

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Ecole Nationale Polytechnique
Laboratory of Green and Mechanical Development
Département de Génie Mécanique



Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

**Optimisation de la puissance de la turbine à gaz
TG-MS5002 par l'utilisation du dioxyde de
carbone (CO₂)**

Présenté et soutenu publiquement le 08/07/2025 par :

Mme. LAKHDARI Boutheina

Composition du Jury :

Président	Mr. M. BENBRAIKA	MAA	ENP
Promoteur	Mr. B. BENKOUSSAS	Professeur	ENP
Co-Promoteur	Mr. O. BELHADJ	Ingénieur	SONATRACH
Examineur	Mr. M.T. ATTOUCHI	MCB	ENP

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Ecole Nationale Polytechnique
Laboratory of Green and Mechanical Development
Département de Génie Mécanique



Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Thème

**Optimisation de la puissance de la turbine à gaz
TG-MS5002 par l'utilisation du dioxyde de
carbone (CO₂)**

Présenté et soutenu publiquement le 08/07/2025 par :

Mme. LAKHDARI Boutheina

Composition du Jury :

Président	Mr. M. BENBRAIKA	MAA	ENP
Promoteur	Mr. B. BENKOUSSAS	Professeur	ENP
Co-Promoteur	Mr. O. BELHADJ	Ingénieur	SONATRACH
Examineur	Mr. M.T. ATTOUCHI	MCB	ENP

ENP 2025

تلعب توربينات الغاز دورًا أساسيًا في مجالات صناعية متنوعة. تتأثر أداء هذه التوربينات، مثل TAG MS-5002، بشدة بالظروف الجوية، وخاصة درجة الحرارة المحيطة. تؤدي درجة الحرارة المحيطة المرتفعة عند مدخل الضاغط إلى انخفاض القدرة المفيدة للتوربينة. الهدف الرئيسي من هذا المشروع هو تحسين أداء التوربينات الغازية (TAG MS-5002) لضمان موثوقية واستقرار حقن الغاز في آبار النفط الخاصة بشركة سوناتراك. تم تحليل نهجين، وهما حقن ثاني أكسيد الكربون في غرفة الاحتراق وتبريد الهواء المدخل باستخدام ثاني أكسيد الكربون. يظهر أن نظام تحسين الأداء الأكثر ملاءمة هو تبريد الهواء المدخل. فهو يلبي متطلبات الشركة من حيث الحجم وتقليل درجة الحرارة المستهدفة. تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن النظام المقترح يتيح زيادة فعالة في القدرة المفيدة للتوربين خلال الأشهر الخمسة إلى الستة الأكثر حرارة من السنة، عندما تتجاوز درجة الحرارة المحيطة القيمة الاسمية البالغة 15 درجة مئوية.

الكلمات المفتاحية: توربينات الغاز؛ التحكم في درجة حرارة الهواء الداخل؛ تحسين الأداء.

Abstract

Gas turbines play a crucial role in various industrial sectors. The performance of these turbines, such as the TAG MS-5002, is heavily influenced by atmospheric conditions, particularly ambient temperature. A high ambient temperature at the compressor inlet leads to a reduction in the turbine's useful power. The main objective of this project is to enhance the performance of the gas turbine (TAG MS-5002) to ensure the reliability and stability of gas injection in SONATRACH's oil wells. Two approaches were analyzed, injecting CO_2 into the combustion chamber and cooling the intake air with CO_2 . The most suitable performance enhancement system turns out to be the cooling of the intake air. It meets the company's specifications in terms of footprint and targeted temperature reduction. The results obtained show that the proposed system allows for an increase in efficiency. The results obtained show that the proposed system effectively increases the useful power of the turbine during the five to six hottest months of the year, when the ambient temperature exceeds the nominal value of 15 °C.

Key words: Gas turbine; Inlet air temperature control; Performance improvement.

Résumé

Les turbines à gaz jouent un rôle essentiel dans divers secteurs industriels. Les performances de ces turbines, comme la TAG MS-5002, sont fortement influencées par les conditions atmosphériques, en particulier la température ambiante. Une température ambiante élevée à l'entrée du compresseur entraîne une diminution de la puissance utile de la turbine. L'objectif principal de ce projet est d'améliorer les performances de la turbine à gaz (TAG MS-5002) afin de garantir la fiabilité et la stabilité de l'injection du gaz dans les puits de pétrole de SONATRACH.

Deux approches ont été analysées, l'injection de CO_2 dans la chambre de combustion et le refroidissement de l'air d'admission par le CO_2 . Le système d'amélioration des performances le plus adapté, s'avère être le refroidissement de l'air d'admission. Il répond aux spécifications de l'entreprise en termes d'encombrement et de réduction de température ciblée. Les résultats obtenus montrent que le système proposé permet d'augmenter efficacement la puissance utile de la turbine pendant les cinq à six mois les plus chauds de l'année, lorsque la température ambiante dépasse la valeur nominale de 15 °C.

Mots clés : Turbine à gaz ; Contrôle de la température d'air d'entrée ; Amélioration de performances.

Remerciements

Tout d'abord, je remercie le Dieu, le tout puissant de m'avoir donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail.

Je remercie en premier lieu et profondément mon promoteur le Professeur **Mr BENKOUSAS Bouzid**, qui n'a jamais cessé de me conseiller, orienter et m'encourager. Merci pour sa disponibilité et sa coopération remarquable.

J'adresse également mes sincères remerciements aux membres du jury, **Mr Mohammed BENBRAIKA** et **Mr Mohammed Tarek ATTOUCHI** pour avoir accepté d'évaluer ce travail. Leur présence, leurs remarques et leurs appréciations sont pour moi un véritable honneur et une source d'enrichissement.

Mes remerciements à **Mr BELKACEMI Yacine** pour son accompagnement tout le long de mes années d'études ainsi à tous mes enseignants pour ses efforts tout au long de mes années d'études.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon Co-promoteur **Mr BELHADJ Omar**, pour sa réactivité, sa disponibilité et son aide pour réaliser ce travail.

Je remercie sincèrement les ingénieurs du département maintenance de **Sonatrach** pour leur accompagnement technique et leurs conseils précieux, ainsi que l'ensemble du personnel du service d'accueil pour leur soutien et leur disponibilité.

Dédicaces

Je remercie tout d'abord Allah, mon Seigneur, qui m'a donné la force, la patience et le courage nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je dédie ce modeste mémoire :

*À ma très chère **mère**, pour son amour inconditionnel, ses sacrifices, sa patience et sa tendresse. Elle a été un pilier essentiel tout au long de ma vie et de mon parcours.*

*À **mon père**, que je porte toujours dans mon cœur, et qui a sacrifié tant de choses pour moi. Par ses conseils, son soutien et son amour, il m'a guidée sur le chemin de la réussite.*

*À **mes sœurs** et à **mon frère**, pour leur présence constante, leur soutien indéfectible et leur affection, dans les moments de joie comme dans les épreuves.*

*À mon amie **Teldjia Isra**, fidèle et sincère, qui m'a accompagnée tout au long de ce parcours, avec bienveillance, encouragements et amitié.*

Et, avec une émotion toute particulière,

*À mon mari **Mohammed**, mon compagnon de vie, pour son amour, sa compréhension et son soutien sans faille. Merci pour ta patience, tes encouragements constants et ta présence rassurante à mes côtés durant les moments difficiles. Ta confiance en moi a été une source inestimable de motivation et de sérénité. Ce travail est aussi le fruit de ton soutien inconditionnel.*

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction générale..... 15

Chapitre 1 : Généralités..... 17

1.1 Introduction 18

1.2 Importance de la compression du gaz naturel.....18

1.3 Département de maintenance de l'entreprise Sonatrach Hassi Messaoud.....19

1.3.1 Conditions climatique de la région d'exploitation.....20

1.3.2 Service de compression sud.....20

1.3.3 Missions du Service de compression sud.....23

1.3.4 Equipements utilisés23

1.4 Turbines à gaz.....26

1.4.1 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....26

1.4.2 Différents éléments de la turbine à gaz.....26

1.4.3 Classification des turbines à gaz.....30

1.4.4 Principales utilisations des TAG.....32

1.5 Conclusion.....33

Chapitre 2 : Dimensionnement thermodynamique de la turbine à gaz MS-5002 34

2.1 Introduction..... 35

2.2 Cycles de base des turbines à gaz35

2.2.1 Cycle idéal de Brayton.....35

2.2.2 Cycle réel de Brayton.....38

2.3 Caractéristiques de la turbine à gaz MS-5002.....41

2.4 Influence des paramètres internes et externes sur les performances de la TAG42

2.4.1 Influence des paramètres internes42

2.4.2 Influence des paramètres externes43

Chapitre 3 : Méthodes d'amélioration des performances de la turbine à gaz MS-5002 52

3.1 Introduction 53

3.2 Méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz53

Table des matières

3.2.1	Cycle avec régénération	53
3.2.2	Refroidissement intermédiaire du compresseur.....	54
3.2.3	Cycle avec réchauffe.....	54
3.2.4	Injection de la vapeur d'eau à la sortie du compresseur.....	55
3.2.5	Injection d'air comprimé.....	55
3.2.6	Injection de CO ₂ dans la chambre de combustion.....	56
3.2.7	Refroidissement de l'air d'admission par le CO ₂	58
3.3	Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement.....	59
3.4	Interprétation.....	60
3.5	Description du système de refroidissement proposé.....	60
3.6	Etude de faisabilité technique.....	61
3.6.1	Choix du CO ₂ comme fluide de refroidissement.....	61
3.6.2	Espace disponible pour l'installation du system de refroidissement proposé..	63
3.6.3	Choix de l'échangeur de chaleur	63
3.6.4	Dimensionnement de l'échangeur de chaleur	65
3.6.5	Bilan thermique de l'échangeur.....	66
3.6.6	Calcul de la différence de température logarithmique moyenne.....	67
3.6.7	Calcul du coefficient d'échange global U ₀	68
3.6.8	Calcul du nombre total des tubes.....	70
3.6.9	Calcul du coefficient d'échange par convection dans les tubes hi	71
3.6.10	Calcul du coefficient d'échange par convection coté air ho	72
3.6.11	Calcul du volume total de l'échangeur.....	73
3.6.12	Calcul de la longueur des tubes.....	73
3.6.13	Calcul de la longueur finale de l'échangeur	74
3.6.14	Calcul des pertes de charges	74
3.6.15	Calcul de la puissance de compression	75
3.6.16	Calcul de l'efficacité de l'échangeur.....	75
3.7	Résultats et interprétation.....	76
3.7.1	Configuration avec un seul échangeur.....	76
3.7.2	Configuration avec deux échangeurs.....	77
3.7.3	Configuration avec trois échangeurs.....	78
3.8	Dimensionnement final de l'échangeur de chaleur.....	83
3.9	Choix du compresseur du CO ₂	84
3.10	Conclusion.....	84

Table des matières

3.11	Étude de l'impact de l'injection de CO ₂ dans la chambre de combustion sur la puissance d'une turbine à gaz.....	85
3.11.1	Cas 1 : Variation du débit de CO ₂ à température fixe.....	85
3.11.2	Cas 2 : Injection de CO ₂ à débit constant et à température variable.....	87
Chapitre 4 : Interprétations et conclusion générale.....		90
Conclusion générale.....		93
Références bibliographiques.....		95
Annexes.....		98

Liste des figures

Figure 1.1 : Position géographique du champ de Hassi Messaoud.....	23
Figure 1.2 : Station de compression de gaz SC1	24
Figure 1.3 : Schéma du processus de compression de la SC7.....	26
Figure 1.4 : Réducteur.....	27
Figure 1.5 : Pompe	28
Figure 1.6 : Schéma représentatif d'un système d'admission d'une turbine à gaz.....	30
Figure 1.7 : Compresseur de la turbine à gaz.....	30
Figure 1.8 : Chambre de combustion d'une turbine à gaz	31
Figure 1.9 : Turbine de détente d'une turbine à gaz	32
Figure 1.10 : Section d'échappement d'une turbine à gaz.....	32
Figure 1.11 : Schéma de classification de la turbine à gaz	33
Figure 1.12 : Turbine à gaz mono arbre.....	34
Figure 1.13 : Turbine à gaz bi arbre.....	35
Figure 2.1 : Cycle idéal de Brayton d'une turbine à gaz.....	38
Figure 2.2 : Cycle réel de Brayton d'une turbine à gaz.....	41
Figure 2.3 : Valeurs mensuelles moyennes de l'humidité relative du climat de HMD	47
Figure 2.4 : Altitude de Hassi Messaoud	48
Figure 2.5 : Courbes des performances en fonction de température	49
Figure 2.6 : Débit massique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante	50
Figure 2.7 : Masse volumique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante.....	51
Figure 2.8 : Travail de compresseur en fonction de la température ambiante	51
Figure 2.9 : Puissance de la TAG en fonction de la température ambiante.....	52
Figure 2.10 : Rendement thermique de la TAG en fonction de la température ambiante	52
Figure 2.11 : Consommation spécifique de la TAG en fonction de la température ambiante ..	53
Figure 3.1 : Schéma du cycle régénératif.....	56
Figure 3.2 : Schéma du cycle avec refroidissement intermédiaire du compresseur	57
Figure 3.3 : Schéma du cycle de la turbine avec réchauffe	57
Figure 3.4 : Schéma du cycle de la turbine avec injection d'eau ou de vapeur	58
Figure 3.5 : Schéma du cycle de la turbine avec injection d'air comprimé.....	59
Figure 3.6 : Schéma du cycle d'injection de CO ₂ dans la chambre de combustion.....	60
Figure 3.7 : Schéma du cycle avec refroidissement de l'air d'admission par CO ₂	61
Figure 3.8 : Schéma du système de refroidissement.....	64
Figure 3.9 : Diagramme de phase CO ₂	66
Figure 3.10 : Espace disponible pour l'installation.....	66
Figure 3.11 : Echangeurs de chaleur compacts.....	67

