg/s]} \quad (\text{III41})$$

où :

$D(n)$ = débit de distillat final

L = chaleur latente de vaporisation (2330 kJ/kg)

C_p = capacité thermique de l'eau (4.18 kJ/kg·K)

$\Delta T_c = t_{out} - t_{in}$

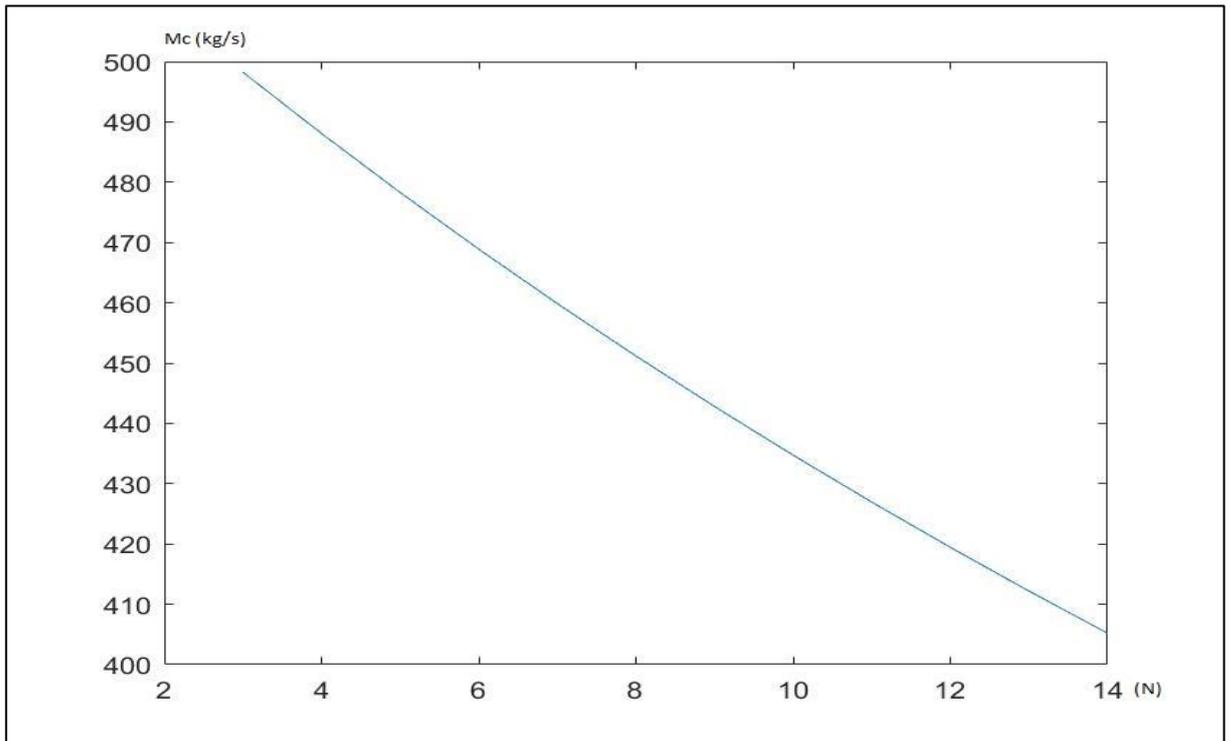


Figure III.8: courbe de variation M_c en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

Le débit M_c commence à environ 500 kg/s pour $n = 3$ et diminue de manière constante jusqu'à environ 400 kg/s pour $n = 14$.

Cette tendance décroissante indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) réduit le débit d'eau de refroidissement nécessaire dans le condenseur.

- ❖ Explication Physique :

Dans code MATLAB, $M_c(n)$ est calculé comme $M_c(n) = (D(n) * L) / (C * (t_n - t_c))$, où $D(n)$ est le débit de distillat total, L est la chaleur latente de vaporisation, C est la capacité thermique, et $t_n - t_c$ est la différence de température dans le condenseur. Avec l'augmentation de n , $D(n)$ croît grâce à une meilleure récupération de chaleur à travers les effets. Cependant, la chaleur à rejeter via le condenseur diminue, car une partie de cette chaleur est réutilisée dans les effets supplémentaires, réduisant ainsi la charge thermique sur le condenseur et, par conséquent, M_c .