Figure 3.12 : Echangeur de chaleur compact à ailettes rectangulaires et tubes circulaires. ...	67
Figure 3.13 : Bilan thermique de l'échangeur.....	69
Figure 3.14 : Schéma d'un écoulement contre-courant.....	71
Figure 3.15 : Les résistances d'une section de l'échangeur.....	71
Figure 3.16 : Section de passage du fluide réfrigérant	73
Figure 3.17 : Surface frontale de l'échangeur.....	75
Figure 3.18 : Longueur des tubes en fonction du débit massique de dioxyde de carbone pour une configuration avec un seul échangeur.....	79
Figure 3.19 : Longueur des tubes en fonction du débit massique de dioxyde de carbone pour une configuration avec deux échangeurs.....	80
Figure 3.20 : Longueur des tubes en fonction du débit massique de dioxyde de carbone pour une configuration avec trois échangeurs.....	81
Figure 3.21 : Coefficient d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur.....	83
Figure 3.22 : Surface d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur.....	83
Figure 3.23 : Volume total en fonction de la longueur de l'échangeur	84
Figure 3.24 : Longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur.....	84
Figure 3.25 : Pertes de charge coté air en fonction de la longueur de l'échangeur.....	85
Figure 3.26 : Puissance nette de la turbine en fonction de débit de CO ₂ injecté.....	89
Figure 3.27 : Puissance nette de la turbine en fonction de la température de CO ₂ injecté.....	90

Liste des tableaux

Tableau 1.1: Capacité de réinjection de chaque station de compression	24
Tableau 2.1: Caractéristiques de la turbine à gaz MS-5002.....	44
Tableau 2.2: Caractéristiques du Compresseur centrifuge du gaz GB901.....	45
Tableau 2.3: Paramètres opératoires de la turbine MS5002.....	49
Tableau 3.1: Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air.....	62
Tableau 3.2: Comparaison des propriétés thermo physiques de différents fluides frigorigènes aux conditions standards de 25 °C et 1 atm.....	65
Tableau 3.3: Caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur	68
Tableau 3.4: Données de l'échangeur de chaleur pour les itérations.....	69
Tableau 3.5: Propriétés thermodynamiques des fluides.....	82
Tableau 3.6: Paramètres finaux de dimensionnement de l'échangeur de chaleur.....	86
Tableau 3.7: Caractéristiques du compresseur CO2	87
Tableau 3.8: Puissance nette de la turbine en fonction de débit de CO ₂ injecté à une température fixe de 803 K.....	88
Tableau 3.9 : Puissance de la turbine en fonction du débit et de la température du CO ₂ injecté.....	90
Tableau 4.1 : Comparaison des performances de la turbine avec et sans refroidissement.....	94

Nomenclature

Symboles	Désignation	Unité
W	Travail spécifique	(J/kg)
$\dot{W}$	Puissance	(W)
C_s	Consommation spécifique	(kg/kWh)
H	Enthalpie	(J/kg)
H_{is}	Enthalpie évaluée à une température isentropique	(J/kg)
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	(J /kg. K)
T	Température	(K)
P	Pression	(Pa)
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
μ	Viscosité dynamique	(kg/m. s)
γ	Coefficient adiabatique	-
$\dot{Q}$	Taux de transfert de chaleur	(W)
η_{cycle}	Rendement thermique de la turbine à gaz	(%)
η_t	Rendement isentropique de la turbine de détente	(%)
η_c	Rendement isentropique du Compresseur	(%)
π_c	Taux de compression du compresseur	-
π_b	Coefficient de récupération de pression dans la chambre de combustion	-
$\dot{m}_a$	Débit massique d'air	(kg/s)
$\dot{m}_f$	Débit massique du combustible	(kg/s)
$\dot{Q}_v$	Débit volumique d'air	(m ³ /s)
r	Constante des gaz parfaits	J/kg.K
f	Rapport débit massique du combustible par débit massique d'air	-
L	Longueur des tubes de l'échangeur de chaleur	(m)
L_H	Longueur de l'échangeur de chaleur	(m)
L_V	Hauteur de l'échangeur de chaleur	(m)
A_t	Surface d'échange total de l'échangeur de chaleur	(m ²)
A_f	Surface de la zone avec ailettes	(m ²)
A_i	Surface de transfert de chaleur basée sur le diamètre intérieur des tubes	(m ²)
A_{min}	Surface minimale d'écoulement libre de l'air	(m ²)
A_{fr}	Surface frontale	(m ²)
A_u	Surface de la zone sans ailettes	(m ²)
S_T	Espace entre deux tubes suivant la direction verticale	(m)
S_L	Espace entre deux tubes suivant la direction horizontale	(m)
δ	Epaisseur d'une ailette	(m)
S_f	Espace entre deux ailettes	(m)

Nomenclature

d_i	Diamètre intérieur des tubes	(m)
d_o	Diamètre extérieur des tubes	(m)
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
V	Volume total de l'échangeur	(m^3)
U_0	Coefficient global de transfert de chaleur	($W/m^2.K$)
h_i	Coefficient de transfert de chaleur par convection coté tubes	($W/m^2.K$)
h_o	Coefficient de transfert de chaleur par convection coté air	($W/m^2.K$)
R''_{fi}	Résistance à l'encrassement coté tubes	($m^2. K/W$)
R''_{fo}	Résistance à l'encrassement coté tubes coté air	($m^2. K/W$)
k_w	Conductivité thermique des tubes	($W/m. K$)
η_f	Efficacité des ailettes	(%)
η_o	Efficacité de la surface globale	(%)
N_f	Nombre des ailettes	-
N_t	Nombre des tubes total	-
N_H	Nombre des tubes par rangée suivant la direction horizontale	-
N_V	Nombre des tubes par rangée suivant la direction verticale	-
r_{in}	Rayon intérieur des ailettes "rayon racine"	(m)
r_o	Rayon extérieur des ailettes "rayon de pointe"	(m)
k_f	Conductivité thermique des ailettes	($W/m. K$)
Ac_i	Section de passage dans un tube	(m^2)
U_{mi}	Vitesse moyenne d'écoulement de fluide dans les tubes	(m/s)
Re	Nombre de Reynolds	-
f	Coefficient de friction	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
k	Conductivité thermique	($W/m. K$)
G	Vitesse de flux massique par unité de surface dans un conduit	($kg/s.m^2$)
ΔT_{lm}	Différence de températures logarithmique	(K)
F	Efficacité de la surface globale	-
ΔP	Perte de pression	(Pa)
ε	Efficacité de l'échangeur	(%)
$\dot{Q}_{vN}$	Débit volumique normalisé à 0 °C et 1atm, indépendant des variations locales.	Nm^3

Indices et exposants

a	Air
amb	Ambiant
atm	Atmosphérique
C	Compresseur
CC	Chambre de combustion
c	CO ₂
i	Fluide à l'intérieur des tubes
is	Isentropique
f	Combustible

Nomenclature

o	Fluide à l'extérieur des tubes
t	Tubes
T	Turbine
U	Utile
1	Entrée du Compresseur
2	Entre de la chambre de combustion
3	Entrée de la turbine
4	Sortie de la turbine

Abréviations

CS	Compression sud
SC	Station de compression
GN	Gas naturel
TAG	Turbine à gaz

Introduction générale

Introduction générale

L'économie algérienne repose essentiellement sur l'exploitation des hydrocarbures, qui génèrent près de 93 % des revenus en devises du pays. Cette forte dépendance impose aux industries pétrolières, en particulier à Sonatrach, un impératif de performance et de fiabilité continue de leurs installations afin de satisfaire les exigences contractuelles et garantir la sécurité énergétique.

Parmi les équipements critiques au sein de ces infrastructures, les turbines à gaz occupent une place centrale. Elles assurent la conversion de l'énergie thermique issue de la combustion en énergie mécanique, indispensable au fonctionnement des stations de compression, des unités de production d'électricité, et d'autres applications industrielles.

Les turbines à gaz sont généralement conçues pour fonctionner dans des conditions atmosphériques de référence dites "ISO", correspondant à une température ambiante de 15 °C, une humidité relative de 60 %, et une pression au niveau de la mer. Toutefois, dans des environnements réels, en particulier en zones chaudes comme le sud algérien, ces conditions sont rarement réunies. L'un des paramètres les plus influents sur les performances des turbines est la température de l'air d'admission. En effet, une augmentation de seulement 1 °C peut entraîner une diminution d'environ 1 % de la puissance utile, en raison de la réduction de la densité de l'air. Ce phénomène devient particulièrement pénalisant durant les périodes estivales où les températures élevées affectent significativement le rendement des turbines.

Afin d'atténuer ces pertes de performance, plusieurs techniques ont été développées et mises en œuvre dans l'industrie : régénération, refroidissement intermédiaire du compresseur, préchauffage, injection de vapeur, et surtout, refroidissement de l'air d'admission. Ces méthodes visent à améliorer le rendement global et à maintenir une puissance de sortie optimale, même dans des conditions climatiques défavorables.

Le présent mémoire porte sur l'analyse des performances de la turbine à gaz **MS-5002**, installée à la station de compression de Sonatrach à Hassi Messaoud. Cette étude vise à évaluer l'impact des conditions climatiques locales sur le comportement de la turbine et à proposer une solution technique adaptée pour en améliorer les performances en période de fortes chaleurs.

Le travail est structuré en quatre chapitres, précédés d'une introduction générale et suivis d'une conclusion. Le premier chapitre décrit les caractéristiques fonctionnelles et techniques des unités de compression du site.

Le deuxième chapitre analyse l'effet des paramètres atmosphériques sur les performances des turbines à gaz, en s'appuyant sur des données réelles et les approches industrielles existantes.

Le troisième chapitre présente une modélisation thermodynamique de la turbine MS-5002 en fonction des températures ambiantes spécifiques au site de Hassi Messaoud. Enfin, le quatrième chapitre est consacré à la conception d'un système de régulation thermique de l'air d'admission, visant à limiter les pertes de puissance et à garantir un fonctionnement stable de la turbine en conditions climatiques extrêmes.

Chapitre 1 : Généralités

1.1 Introduction

Le sud de l'Algérie constitue une zone stratégique en matière d'hydrocarbures, avec d'importantes réserves de pétrole et de gaz naturel. Parmi les sites majeurs figure le champ de Hassi Messaoud, exploité par SONATRACH, s'étendant sur 2 500 km² dont 1 600 km² imprégnés d'huile. Situé à 800 km au sud-est d'Alger, ce champ découvert en 1956 abrite des installations industrielles essentielles pour l'extraction, le traitement et le transport des hydrocarbures.

Dans ce contexte, les stations de compression constituent un maillon essentiel du dispositif gazier, en maintenant la pression requise pour assurer un transport continu et efficace du gaz naturel depuis les champs de production jusqu'aux centres de traitement ou de distribution, et ce malgré les conditions climatiques extrêmes du Sahara.

1.2 Importance de la compression du gaz naturel

Le gaz naturel, composé principalement de méthane, est une ressource énergétique clé pour l'Algérie, en raison de ses faibles émissions de polluants lors de la combustion. Découvert en 1956 dans les champs de Hassi Rmel et Ain Amenas, le gaz naturel constitue une des plus grandes richesses énergétiques du pays. Ces champs, qui abritent des réserves nationales majeures, nécessitent une infrastructure de transport sophistiquée pour acheminer le gaz brut vers les complexes industriels ou les centres de distribution.

Pour assurer ce transport, des stations de compression, comme celles opérées par Sonatrach, maintiennent la pression requise pour le déplacement du gaz à travers de longs gazoducs reliant les champs de production aux complexes de transformation, tels que Skikda et Arzew. Ce processus est crucial pour garantir un flux continu et efficace du gaz extrait vers les usines, où il subit des traitements supplémentaires pour devenir commercialisable. En effet, sans une compression optimale, les pertes de pression dans les gazoducs limiteraient la capacité de transport, mettant en péril la chaîne d'approvisionnement énergétique.

Ces stations de compression ne se contentent pas de transporter le gaz ; elles assurent également sa qualité en le débarrassant des impuretés et en le conditionnant pour un usage industriel ou domestique. Ainsi, elles constituent un maillon essentiel dans la valorisation des hydrocarbures et le soutien de l'économie nationale.

1.3 Département de maintenance de l'entreprise Sonatrach Hassi Messaoud

Ce département est chargé d'assurer la maintenance préventive et corrective des stations de compression de gaz, afin de garantir leur bon fonctionnement, leur disponibilité optimale et la continuité de la production. Il joue un rôle stratégique dans la préservation de la fiabilité des équipements critiques, notamment les turbomachines, les systèmes de régulation et les dispositifs de sécurité industrielle [1].