Cette réduction est cohérente avec la baisse observée du rapport CoD (eau de refroidissement par unité de distillat) dans un graphe précédent.

Une diminution de Mc avec plus d'effets suggère une réduction des besoins en eau de refroidissement, ce qui peut diminuer les coûts opérationnels (pompage, traitement de l'eau) et l'impact environnemental (moins d'eau rejetée). Cela renforce l'avantage des systèmes avec un n plus élevé en termes d'efficacité énergétique.

III.10. Analyse du Débit de Saumure (Db) dans les Systèmes MED

III.10.1. Définition et Importance de Db :

Le débit de saumure (Db) représente la quantité de solution concentrée rejetée par le dernier effet du système MED. Il est déterminé par :

$$Db = \text{Débit d'alimentation} - \text{Débit total de distillat} = F - \sum_{i=1}^n Di$$

Variables clés :

F : Débit d'eau de mer d'alimentation (kg/s)

Di : Débit de distillat par effet (kg/s)

n : Nombre d'effets

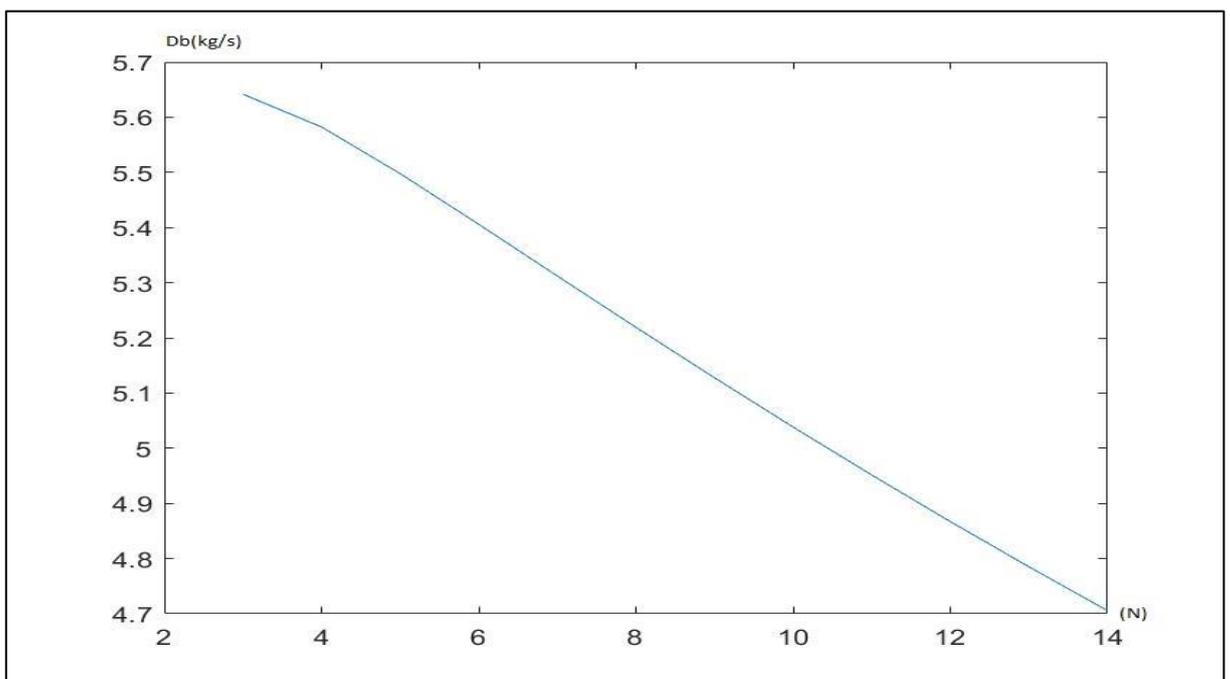


Figure III.9: courbe de variation Db en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

Le débit D_b commence à environ 5.7 kg/s pour $n = 3$ et diminue de manière constante jusqu'à environ 4.7 kg/s pour $n = 14$.

Cette tendance décroissante indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) réduit le débit de distillat produit par effet individuel.

- ❖ Explication Physique :

Dans code MATLAB, $D_b(n)$ est calculé comme $D_b(n) = \text{bet}(n) * D_t(n)$, où $\text{bet}(n)$ est une fraction de vapeur liée à la performance de l'effet, et $D_t(n)$ est le débit total de distillat. Avec l'augmentation de n , $D_t(n)$ croît grâce à une meilleure récupération de chaleur à travers les effets, mais cette production est répartie sur un plus grand nombre d'effets. Par conséquent, le débit par effet (D_b) diminue, car la charge thermique est diluée sur plus d'étapes.

Cette réduction est cohérente avec la logique d'un système MED, où l'efficacité globale augmente, mais la contribution de chaque effet devient moins significative.

Une diminution de D_b avec plus d'effets suggère que, bien que la production totale de distillat augmente, chaque effet contribue moins individuellement. Cela peut impliquer une conception plus complexe avec des échangeurs de chaleur plus nombreux mais de taille réduite par effet, affectant les coûts et la maintenance.

III.11. Analyse Approfondie du Gain Output Ratio (GOR) dans les Systèmes MED

III.11.1. Définition Fondamentale du GOR :

Le Gain Output Ratio (GOR) est l'indicateur principal d'efficacité énergétique dans les systèmes MED, défini comme :

$$\text{GOR} = \frac{D_t}{S} \quad (\text{III42})$$

où :

Dt: Débit de distillat [kg/s]

S : Chaleur fournie par les gaz d'échappement [kW]

$$S = m \cdot c_p \cdot (T_{\text{gin}} - T_{\text{gout}}) \quad (\text{III43})$$