Le département est organisé en **cinq services spécialisés**, chacun ayant des missions spécifiques en lien avec les objectifs généraux du département et les exigences fixées par la direction de la maintenance :

- **Service de compression Sud 1 (SC1 à SC6)** : Ce service est responsable de la maintenance mécanique et du suivi opérationnel des unités de compression situées dans la zone Sud 1. Il assure également le diagnostic, la coordination des interventions et le reporting technique relatif à ces installations.
- **Service de compression Sud 2 (SC7 à SC12)** : À l'instar du service Compression Sud 1, ce service est chargé de la maintenance des stations de compression de la zone Sud 2. Il supervise les opérations de maintenance sur les équipements statiques et rotatifs, tout en assurant le respect des procédures HSE (Hygiène, Sécurité et Environnement).
- **Service Turbomachine** : Ce service est dédié à l'entretien, au suivi des performances et à la réhabilitation des turbomachines (turbines à gaz, compresseurs centrifuges, etc.). Il intervient dans les opérations majeures telles que les inspections périodiques, les alignements dynamiques, les contrôles vibratoires et l'analyse des défaillances mécaniques.
- **Service Électronique** : Ce service s'occupe de la maintenance des systèmes de contrôle-commande, d'instrumentation et d'automatisation. Il veille au bon fonctionnement des automates programmables industriels (API), des capteurs, des transmetteurs et des interfaces homme-machine (IHM), assurant ainsi une régulation optimale du processus de compression.
- **Service Feu et Gaz (Protection Incendie)** : Ce service a pour mission d'assurer la maintenance et l'inspection régulière des systèmes de détection de gaz et de feu, ainsi que des dispositifs de lutte contre l'incendie. Il contribue activement à la sécurité du personnel, des équipements et des installations en garantissant la conformité des systèmes de protection aux normes en vigueur.

1.3.1 Conditions climatiques de la région d'exploitation

Le champ pétrolier de Hassi Messaoud est situé au cœur du Sahara algérien, à environ 800 km au sud-est d'Alger, à 86 km au sud-est d'Ouargla, à 172 km au sud de Touggourt et à 350 km de la frontière algéro-tunisienne, figure (1.1). Ce champ s'étend sur une superficie de 2 500 km², dont environ 1 600 km² sont imprégnés d'huile. Il se trouve dans une région au climat désertique chaud, caractérisé par des étés extrêmement chauds avec des températures dépassant fréquemment les 45 °C, des hivers doux, une très faible pluviométrie annuelle (moins de 50 mm), une humidité relative basse et un ensoleillement intense dépassant 3 500 heures par an. Des vents secs et des tempêtes de sable sont également fréquents, en particulier au printemps [1].

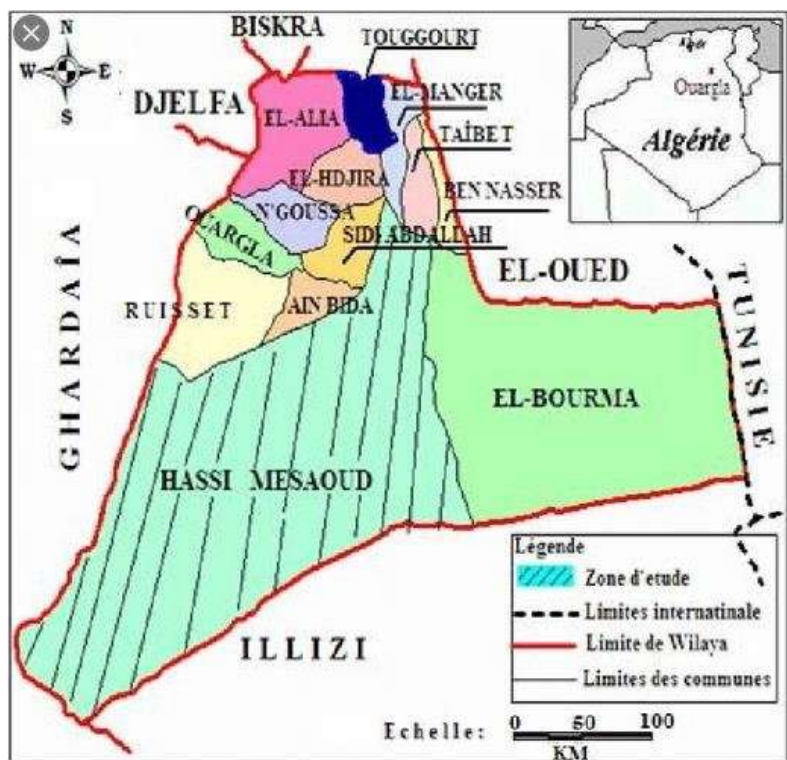


Figure 1.1 : Position géographique du champ de Hassi Messaoud

1.3.2 Service de compression sud

Il existe 12 stations de compression de SC1 à SC12, ces unités sont conçues pour comprimer le gaz destiné à la réinjection dans les gisements pour maintenir la pression nécessaire pour le refoulement de pétrole. Le gaz est comprimé d'une pression de 28 bars à une pression de 380 bars, par des compresseurs centrifuges entraînés par des turbines à gaz. Les quantités injectées pour chacune des stations par jour sont montrées dans le tableau (1.1). Toutes les stations ont le même principe de fonctionnement et la même finalité à savoir comprimer le gaz destiné à la réinjection. Dans la figure (1.2) nous présentons la configuration de la station de pompage SC1.



Figure 1.2 : Station de compression de gaz SC1

Tableau 1.1 : Capacité de réinjection de chaque station de compression

Station	Date de mise en service	Capacité de réinjection
SC2	1972	4 Million Nm3/jour
SC3	1978	4 Million Nm3/jour
SC4	1978	4 Million Nm3/jour
SC5	1985	5 Million Nm3/jour
SC6	1985	5 Million Nm3/jour
SC7	1991	5 Million Nm3/jour
SC8	1991	5 Million Nm3/jour
SC9	2000	9 Million Nm3/jour
SC10	2000	9 Million Nm3/jour
SC11	2000	9 Million Nm3/jour
SC12	2000	9 Million Nm3/jour

La station de compression SC7 est constituée de deux trains de turbocompresseurs disposés en parallèle, figure (1.3).

- Le **train basse pression (BP)** comprend un compresseur centrifuge à deux étages entraînés par la turbine à gaz **MS-5002B**.
- Le **train haute pression (HP)** est composé de deux compresseurs centrifuges entraînés par une seconde turbine à gaz **MS-5002B**.

Le **démarrage de l'unité** s'effectue en plusieurs phases :

- **Lancement mécanique** via une turbine de démarrage jusqu'à 25 % de la vitesse nominale, suivi de la **phase de balayage** (élimination des résidus comme poussières, huiles ou condensats).
- **Allumage** de la turbine à gaz à 32 %, **accélération** jusqu'à 60 %, puis **fin de séquence** à 98 % de la vitesse, à laquelle la puissance est transmise au compresseur par un multiplicateur.

Le **processus de compression** suit quatre étapes distinctes, figure (1.3).

A. Compression dans le premier étage du premier train.

Le gaz dans le collecteur basse pression (MANIFOLD BP) qui entre dans le premier étage du compresseur GB901 est comprimé de 28 à 58 bars. Il est ensuite refroidi dans un échangeur modèle EA901 puis les condensats sont éliminés à travers un séparateur (FA904).

B. Compression dans le deuxième étage du premier train.

Le gaz entre dans le deuxième étage du compresseur où la pression passe de 57 à 116 bars. Il est à nouveau refroidi dans un échangeur (EA902) suivi d'une élimination des condensats dans un autre séparateur (FA905). Le gaz est ensuite dirigé vers le collecteur de banalisation avant l'étape suivante.

C. Compression dans le premier compresseur du deuxième train (MP).

Le compresseur reçoit le gaz puis augmente sa pression de 114 à 232 bars. Similairement aux étapes précédentes, le gaz est refroidi et les condensats sont séparés.

D. Compression dans le deuxième compresseur du deuxième train (HP).

Le compresseur HP élève la pression de 230 à une pression finale de 420 bars. Le gaz refroidi est renvoyé vers le MANIFOLD HP, puis transporté vers les zones de réinjection.

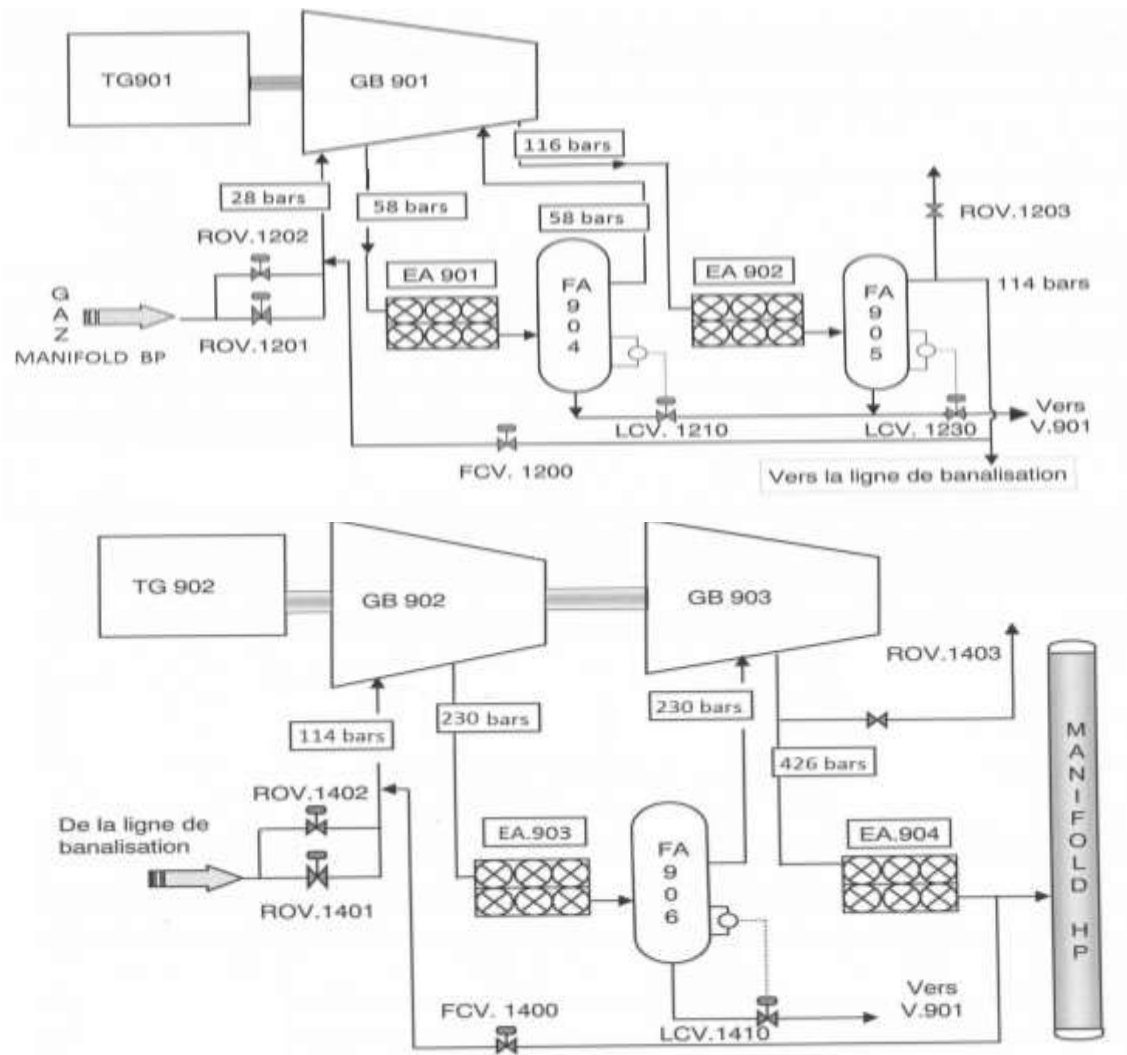


Figure 1.3 : Schéma du processus de compression de la SC7 [1]

1.3.3 Missions du Service compression sud

Le Service Compression Sud a pour mission d'assurer le bon fonctionnement des groupes de compression afin de permettre l'augmentation de la pression du gaz naturel, nécessaire à son transport par gazoduc vers les zones de réinjection. La distance de transport varie entre **100 et 300 km**. Il veille à la disponibilité, la sécurité et la performance des turbocompresseurs à travers l'exploitation, le suivi technique et les interventions de maintenance, en conformité avec les exigences opérationnelles de Sonatrach [1].

1.3.4 Equipements utilisés dans le service

1.3.4.1 Equipements d'étanchéité

L'étanchéité du compresseur est assurée par des pompes hydrauliques à pistons pour le 2ème groupe HP, et des accumulateurs amortisseurs de pulsations.

1.3.4.2 Equipements de secours

Pour éviter toutes défaillances de l'unité, il a été installé des équipements de secours. Par exemple, l'étanchéité est assurée par une pompe de secours en plus des pompes principales, ainsi que le graissage des turbines.

1.3.4.3 Turbine de lancement

Elle a comme rôle d'amorcer le mouvement de la turbine à gaz, en utilisant l'énergie cinétique de détente du gaz à 28 bars disponible et qui sort à une pression atmosphérique vers la torche pour produire une énergie mécanique de lancement, L'amorce du mouvement de la turbine à gaz s'effectue par l'intermédiaire d'un embrayage (clutch) et un réducteur de vitesse. Lorsque la turbine à gaz a atteint 60% de sa vitesse nominale elle devient autonome et la turbine de lancement est désaccouplée.

1.3.4.4 Tuyauterie

La tuyauterie ou pipe est l'élément d'un réseau qui permet de transporter un fluide d'un équipement à un autre. Les différents fluides transportés sont les fluides incompressibles (liquide), les fluides compressibles (gaz), les fluides sous haute pression, les fluides mixtes liquide/gaz, [2].

1.3.4.5 Transformateur

Le transformateur est un appareil électrique qui transfère de l'énergie d'un circuit à un autre par un couplage magnétique sans partie mobile. Un transformateur comprend deux ou plusieurs enroulements couplés ou encore un seul enroulement à prises et, dans la plupart des cas, un noyau magnétique pour concentrer le flux magnétique, [3].