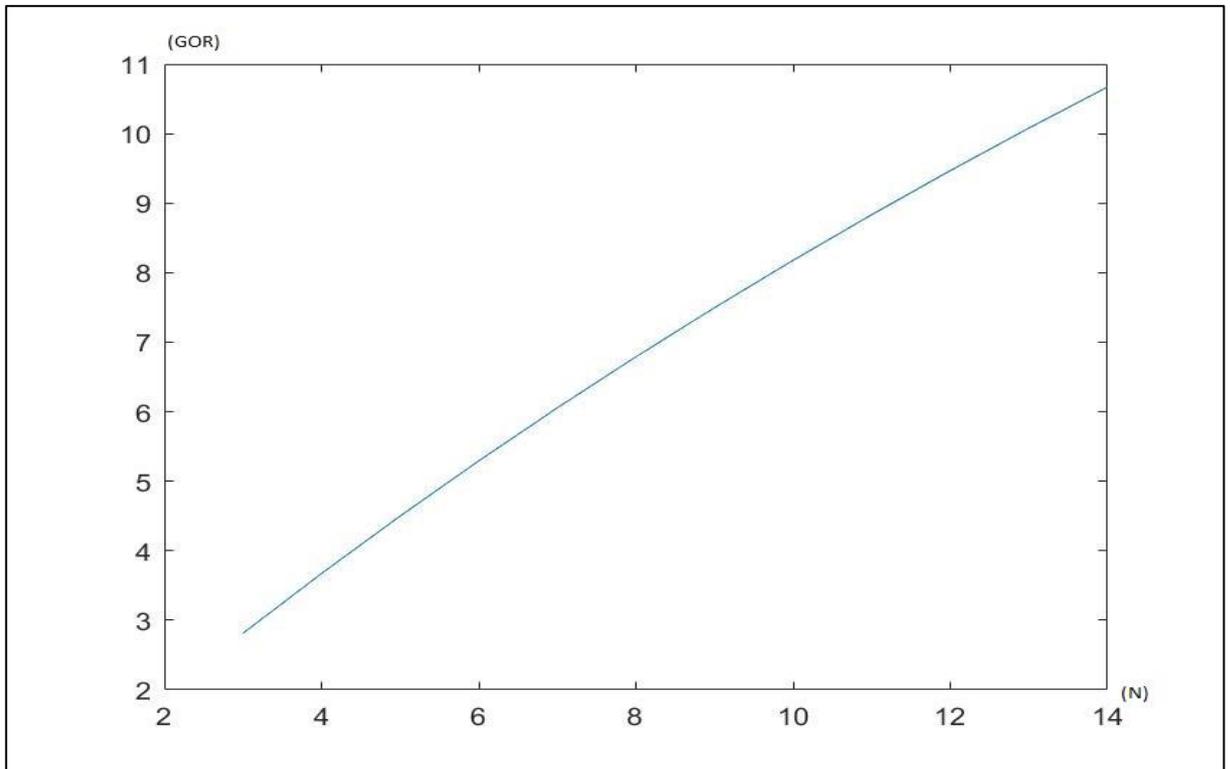


Figure III.10: courbe de variation Gor en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

Le GOR commence à environ 3 pour $n = 3$ et augmente de manière constante jusqu'à environ 11 pour $n = 14$.

Cette tendance croissante indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) améliore le rapport de gain de sortie, c'est-à-dire la quantité de distillat produite par unité de vapeur ou de chaleur d'entrée.

- ❖ Explication Physique :

Dans ce système MED, les gaz d'échappement d'une HRSG (Heat Recovery Steam Generator) sont utilisés comme source de chaleur dans le premier effet, remplaçant la vapeur traditionnelle. Avec l'augmentation de n , la chaleur des gaz d'échappement est réutilisée de manière plus efficace à travers les effets successifs,

augmentant le débit total de distillat ($Dt(n)$) tout en maintenant la contribution initiale des gaz d'échappement relativement constante. Le GOR, défini comme le rapport entre $Dt(n)$ et le débit de chaleur d'entrée (équivalent à la vapeur d'entrée dans un système classique), augmente ainsi linéairement en raison de cette meilleure récupération de chaleur.

Cette tendance reflète l'efficacité croissante du système à exploiter la chaleur résiduelle des gaz d'échappement à travers les effets supplémentaires.

Une augmentation du GOR avec plus d'effets suggère une amélioration de l'efficacité énergétique, optimisant l'utilisation des gaz d'échappement de la HRSG pour produire plus de distillat par unité de chaleur d'entrée. Cela peut réduire les coûts opérationnels liés à d'autres sources de chaleur et valoriser les rejets thermiques, rendant les systèmes avec un n plus élevé plus attractifs.

III.12. Analyse du Performance Ratio (PR) dans les Systèmes MED

III.12.1. Définition et Calcul du PR

Le Performance Ratio (PR) est un indicateur clé de l'efficacité thermique d'un système MED, défini comme :

$$PR = \frac{\text{Production équivalente d'eau distillé} * 2330}{\text{énergie thermique fournie}} = \frac{\sum D_i \cdot L}{S} \quad (\text{III44})$$

où :

- D_i : débit de distillat par effet [kg/s]
- L : chaleur latente de vaporisation [2330 kJ/kg]
- S : chaleur fournie par les gaz [kW]

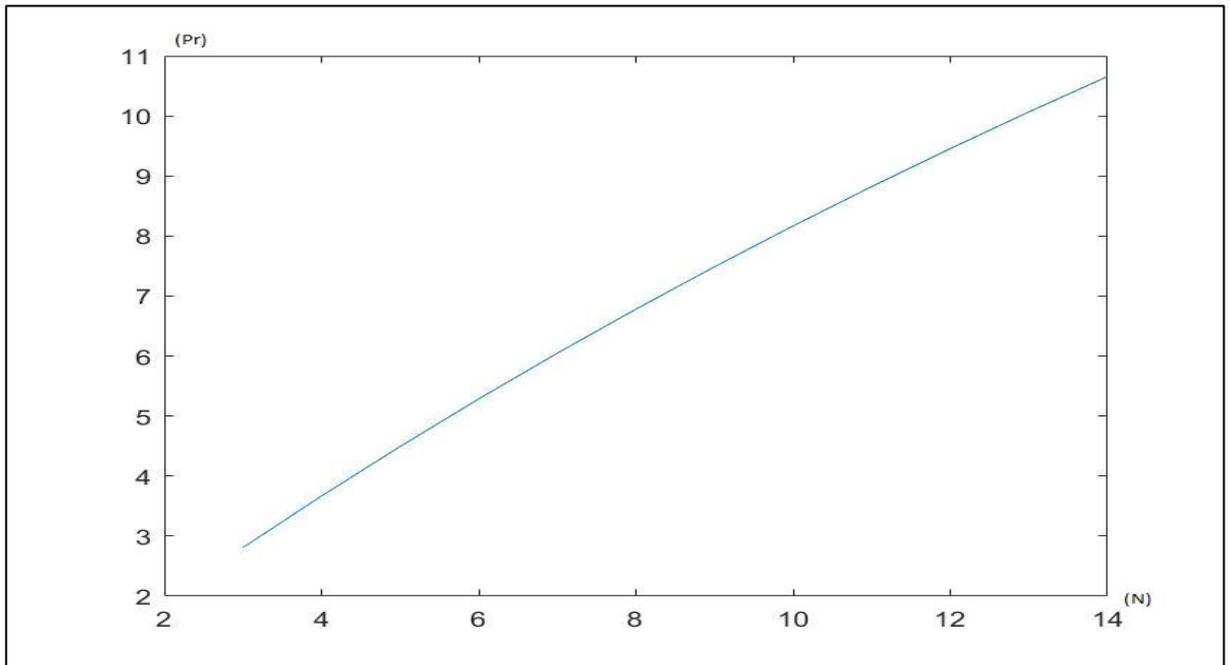


Figure III.11: courbe de variation Pr en fonction de N (nombre d'effets)

- ❖ Interprétation
- ❖ Observation :

Le Pr commence à environ 3 pour $n = 3$ et augmente de manière constante jusqu'à environ 11 pour $n = 14$.

Cette tendance croissante indique que l'augmentation du nombre d'effets dans un système de distillation à effets multiples (MED) améliore le rapport de performance, mesurant la quantité de distillat produite par unité d'énergie ou de chaleur d'entrée.

- ❖ Explication Physique :

Dans ce système MED, les gaz d'échappement d'une HRSG (Heat Recovery Steam Generator) sont utilisés comme source de chaleur dans le premier effet, remplaçant la vapeur traditionnelle. Avec l'augmentation de n , la chaleur des gaz d'échappement est réutilisée de manière plus efficace à travers les effets successifs, augmentant le débit total de distillat ($Dt(n)$) tout en maintenant la contribution initiale des gaz d'échappement relativement constante. Cette meilleure récupération de chaleur explique la hausse linéaire du Pr.

Cette tendance est cohérente avec l'utilisation des gaz d'échappement, où chaque effet supplémentaire exploite davantage la chaleur résiduelle, améliorant l'efficacité globale du système.

Une augmentation du Pr avec plus d'effets suggère une amélioration de l'efficacité énergétique, optimisant l'utilisation des gaz d'échappement de la HRSG pour produire plus de distillat par unité de chaleur d'entrée. Cela peut réduire les coûts opérationnels liés à d'autres sources de chaleur et valoriser les rejets thermiques, rendant les systèmes avec un n plus élevé plus attractifs.

III.13. Conclusion :

L'analyse des différents graphes issus de votre modèle de système de distillation à effets multiples (MED) utilisant les gaz d'échappement d'une HRSG comme source de chaleur dans le premier effet révèle des tendances clés et des implications significatives pour l'optimisation de la conception. Voici une synthèse des résultats :

- Efficacité Thermique Améliorée avec Plus d'Effets :

Le rapport de gain de sortie (GOR) et le rapport de performance (Pr), tous deux augmentant linéairement de 3 à 11 lorsque le nombre d'effets (n) passe de 3 à 14, démontrent une amélioration notable de l'efficacité énergétique. Cette hausse reflète une meilleure récupération de la chaleur des gaz d'échappement à travers les effets successifs, augmentant la production totale de distillat ($Dt(n)$) par unité de chaleur d'entrée.

- Réduction des Besoins en Ressources :

Le débit d'eau de refroidissement (Mc) diminue de 500 à 400 kg/s, et le rapport eau de refroidissement/distillat (CoD) chute de 30 à 5 sur la même plage de n, indiquant une réduction des besoins en eau de refroidissement grâce à une réutilisation plus efficace de la chaleur. De même, le débit de distillat par effet (Db) diminue de 5.7 à 4.7 kg/s, reflétant une répartition de la production sur plus d'effets.