1.3.4.6 Réducteur

Un réducteur est un organe mécanique permettant de réduire la vitesse de rotation d'un arbre d'entraînement, figure (1.4). Un réducteur sert à transmettre un couple important au récepteur (pompe, compresseur, alternateur ou génératrice), [5].



Figure 1.4 : Réducteur

1.3.4.7 Echangeurs de chaleur :

Les échangeurs de chaleur sont des équipements utilisés pour abaisser ou relever la température d'un fluide, ou pour modifier son état physique. Dans les procédés pétrochimiques, ils sont essentiels pour ajuster la température du fluide en vue de son stockage ou de son transport. Lorsqu'il s'agit de refroidir le gaz par air, ces équipements, désignés comme réfrigérants, permettent de transférer la chaleur du gaz vers un fluide auxiliaire (air), sans changement de phase. Contrairement aux échangeurs classiques, qui récupèrent la chaleur entre deux fluides, les réfrigérants se concentrent spécifiquement sur le refroidissement des effluents, [4].

1.3.4.8 Accouplements

Ils sont des organes mécaniques permettant de relier un moteur d'entraînement (moteur électrique ou diesel, turbine) à un récepteur (pompe compresseur alternateur, génératrice). Ils sont prévus pour transmettre la puissance mécanique de rotation entre deux arbres sensiblement alignés, [6].

1.3.4.9 Pompes

Elles sont des équipements mécaniques servant à comprimer un fluide entre deux points de la pression P_1 à la pression P_2 (avec $P_2 > P_1$), figure (1.5). La pompe doit fournir une certaine pression appelée hauteur manométrique totale, cela dépend des conditions d'aspiration et de refoulement, [7].



Figure 1.5 : Pompe

1.3.4.10 Compresseurs

Les compresseurs sont des équipements mécaniques permettant d'élever la pression d'un gaz. Deux types de compresseurs sont utilisés aujourd'hui : le compresseur axial et le compresseur centrifuge. Le compresseur axial est principalement utilisé dans les applications de moyenne et grande puissance, tandis que le compresseur centrifuge est utilisé dans les applications des puissances modérées, [8].

1.4 Turbines à gaz

Les turbines à gaz sont des machines tournantes dont la fonction "moteur" est utilisée dans l'industrie pétrolière pour entraîner des pompes, des compresseurs et des générateurs ou bien dans la propulsion des avions, des bateaux, des trains et des automobiles. Elles peuvent être utilisées dans des lieux de service « en attente » ou « en service continu ». Dans notre projet on s'intéresse à l'amélioration des performances de la turbine à gaz utilisés dans l'industrie pétrolière dans des conditions particulières [9,10].

1.4.1 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

Une TAG est un moteur composé de trois composants principaux :

- Un compresseur pour aspirer l'air et augmenter sa pression et sa température.
- Une chambre de combustion dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, lorsqu'il est brûlé, consomme partiellement l'air fourni par le compresseur et augmente la température du mélange air-produits de combustion.
- Des turbines de détente qui permettent au mélange, provenant de la chambre de combustion à une pression élevée, de se dilater progressivement à travers plusieurs étages. Cette détente convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. L'énergie générée est utilisée pour entraîner le compresseur d'air et fournir une puissance utile à l'arbre, assurant ainsi le fonctionnement global du système.

1.4.2 Différents éléments de la turbine à gaz

Dans une installation de turbine à gaz, on distingue cinq systèmes principaux :

1.4.2.1 Système d'aspiration d'air

Ce système doit être conçu pour délivrer un air sans poussières, fumées, vapeur d'hydrocarbures pour éviter l'érosion et les dépôts sur les ailettes et les aubages, et en quantité suffisante pour fonctionner aux performances optimales. Au niveau de cette section l'air est filtré et passe par des vannes de régulation afin d'uniformiser le débit d'air qui entre dans le compresseur. Ce système de filtration génère une perte de pression généralement entre 0.3 et 1.3% [ref]. Un schéma typique du système d'aspiration est montré dans la **figure 1.6** [9,11].

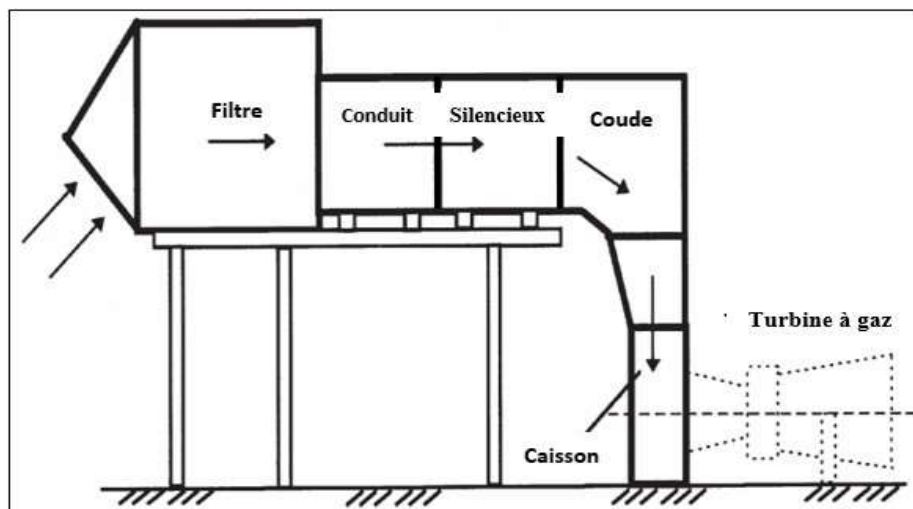


Figure 1.6 : Schéma représentatif d'un système d'admission d'une turbine à gaz

1.4.2.2 Système de compression

Sa fonction est de comprimer l'air à une pression appropriée avant son entrée à la chambre de combustion de la turbine à gaz, aussi d'alimenter en air les différents circuits de refroidissement. Le compresseur axial comprend un rotor et un stator, en plus des aubes directrices à l'entrée et à la sortie. Un compresseur axial type est montré dans la **figure 1.7** [9].

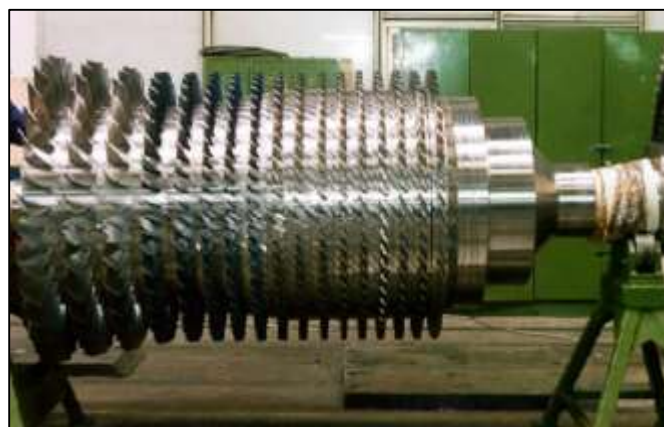


Figure 1.7 : Compresseur de la turbine à gaz

1.4.2.3 Chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion est de brûler un mélange air-combustible (conversion de l'énergie chimique potentielle contenue dans le mélange en chaleur) et délivrer les gaz résultants à une turbine. La combustion se produit dans une enceinte conçue pour assurer le débit d'air, l'injection de combustible et la détente des gaz. La chambre de combustion doit également assurer une bonne stabilité de la flamme, un fonctionnement sur une large plage de débit, une possibilité d'allumage à des conditions extérieures variables. La **figure 1.8** montre une chambre de combustion tubulaire type d'une TAG [9].



Figure 1.8 : Chambre de combustion d'une turbine à gaz

1.4.2.4 Turbine de détente

La détente est le processus thermodynamique où l'énergie sous forme de gaz pressurisé à haute température, produit par le compresseur et la chambre de combustion, est convertie en énergie mécanique. La turbine de détente comprend un ou plusieurs étages, chaque étage étant constitué d'une rangée d'aubes fixes (distributeur) suivie d'une rangée d'aubes mobiles (roue de turbine). La **figure 1.9** montre la turbine de détente d'une TAG [9].



Figure 1.9 : Turbine de détente d'une turbine à gaz

1.4.2.5 Système d'échappement

Au niveau de cette section il y aura l'échappement des gaz de la turbine. Ce système est conçu pour minimiser le bruit, en réduisant la turbulence des gaz d'échappement. Après la turbine de détente, les gaz d'échappement sont conduits dans un diffuseur puis par des déflecteurs placés dans la partie inférieure de la cheminée dirigent ces gaz vers le haut à travers des silencieux résistants aux hautes températures. La **figure 1.10** montre le système d'échappement d'une TAG [9,11].

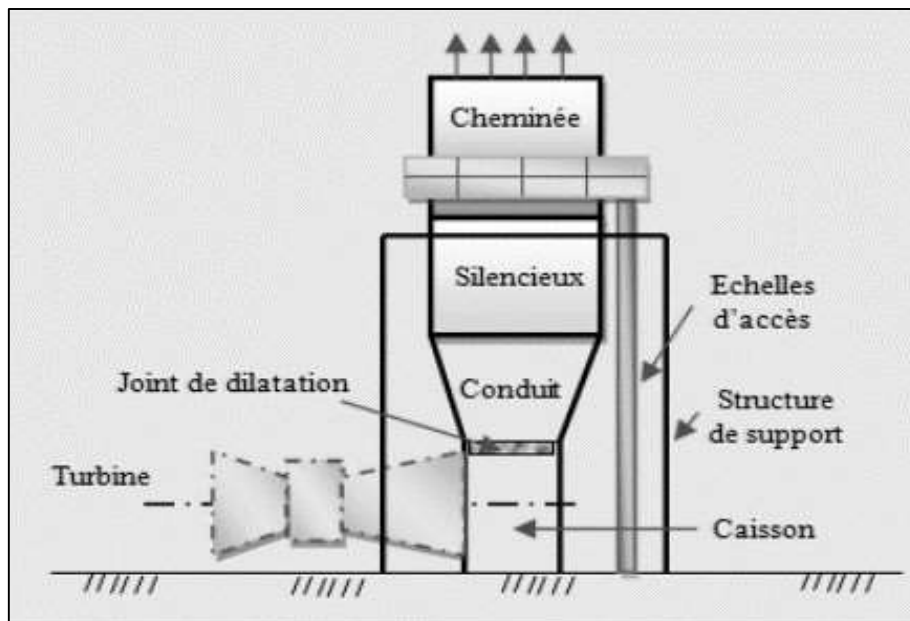


Figure 1.10 : Section d'échappement d'une turbine à gaz

1.4.3 Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées selon le schéma de la **figure 1.11**.

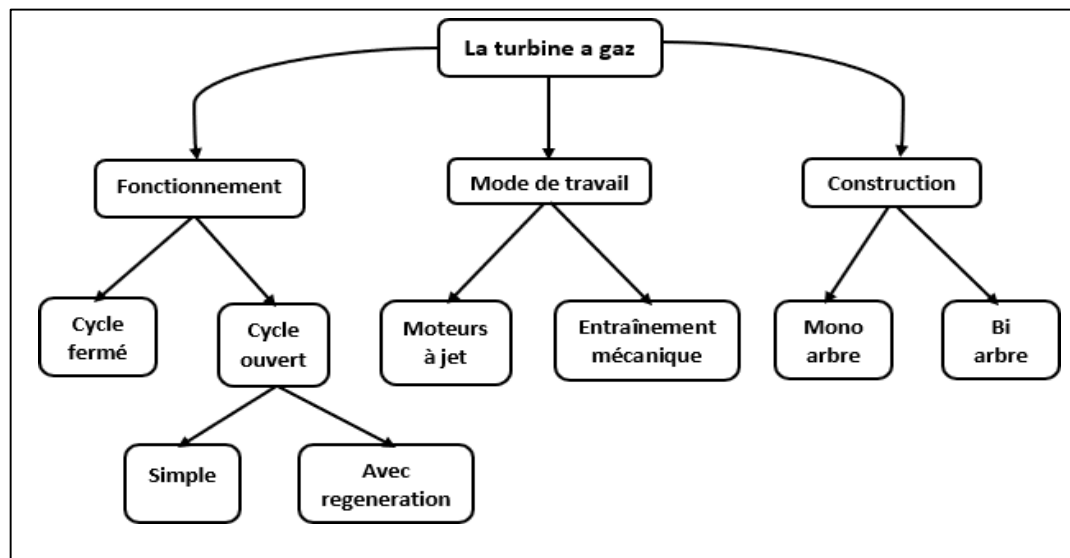


Figure 1.11 : Schéma de classification de la turbine à gaz

1.4.3.1 Classification selon mode de travail

La turbine à gaz est utilisée dans des applications telles que :

- **Turbines à gaz pour l'aviation (moteurs à jet)**

Les moteurs utilisés dans les applications aéronautiques peuvent être des turboréacteurs, des turbo fans ou des turbopropulseurs, mais ils sont tous communément appelés moteurs à réaction [12,13].

- **Turbines à gaz industrielles (entraînement mécanique)**

Les turbines à gaz industrielles comprennent les turbines à vapeur dérivées, turbines à gaz industrielles lourdes, et les turbines à gaz industrielles hybrides. Ces TAG sont généralement exploités pour l'entraînement mécanique, production d'électricité, cycle combiné et propulsion marine [13].

1.4.3.2 Classification selon le fonctionnement

- **Cycle fermé**

En cycle fermé, une haute pression et densité de gaz sont maintenues, permettant d'ajuster la puissance de sortie en modifiant la pression sans altérer la température maximale, assurant une faible variation du rendement. Toutefois, ce système nécessite un chauffage externe via un cycle auxiliaire, ce qui introduit une différence de température entre les gaz de combustion et le fluide de travail [10].

- **Cycle ouvert**

Pour un tel cycle, l'air atmosphérique renouvelé automatiquement passe par le compresseur d'une manière continue avant être délivré à la chambre de combustion en haute pression. Les gaz chauds de la chambre de combustion passent par la turbine pour une détente et après l'échappement à l'atmosphère sans retour au circuit [10].

- **Cycle ouvert simple**

C'est un cycle où le potentiel des gaz d'échappement n'est pas totalement utilisé, une partie est perdue dans l'atmosphère [14,15].

- **Cycle ouvert avec régénération**

Un tel cycle est utilisé pour augmenter le rendement global en récupérant tout le potentiel mécanique des gaz brûlés à l'aide d'un échangeur de chaleur [16].

1.4.3.3 Classification selon la construction

- **Turbine à gaz mono arbre**

La turbine à gaz mono arbre est constituée d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine pour la détente, figure (1.12). Tous ces éléments sont couplés sur le même arbre pour entrainer une charge donnée à la sortie, c'est le type de turbine le plus utilisé [17].

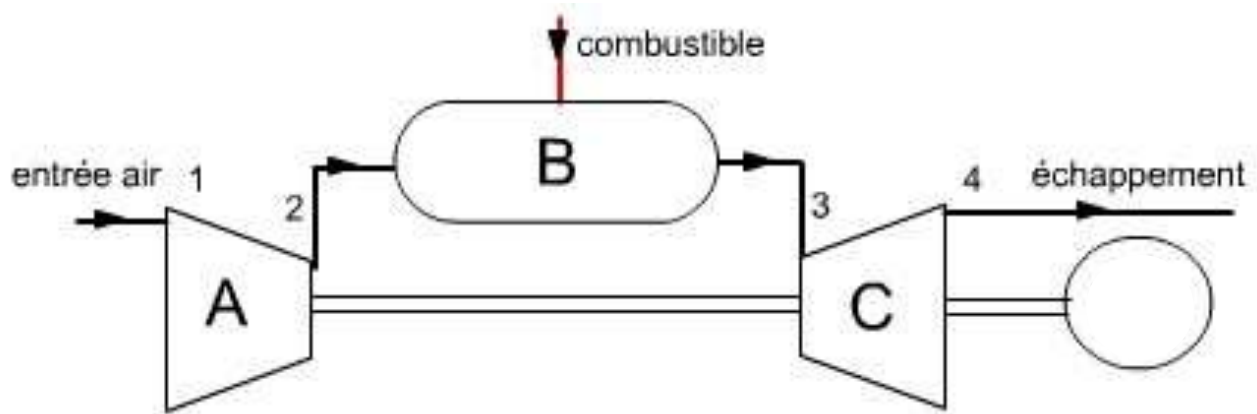


Figure 1.12 : Turbine à gaz mono arbre

- **Turbine à gaz bi arbre**

Les turbines à deux arbres sont adaptées pour une grande vitesse de rotation et permettent un meilleur rendement et sont plus complexes que les turbines à un seul arbre. La turbine de détente est divisée en deux parties, une turbine haute pression qui entraîne seulement le compresseur d'admission à l'aide d'un arbre et une autre turbine basse pression pour l'entraînement de la charge à l'aide d'un deuxième arbre [17].

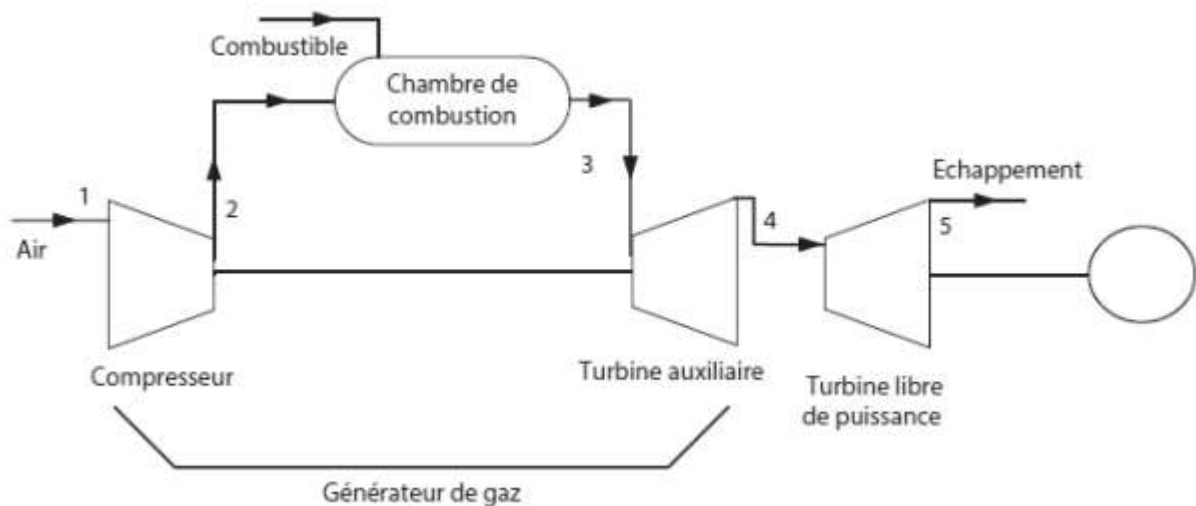


Figure 1.13 : Turbine à gaz bi arbre

1.4.4 Principales utilisations des TAG

1.4.4.1 Production d'électricité

Les turbines à gaz sont utilisées pour la production d'énergie électrique pour leurs avantages. Parmi leurs principaux avantages, nous citons sa capacité à démarrer rapidement, son faible besoin en eau de refroidissement, ainsi que la haute température et la basse pression du fluide de travail.

1.4.4.2 Production combinée chaleur-force

Ce type d'application est le plus courant car il permet d'économiser les énergies fossiles, et par conséquent les coûts énergétiques.

1.4.4.3 Turbines à gaz pour l'aviation

Au sens strict, toutes les turbines à gaz sont des générateurs de gaz. Leurs gaz chauds sont détendus soit par une turbine pour générer de la puissance sur l'arbre, soit par une tuyère pour créer une poussée. Cependant, les turbopropulseurs ont beaucoup de points communs avec les turbines à gaz terrestres et maritimes.

1.5 Conclusion :

Les stations de compression sud (CS Sonatrach) occupent une place stratégique dans le développement économique national, en assurant des services importants dans la gestion des exportations d'hydrocarbures de l'Algérie vers le marché international.

Dans le cadre de ce travail, l'attention est portée plus particulièrement aux turbines exploitées dans les industries pétrolières, notamment celles de Sonatrach à Hassi Messaoud et en particulier dans les stations de compression. La région saharienne où ces stations sont exploitées est caractérisée par un climat chaud et aride extrême, qui influence directement la performance des stations de compression. Ces conditions climatiques impactent non seulement l'efficacité des équipements mais aussi la fiabilité du transport du gaz naturel, soulignant ainsi l'importance d'adapter les systèmes aux contraintes environnementales locales.

Ainsi, dans la suite de ce mémoire on se focalisera sur l'analyse et l'amélioration des performances de la turbine à gaz MS-5002 et par conséquent l'amélioration des stations de compression.

Chapitre 2 : Dimensionnement thermodynamiques de la turbine à gaz MS-5002

2.1 Introduction

Comme nous l'avons souligné précédemment, le champ pétrolier de Hassi Messaoud, exploité par SONATRACH, est soumis à un climat saharien chaud et aride qui influence la performance des stations de compression, notamment celles équipées de turbines à gaz. Cette étude porte sur la station de compression SC7, en particulier le premier train de compression, entraîné par une turbine à gaz TG901 (MS-5002 B).

Dans ce chapitre, un dimensionnement thermodynamique de la turbine **MS-5002** en tenant compte des paramètres internes et externes est réalisé. Les performances optimales de la turbine à gaz aux conditions spécifiques de Hassi Messaoud sont déterminées.

2.2 Cycles de base des turbines à gaz

2.2.1 Cycle idéal de Brayton

Le cycle de Baryton, dans sa forme idéale, consiste en deux processus isobares et deux processus isentropiques. Les deux processus isobariques constituent l'évolution du système de combustion et le rejet de chaleur à l'atmosphère. Les deux processus isentropiques représentent les processus de compression et de détente dans la turbine à gaz. La **figure 3.1** illustre le cycle idéal de Baryton [16].

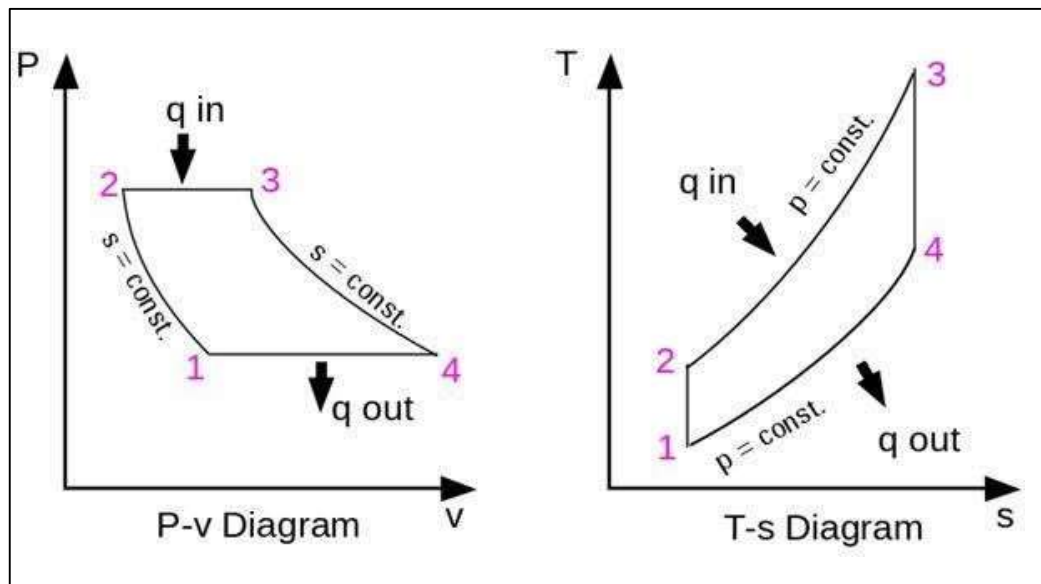


Figure 2.1 : Cycle idéal de Brayton d'une turbine à gaz

2.2.1.1. Hypothèses du cycle idéal de Brayton

Les hypothèses appliquées pour le cycle idéal sont les suivantes :

- Perte de pression dans la chambre de combustion négligeable.
- Le fluide de travail est un gaz parfait.
- Le rendement de combustion est de 1.

2.2.1.2. Performances du cycle idéal

Une application simplifiée de la première loi de la thermodynamique au cycle de Brayton de la **figure 3.1** présente les relations suivantes :

- **Travail du compresseur**

Le travail du compresseur W_C par kg de fluide est donné par l'expression suivante :

$$W_C = H_{2is} - H_1 = C_{pc}(T_{2is} - T_1)$$

Pour une évolution isentropique on peut écrire :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} = \pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}$$

$$T_{2is} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \quad (2.1)$$

Donc le travail du compresseur pour le cas idéal est :

$$W_C = C_{pc} T_1 (\pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1) \quad (2.2)$$

- **Apport de chaleur par combustion**

Le taux de chaleur par combustion $\dot{Q}_{cc}$ par kg de mélange est donné par l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{cc} = H_3 - H_{2is} = C_{pc}(T_3 - T_{2is}) \quad (2.3)$$

Avec T_3 la température de fin de combustion.

- **Travail de la turbine**

Le travail de la turbine W_T par kg de fluide est donné par l'expression suivante :

$$W_T = (H_3 - H_{4is}) = C_{pt} (T_3 - T_{4is})$$

Tel que pour une évolution isentropique on a :

$$T_{4is} = T_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \quad (2.4)$$

Donc le travail de la turbine pour le cycle idéal est :

$$W_T = C_{pt} T_3 \left(1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right) \quad (2.5)$$

- **Travail utile à la sortie**

Le travail net W_U développé par la turbine à gaz par kg de fluide pour un cycle idéal est la différence entre le travail de la détente et le travail du compresseur :

$$W_U = W_T - W_C \quad (2.6)$$

- **Rendement thermique du cycle**

Le rendement thermique du cycle est défini comme étant le rapport entre le travail utile de la machine sur la quantité de chaleur fournie par la combustion, donc :

$$\eta_{th} = \frac{W_U}{\dot{Q}_{cc}} \quad (2.7)$$

2.2.2 Cycle réel de Brayton

Le cycle réel de la turbine à gaz diffère du cycle idéal sur plusieurs points. D'une part, certaines pertes de charge (chute de pression) pendant les processus d'apport et de rejet de chaleur sont inévitables. Ainsi, en raison des irréversibilités, la température réelle de refoulement du compresseur T_2 est supérieure à celle théorique T_{2is} et donc le travail effectif du compresseur devient plus important, alors que pour la détente la température réelle de sortie de la turbine T_4 est supérieure à celle pour le cas idéal T_{4is} , et par conséquent le rendement thermique de la turbine diminue. La déviation du comportement réel du compresseur et de la turbine par rapport au comportement isentropique est prise en compte en utilisant les rendements isentropiques de compression η_c et de détente η_T . La **figure 3.2** illustre le cycle réel de Brayton [16].