En conclusion, l'utilisation des gaz d'échappement d'une HRSG dans un système MED offre un potentiel d'efficacité énergétique prometteur, particulièrement avec un nombre d'effets modéré (7-10), mais nécessite une optimisation minutieuse pour

équilibrer les gains thermiques et les coûts d'infrastructure. Une validation supplémentaire et une analyse économique détaillée seront cruciales pour confirmer ces résultats et guider la conception finale.

Conclusion

Générale

Conclusion Générale

La combinaison des cycles thermodynamiques avancés et des technologies de dessalement constitue une réponse prometteuse aux enjeux contemporains liés à l'énergie et à l'eau. L'intégration des turbines à gaz et à vapeur dans des cycles combinés a démontré sa capacité à améliorer significativement les rendements énergétiques, tout en offrant une flexibilité opérationnelle et une réduction des émissions.

De même, les procédés de dessalement, tels que la distillation multi-effets et l'osmose inverse, couplés à des sources d'énergie renouvelable ou résiduelle, permettent de produire de l'eau douce de manière plus durable et économique. Ces avancées technologiques sont essentielles, en particulier dans les régions semi-arides comme l'Algérie, où la gestion des ressources en eau est cruciale.

Enfin, ce mémoire souligne l'importance des innovations et des efforts de recherche pour améliorer encore ces technologies, réduire leur coût et leur impact environnemental, et ainsi contribuer à un avenir plus durable et équitable en termes d'accès à l'énergie et à l'eau

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] O. Lafont, J. Ibn Hayyân, the « father of written chemistry: myth or reality? Journal of Materials and Environmental Science. 1 (4) 205-212, 2010
- [2] H. Zheng, Solar Energy Desalination Technology, Elsevier 2017.
- [3] V. Belessiotis, E. Delyannis. The history of renewable energies for water desalination . Desalination 2000;128:147e59.
- [4] M. Mas, G.N. Tiwari , A. Kumar, A.S. Sodha, Solar distillation. Oxford : Pergame Press ; 1982. p. 8e17.
- [5] cite official du ministère algérien des ressources en eau et de la sécurité hydrique
- [6] V. Belessiotis, S. Kalogirou, and E. Delyannis, “Chapter One - Desalination Methods and Technologies—Water and Energy,” V. Belessiotis, S. Kalogirou, and E. B. T.-T. S. D. Delyannis, Eds. Academic Press, 2016, pp. 1–19.
- [7] IDA Desalination Yearbook, 2010/2011. Water desalination Report. Media Analytic Ltd., Oxford, UK (2010,2011).
- [8] Hadji Ahmed ,Thèse de doctorat Spécialité Energies Renouvelables Génie mécanique « Etude de couplage d’une unité de déminéralisation des eaux saumâtres par énergies renouvelables »
- [9] K.S Spiegler, A.D.K. Laird, « Principles of Desalination », 2nd edition, Academic Press,New York, 1980.
- [10] J. P. Méricq, « Approche intégrée du dessalement d'eau de mer : Distillation membranaire sous vide pour la réduction des rejets salins et possibilités de couplage avec l'énergie solaire », Thèse de doctorat, Université de Toulouse ,2009.
- [11] M. Al-Shammiri and M. Safar, “Multi-effect distillation plants: state of the art,” Desalination, vol. 126, no. 1, pp. 45–59, 1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(99\)00154-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(99)00154-X).
- [12] « dessalement de l’eau de mer dans les pays méditerranéens : évaluation des impacts

Références

surl'environnement et lignes directrices proposées pour la gestion de la saumure », Réunion des Points Focaux du PAM Athènes, Programme des Nations Unies pour l'environnement, 11-14 septembre 2001.

[13] A. D. Khawaji, I. K. Kutubkhanah, and J.-M. Wie, "Advances in seawater desalination technologies," *Desalination*, vol. 221, no. 1, pp. 47–69, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.067>.