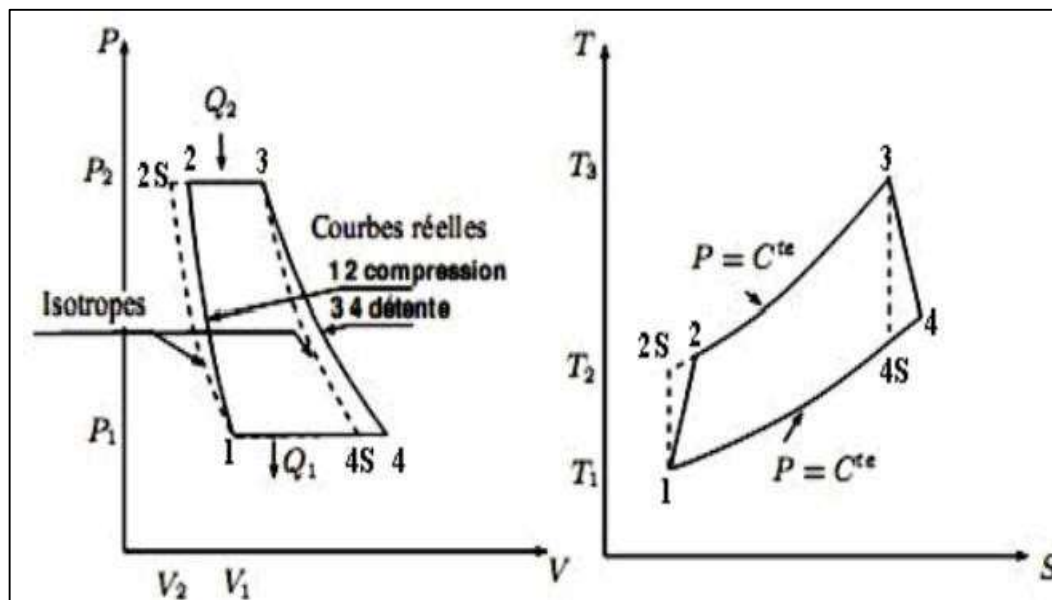


Figure 2.2 : Cycle réel de Brayton d'une turbine à gaz

2.2.2.1. Performances du cycle réel

Une application simplifiée de la première loi de la thermodynamique au cycle réel de Baryton de la **figure 3.2** présente les relations suivantes :

- **Travail du compresseur**

Le travail du compresseur W_c par kg de fluide s'écrit :

$$W_C = H_{2is} - H_1 = C_{pc}(T_{2is} - T_1)$$

La température isentropique de la sortie du compresseur est :

$$T_{2is} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}}$$

Le rendement isentropique du compresseur s'écrit :

$$\eta_c = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Donc la température réelle de la sortie du compresseur T_2 est :

$$T_2 = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_c} + T_1 \quad (2.8)$$

Le travail du compresseur devient :

$$W_C = C_{pc} T_1 \left(\frac{\pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (2.9)$$

- **L'apport de chaleur par combustion**

Le taux de chaleur par combustion Q_{cc} par un kg de mélange s'écrit :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cc} &= (H_3 - H_2) = C_{pcc} \times (T_3 - T_2) \\ \dot{Q}_{cc} &= C_{pcc} \left(T_3 - \left(\frac{T_1 \pi_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - T_1}{\eta_c} + T_1 \right) \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Avec T_3 la température de la sortie de la chambre de combustion.

- **Travail de la turbine**

Le travail de la turbine W_T par kg de fluide est :

$$W_T = H_3 - H_{4is} = C_{pt}(T_3 - T_{4is})$$

La température isentropique de sortie de la turbine est :

$$T_{4is} = T_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1 - \gamma_t}{\gamma_t}}$$

Avec le rendement isentropique de la turbine s'écrit :

$$\eta_T = \frac{T_4 - T_3}{T_{4is} - T_4}$$

Donc la température de sortie de la turbine est :

$$T_4 = \eta_T \cdot (T_{4is} - T_3) + T_3 \quad (2.11)$$

Le travail de la turbine devient :

$$W_C = C_{pt} T_3 \eta_T \left(1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma_T}{\gamma_T}} \right) \quad (2.12)$$

- **Travail utile à la sortie**

Le travail net W_U développé par la turbine à gaz par un kg de fluide est :

$$W_U = W_T - W_C$$

- **Rendement thermique du cycle**

Le rendement thermique du cycle est défini par l'équation (2.7) et donc :

$$\eta_{th} = \frac{W_U}{\dot{Q}_{CC}}$$

2.3 Caractéristiques de la turbine à gaz MS-5002

Le tableau 2.1 présente les caractéristiques de la turbine à gaz MS-5002

Tableau 2.1 : Caractéristiques de la turbine à gaz MS-5002

Données générales de conception	Valeurs
Marque	General Electric
Constructeur	Nuovo Pignone / GE Oil & Gas
Série du modèle	MS-5002B
Application	Entraînement des compresseurs (gaz naturel – pipeline)
Cycle	Simple
Sens de rotation de l'arbre	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Vitesse de rotation	5100 tr/min
Type de fonctionnement	Continu
Poids	≈ 45 tonnes
Dimensions (L × l × H)	≈ 9 × 3 × 3,5 m
Nombre de paliers	02
Système de lancement	Turbine de démarrage + réducteur
Système de lubrification	À base d'huile minérale (huile turbine ISO VG 32)
Section du compresseur	
Type	Axial
Nombre d'étages	17
Vitesse maximale de pointe	≈ 300 – 320 m/s
Taux de compression π_c	12
Section de la chambre de combustion	
Type	Annulaire inversée (reverse-flow)
Nombre de brûleurs	10
Écoulement	Contre-courant
Combustible	Gaz naturel
Disposition	Circulaire autour de l'arbre axial
Section de la turbine	
Nombre d'étages	2
Pression d'échappement (bar)	≈ 1,18
Aubes directrices	Fixes

Le tableau 2.2 présente les caractéristiques du Compresseur centrifuge du gaz GB901

Tableau 2.2 : Caractéristiques du Compresseur centrifuge du gaz GB901

Type	Compresseur centrifuge 2 étages
Débit massique (kg/s)	46,48
Pression d'entrée premier étage (bar)	28
Pression de sortie deuxième étage (bar)	116
Rapport de compression π_c	4,14
Vitesse de rotation (tr/min)	12500
Rendement isentropique (%)	87
Température d'entrée du gaz (°C)	32,5
Température de sortie du gaz (°C)	110
Puissance absorbée (kW)	20000
Lubrification	Huile
Refroidissement intermédiaire du gaz	Air

2.4 Influence des paramètres externes et internes sur la turbine à gaz

2.4.1 Influence des paramètres internes sur la turbine à gaz

2.4.1.1. Influence du type de combustible

Une comparaison a été réalisée entre l'utilisation de deux combustibles couramment employés dans les turbines à gaz : le gaz naturel et le gasoil. Cette analyse repose essentiellement sur les propriétés thermochimiques de ces combustibles, notamment leur pouvoir calorifique inférieur (PCI). Le PCI du gaz naturel est d'environ 48 MJ/kg, tandis que celui du gasoil est de l'ordre de 42,5 MJ/kg. A titre indicatif, si on suppose un débit massique de combustible injecté de 1 kg/s et un rendement de conversion thermique en énergie mécanique de 35 %, la puissance nette produite pour chaque cas peut être obtenue en utilisant les équations suivantes : $P_{nette} = \dot{Q}_{thermique} \cdot \eta$; $\dot{Q}_{thermique} = \dot{m} \cdot PCI$.

Pour le gaz naturel, la puissance thermique est de 48 MW, ce qui donne une puissance mécanique nette de 16,8 MW. Pour le gasoil, la puissance thermique disponible est plus faible, elle est de 42,5 MW, donne une puissance nette de 14,88 MW. Ainsi, à débit massique équivalent, le gaz naturel permet de générer environ 13 % de puissance nette supplémentaire par rapport au gasoil.

En conclusion, le choix du gaz naturel comme combustible offre un avantage énergétique significatif, grâce à son meilleur pouvoir calorifique, tout en produisant également moins d'émissions de CO₂ par unité d'énergie. Le choix du combustible est particulièrement important dans le cadre d'une transition énergétique vers des systèmes plus propres et plus efficaces [9].

2.4.1.2. Chute de pression dans la section d'admission du compresseur

Les chutes de pression dans le système d'admission de la turbine à gaz sont causées par des éléments tels que les filtres à air, les silencieux, et les coudes, placés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Lorsque l'air traverse ces composants, il subit des pertes de charge dues au frottement et à la turbulence, ce qui réduit sa pression absolue et son poids spécifique. Cette diminution du poids spécifique de l'air admis entraîne une baisse de la quantité d'air disponible pour la combustion, limitant ainsi la puissance générée par la turbine. L'une des solutions pour maintenir la puissance nécessaire, un débit de combustible plus élevé est requis, ce qui augmente la consommation spécifique, ainsi que des gaz éjectés riches en imbrulés. Cette solution ne tient pas compte des effets sur l'environnement. Il est intéressant de chercher des solutions plus respectueuses de l'environnement. La turbine à gaz devrait être redimensionnée par rapport à l'introduction de système de refroidissement de l'admission d'air car ce système va générer en plus une autre perte de pression [9].

2.4.1.3. Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine

Dans une turbine à gaz, les pertes de charge dans le système d'échappement, causées par le frottement et les turbulences, augmentent la contre-pression à la sortie de la turbine. Cette contre-pression limite la détente complète des gaz, réduisant l'énergie mécanique extraite et laissant la turbine fonctionner à une pression plus élevée que prévu.

En conséquence, la puissance utile diminue, et pour compenser, un débit de carburant supplémentaire est nécessaire, ce qui augmente la consommation spécifique et réduit l'efficacité globale du système [9].

2.4.2 Influence des paramètres atmosphériques sur la turbine à gaz

L'exploitation de la turbine à gaz MS-5002 dépend des paramètres atmosphériques tels que l'humidité de l'air ambiant, la pression et la température ambiante.

2.4.2.1 Humidité de l'air ambiant

Lorsque l'humidité relative de l'air ambiant augmente, une certaine quantité d'énergie est dépensée pour convertir l'humidité présente dans l'air en vapeur, ce qui produit une perte d'efficacité thermique même si l'air humide est moins dense que l'air sec (par exemple, à une température de 30°C, un air humide de fraction de 0,9742 de l'humidité à une densité de 1,135kg/m³ qui est inférieur à celle de l'air sec qui est de 1,164kg/m³). Ainsi la présence des particules d'eau réduit la température de sortie du compresseur axial, ce qui réduit le travail spécifique de compression et augmente la puissance utile disponible pour la machine entraînée [9].

Etude de cas de l'humidité relative de la région de Hassi Messaoud

Le climat de Hassi Messaoud est désertique et sec toute l'année, avec une humidité relative généralement faible, variant entre 34 % et 45 % selon les saisons. Les données météorologiques des 20 dernières années montrent que la majorité des mois ont une humidité dans la plage optimale estimée pour les turbines à gaz (environ 30,36 %), figure (3.3). Cela signifie que la turbine MS5002 opère dans des conditions d'air sec. Par conséquent, l'humidité ambiante n'a pas d'impact significatif sur les performances des turbines à gaz et n'est pas prise en compte dans cette étude.

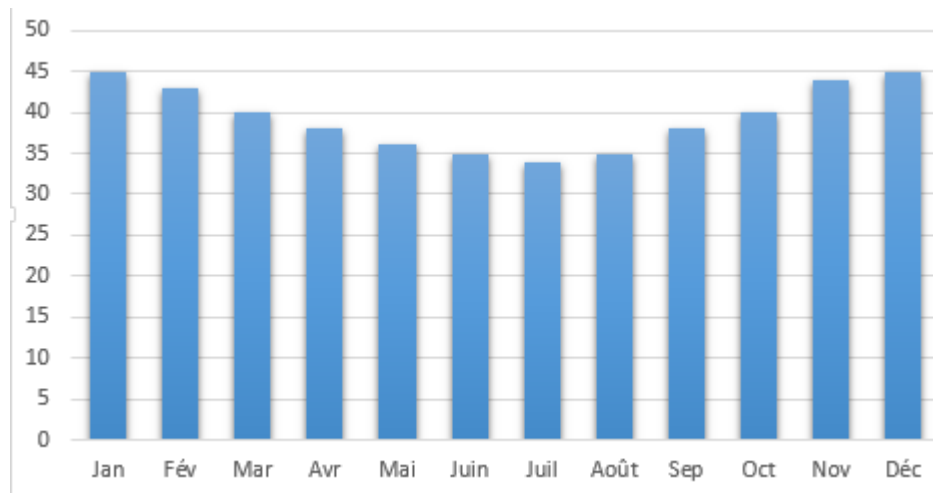


Figure 2.3 : Valeurs mensuelles moyennes de l'humidité relative du climat de Hassi Messaoud [19]

2.4.2.2 Pression de l'air ambiant

L'altitude de l'emplacement du site affecte évidemment la pression de l'air entrant dans la turbine et même sur le facteur de correction. Lorsque l'altitude augmente, la pression de l'air d'entrée et le facteur de correction diminuent. Ceci implique une diminution de la masse volumique de l'air d'entrée et donc la puissance utile est réduite, par contre le taux de chaleur reste approximativement le même. Ce facteur de correction exprime la correction en termes de puissance par rapport à l'altitude où la machine est installée. Par exemple pour trouver la puissance fournie par une turbine à gaz installée à une altitude quelconque, il faut juste multiplier sa puissance nominale par le facteur de correction correspondant à cette altitude [9].

- **Altitude du site par rapport au niveau de la mer**

L'altitude de la zone industrielle Sonatrach Hassi Messaoud est de 253 mètres, la figure 3.4. Cette altitude est constante. La pression équivalente à cette altitude est de 98,8 kPa avec un facteur de correction d'environ 0,9674. Il en ressort que l'influence de la pression atmosphérique est négligeable, dans la mesure où la puissance nette corrigée en fonction de cette pression équivalente ne présente pas de diminution significative.

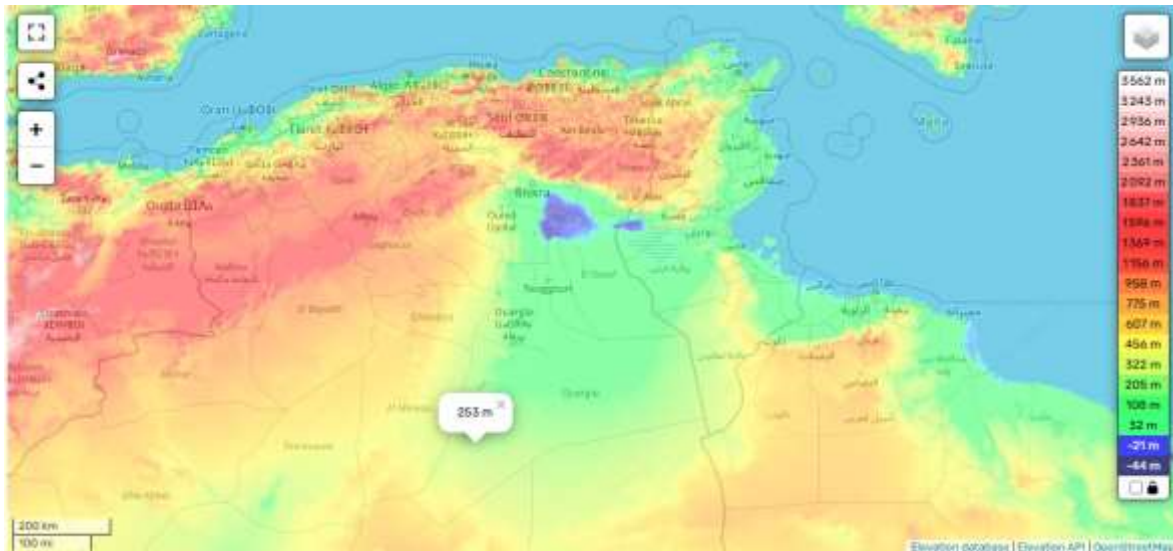


Figure 2.4 : Altitude de Hassi Messaoud [20]

2.4.2.3 Température de l'air ambiant

Les variations de la température ambiante à l'entrée du compresseur influent directement sur les performances de la turbine. Si cette température augmente, la masse volumique de l'air d'admission diminue et donc une réduction du débit massique. Et par conséquent, la puissance utile et le rendement de la turbine diminuent.

L'analyse thermodynamique réalisée à l'aide d'un code MATLAB élaboré (annexe D) a permis de calculer et de tracer les courbes de performance de la turbine sur une plage de températures ambiantes allant de 10 °C à 50 °C (plage de variation de la température de Hassi Messaoud approximative), en utilisant les paramètres opératoires de la turbine à gaz, tableau (2.3). La variation des paramètres relatifs des performances de la turbine à gaz est tracée dans la figure 2.5. Ces variations sont comparées à celle du constructeur obtenu à 15°C. Dans les figures 2.6 à 2.11 les résultats obtenus avec le code MATLAB élaboré sont présentés.

Tableau 2.3 : Paramètres opératoires de la turbine MS5002

Rendement mécanique (%)	99
Débit volumique de l'air (m^3/s)	138,78
Perte de pression dans le système d'admission d'air (%)	1%
Taux de compression du compresseur π_c	12
Pression d'admission avant le filtre (bar)	1,013
Rendement isentropique du compresseur (%)	83
Rendement isentropique de la turbine HP (%)	88
Rendement isentropique de la turbine BP (%)	85
Nombre de tubes pour la CC	10
Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kJ/kg)	25796,77
Rapport débit massique du combustible par débit massique d'air f	0,02
Rendement de combustion (%)	98
Perte de pression dans la chambre de combustion (%)	2
C_{pc} (J/kg. K)	1005,8
γ_c	1,4
γ_t	1,33
C_{pcc} (J/kg. K)	1149,2
C_{pt} (J/kg. K)	1150

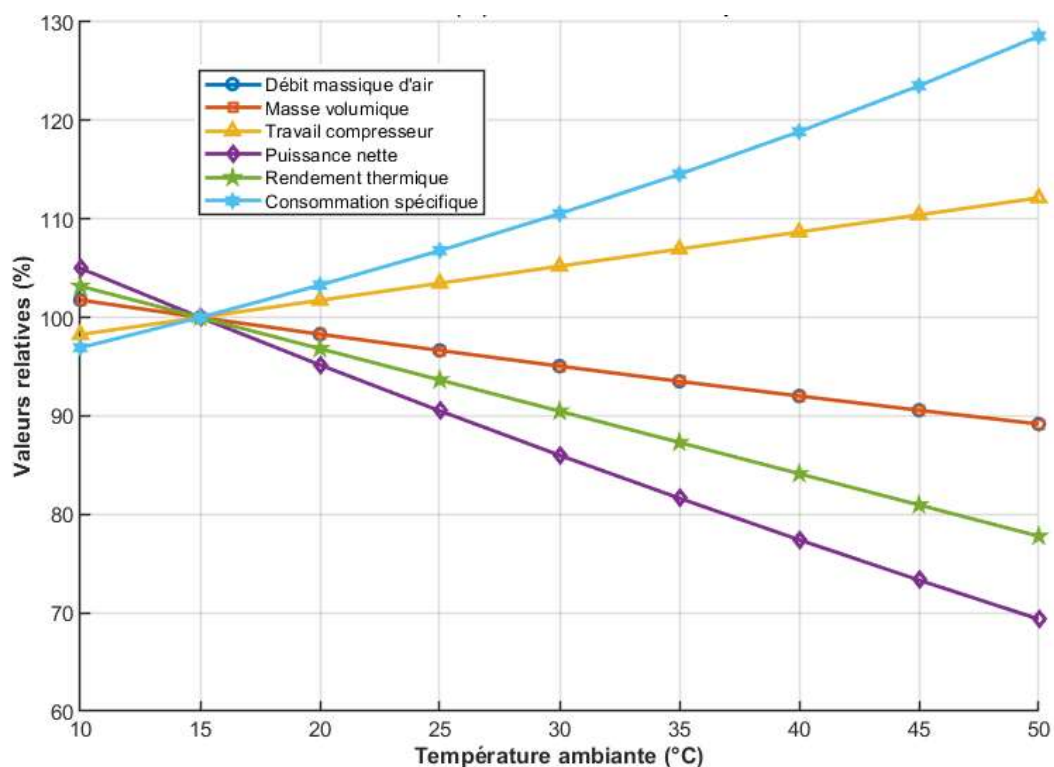


Figure 2.5 : Courbes des performances en fonction de température

D'après la figure présentée, on observe que pour une température ambiante de 15 °C, tous les paramètres de fonctionnement du groupe turbine à gaz sont optimaux, correspondant à 100 % des conditions de conception. Cette température constitue donc le point de référence du constructeur. Lorsque la température ambiante dépasse cette valeur, la masse volumique de l'air diminue, ce qui entraîne une baisse du débit d'air admis, une diminution de la puissance nette fournie, une augmentation du travail de compression ainsi qu'une élévation de la consommation spécifique. À l'inverse, lorsque la température ambiante est inférieure à 15 °C, la densité de l'air augmente, favorisant une meilleure admission du fluide, ce qui se traduit par une hausse de la puissance nette, une réduction du travail de compression et une amélioration de la consommation spécifique. Autrement dit, des températures inférieures à 15 °C sont avantageuses sur le plan énergétique, tandis que des températures supérieures sont défavorables.

En se basant sur les données climatiques de Hassi Messaoud, on constate que cette région connaît des températures inférieures à 15 °C pendant environ sept mois par an, ce qui permet à la machine de fonctionner dans des conditions proches de l'optimum. En revanche, durant les cinq mois les plus chauds, la turbine est exploitée en dehors de son régime idéal, ce qui se traduit par une baisse de performance et une augmentation de la consommation spécifique.

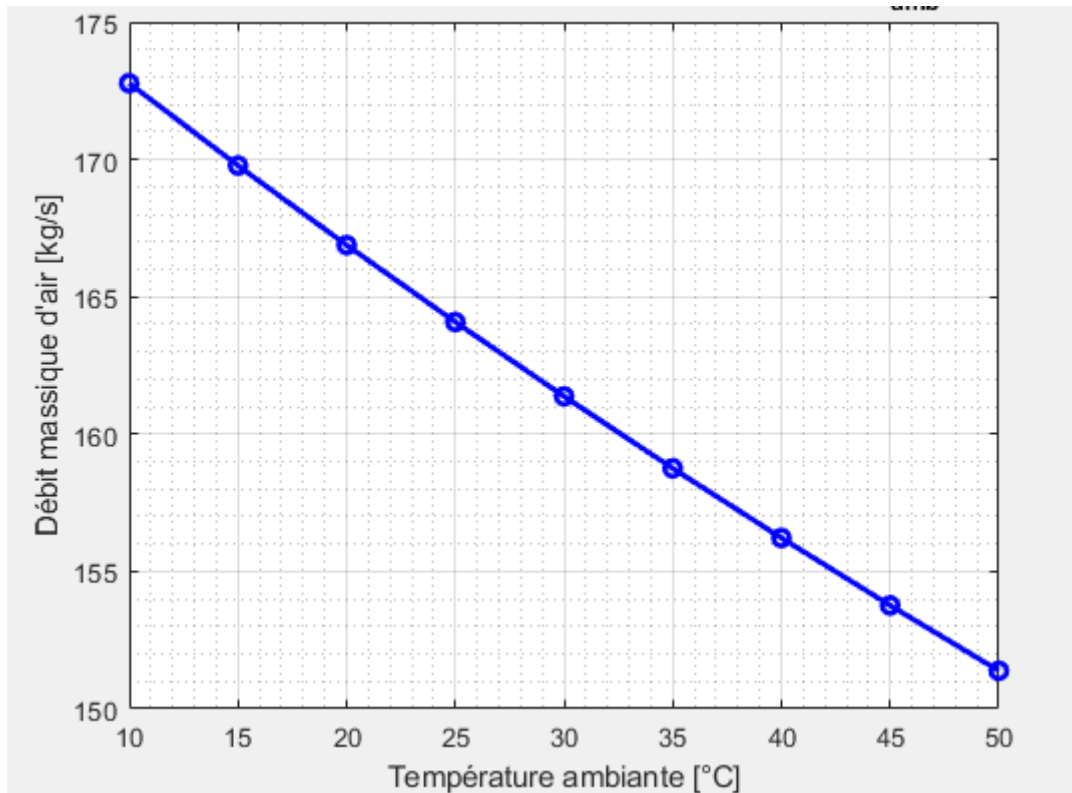


Figure 2.6 : Débit massique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante

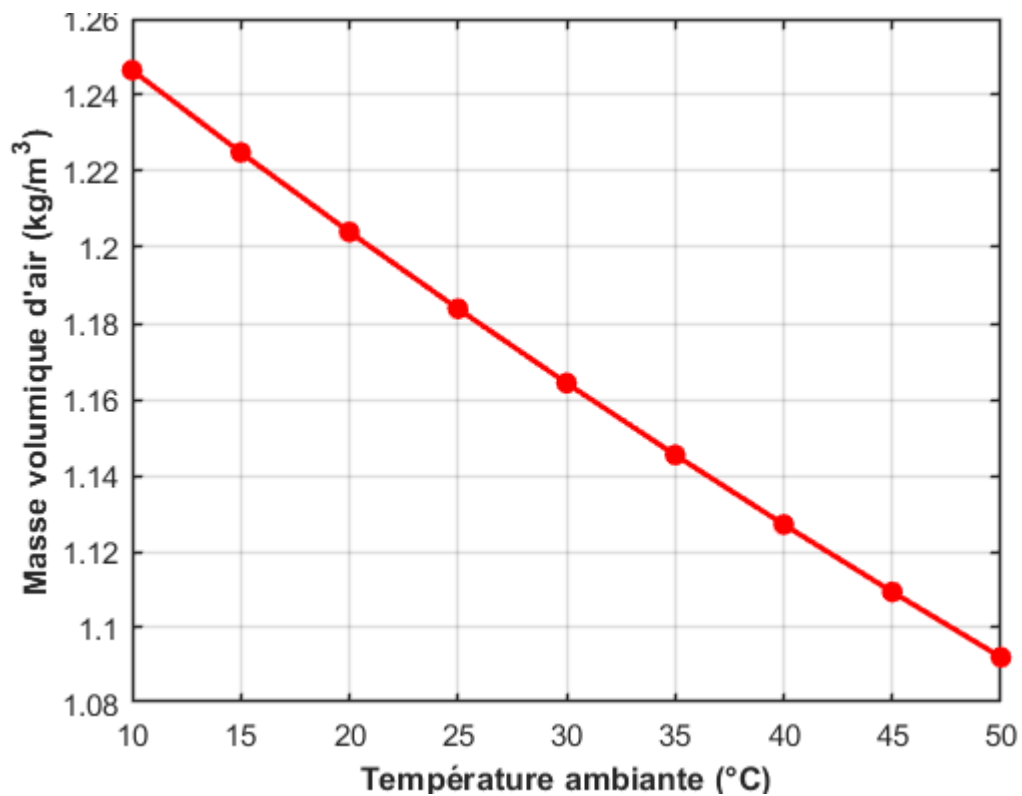


Figure 2.7 : Masse volumique d'air d'entrée en fonction de la température ambiante