[14] M.E. Findley, « Vaporization through porous membranes », *Industrial Engineering Chemical* Vol.6 ,1967, pp.226-230.

[15] C. Tansakul, « Procédés hybrides à membranes pour le prétraitement d'eau de mer avant dessalement par osmose inverse », Thèse de doctorat, INSA Toulouse ,2009.

[16] H. Boulehdid, « Elaboration et caractérisation d'une membrane cationique monosélective par modification chimique d'un film ETFE », Thèse de doctorat, université libre de Bruxelles, 2008.

[17] M. Al-Shammiri and M. Safar, "Multi-effect distillation plants: state of the art," *Desalination*, vol. 126, no. 1, pp. 45–59, 1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(99\)00154-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(99)00154-X)

[18] A. Diaf, A. Cherfa, L. Karadaniz, and Z. Tigrine, "A technical–economical study of solar desalination," *Desalination*, vol. 377, pp. 123–127, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.09.017>.

[19] A.F. Boschet, *Ressources en eau et santé en Europe- Journal Européen d'Hydrologie*, 2002.

[20] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, and F. Mandani, "Performance of parallel feed multiple effect evaporation system for seawater desalination," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 17, pp. 1679–1706, 2000, doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00098-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00098-8).

[21] : étude thermodynamique d'un cycle combiné single shaft (GAZ –VAPEUR) et influence des conditions climatiques par Imad Eddine HAMDIAOUI mémoire de Master université des Sciences de la technologie Houari Boumediene année 2024/2025

[22] : Mémoire de projet de fin d'études Master 2 « Maîtrise des risques majeurs liés à l'alternateur de la centrale à cycle combiné de Hadjret – En Nouss SNC –LAVALIN par : Ismail Sellam année 2017 /2018 Ecole nationale polytechnique

Références

- [23] : étude thermodynamique d'un cycle combine single shaft (GAZ –VAPEUR) et influence Des conditions climatiques par Imad Eddine HAMDAOUI mémoire de Master université Des sciences de la technologie Houari Boumediene année 2024/2025
- [24] : REDHA OMRI, Shariket Kahraba Hadjret En Nouss, « étude de danger central Thermique Hadjret En Nouss » Avril 2016
- [25] : REDHA OMRI, Shariket Kahraba Hadjret En Nouss, « étude de danger central Thermique Hadjret En Nouss » Avril 2016
- [26] : étude thermodynamique d'un cycle combine single shaft (GAZ –VAPEUR) et influence Des conditions climatiques par Imad Eddine HAMDAOUI mémoire de Master université des Sciences de la technologie Houari Boumediene année 2024/2025
- [27] : Manuelle technique GEK 111321 Fr. « Description fonctionnelle de la turbine à gaz »
- [28] : Thème « Evaluation des performances d'une centrale thermique a cycle combine » par BEN ALLA Alaeddine université Badji Mokhtar Annaba année 2020/2021
- [29] : Manuelle technique T08016-KOUDIET HRSG Rev.A. « Description fonctionnelle de la Chaudière de récupération.
- [30] : Mémoire de projet de fin d'études Master 2 « Maitrise des risques majeurs lies à L'alternateur de la centrale à cycle combiné de Hadjret – En Nouss SNC –LAVALIN par : Ismail Sellam année 2017 /2018 présente et soutenu le 21/06/2017 Ecole nationale Polytechnique
- [31] : Thème « Evaluation des performances d'une centrale thermique a cycle combine » par BEN ALLA Alaeddine université Badji Mokhtar Annaba année 2020/2021
- [32] : Mémoire de projet de fin d'études Master 2 « Maitrise des risques majeurs lies à L'alternateur de la centrale à cycle combiné de Hadjret – En Nouss SNC –LAVALIN par : Ismail Sellam année 2017 /2018 présente et soutenu le 21/06/2017 Ecole nationale Polytechnique
- [33] : Mémoire de projet de fin d'études Master 2 « Maitrise des risques majeurs lies à L'alternateur de la centrale à cycle combiné de Hadjret – En Nouss SNC –LAVALIN par : Ismail Sellam année 2017 /2018 présente et soutenu le 21/06/2017 Ecole nationale Polytechnique