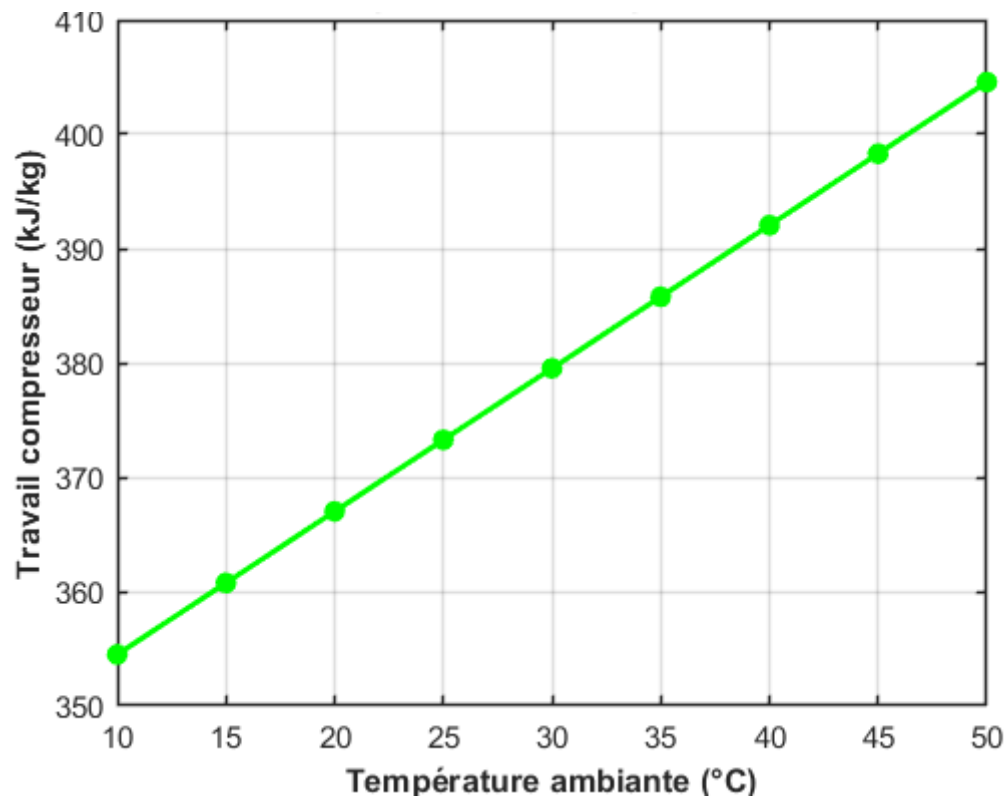


Figure 2.8 : Travail du compresseur en fonction de la température ambiante

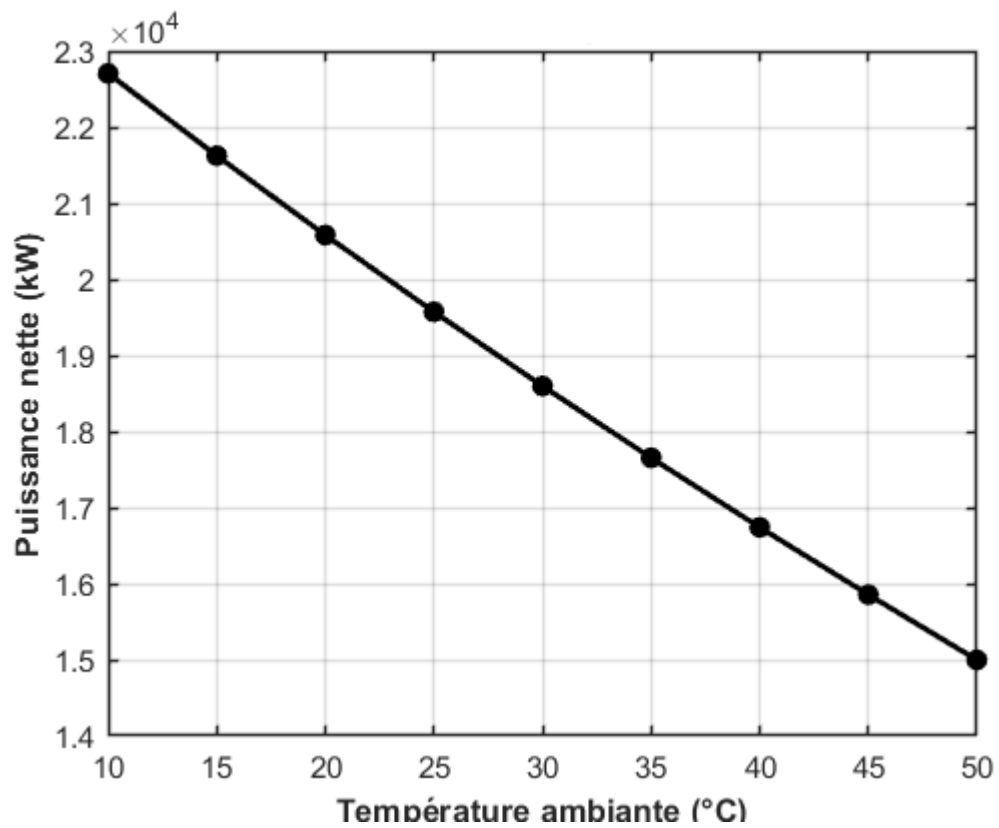


Figure 2.9 : Puissance de la TAG en fonction de la température ambiante

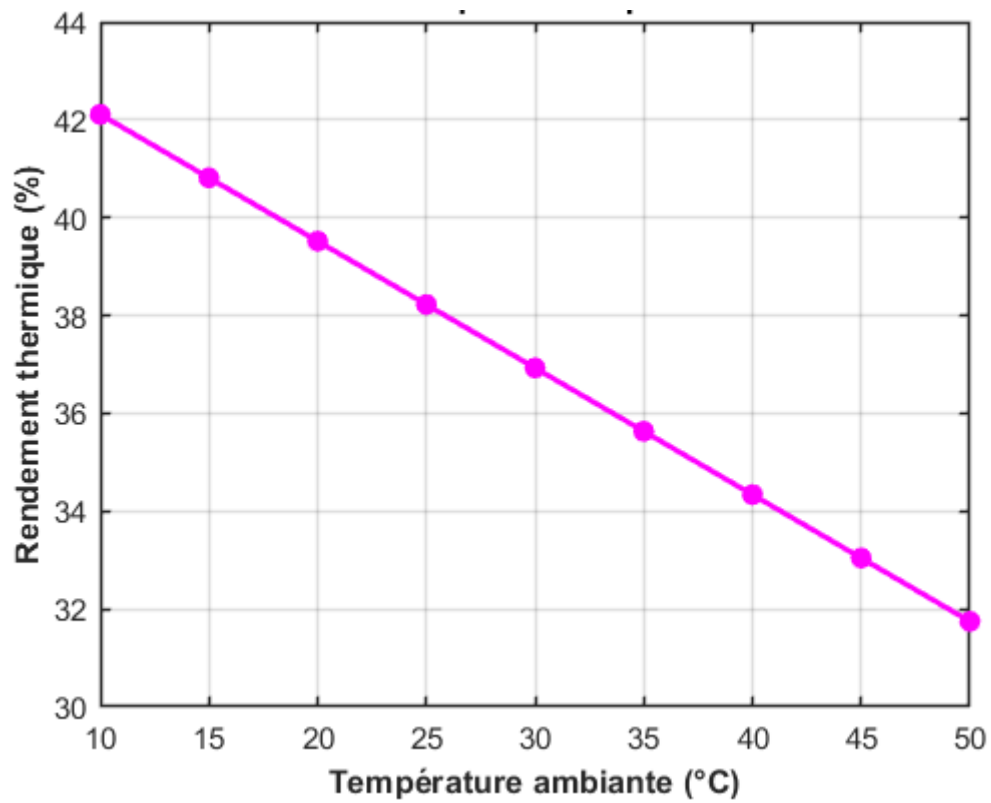


Figure 2.10 : Rendement thermique de la TAG en fonction de la température ambiante

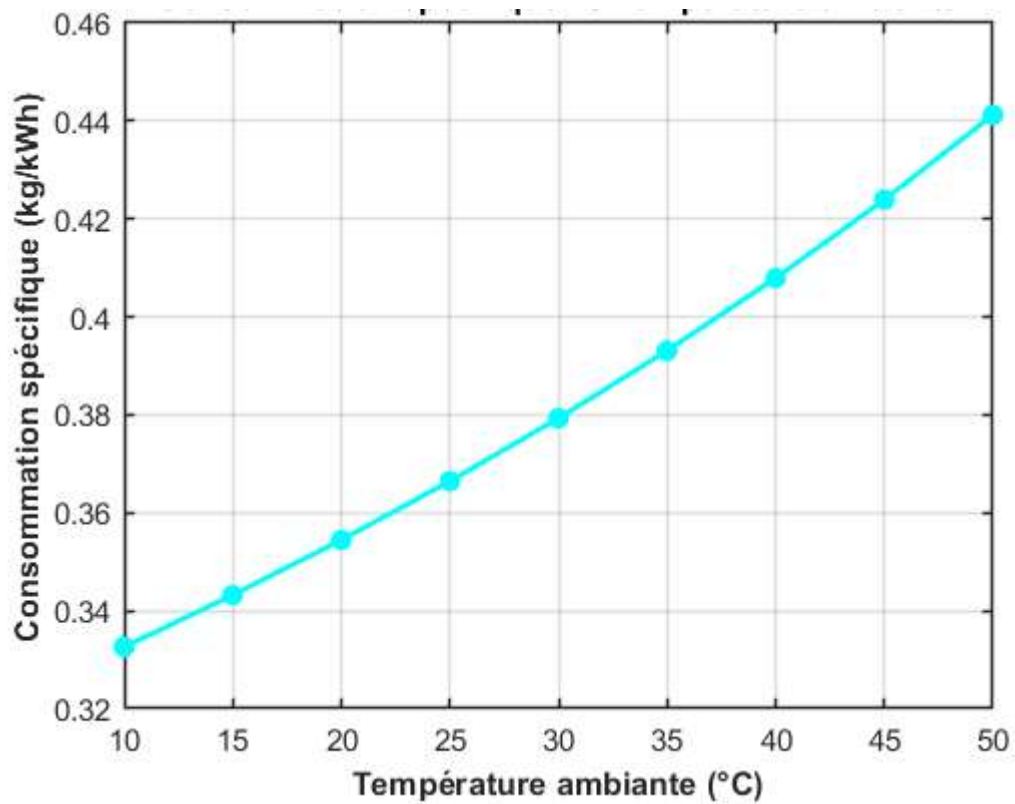


Figure 2.11 : Consommation spécifique de la TAG en fonction de la température ambiante

Interprétation des résultats

D'après ces figures on a pu montrer l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz MS-5002.

Dans la **figure 2.7**, plus la température ambiante augmente, la masse volumique de l'air diminue, et comme le débit massique est exprimé par le produit de la masse volumique de l'air par le débit volumique qui est constant, le débit massique diminue. Cette diminution est confirmée par les résultats présentés dans la **figure 2.6**.

D'après la **figure 2.8**, on remarque que le travail spécifique du compresseur augmente avec la température ambiante pour un taux de compression fixé. Ce travail absorbé est fourni par la turbine de détente, ce qui abaisse la puissance nette de la machine comme il est montré dans la **figure 2.9**.

La **figure 2.10** met en évidence une diminution linéaire de la puissance lorsque la température augmente de 15°C à 50°C. À 15°C (température optimale ISO), la puissance nette est d'environ 21,6 MW et à 50°C, elle chute à environ 15 MW. Cela représente une baisse de puissance de 30,55 %.

Pour le rendement thermique, la **figure 2.10** nous montre qu'il est inversement proportionnel à la température ambiante. Sur une plage de température entre 10 et 50 °C, la diminution du rendement thermique est de 10%.

La consommation spécifique est proportionnelle à l'augmentation de la température de l'air ambiant, ce qui est montré dans la **figure 2.11**. On voit d'après cette figure que pour une augmentation de température de 10 °C à 50 °C la consommation spécifique augmente de 0,33 à 0,44 (kg/kWh).

2.5 Conclusion

À l'issue de cette étude de dimensionnement thermodynamique de la turbine à gaz MS5002 et de l'analyse de l'influence des paramètres internes et externes sur ces performances, il apparaît que les performances optimales sont obtenues à des températures d'air d'admission inférieures à 15°C. En conséquence, pour garantir un fonctionnement optimal des turbines dans ce site à climat désertique, il est nécessaire de réduire les pertes de puissance liées aux températures élevées en intégrant un système de refroidissement.

**Chapitre 3 : Méthodes
d'amélioration des performances
de la turbine à gaz MS-5002**

3.1 Introduction

Les performances de la turbine à gaz MS5002 sont fortement influencées par la température de l'air ambiant, comme l'a montré l'étude précédente. Dans le climat désertique de Hassi Messaoud, où les températures élevées prévalent durant les mois chauds (mai à septembre), cette dépendance pose un défi majeur pour maintenir le rendement élevé de la turbine. La baisse de densité de l'air à haute température réduit le débit massique, entraînant une diminution de la puissance et de l'efficacité.

Pour remédier à ce problème, le refroidissement de la TAG est crucial afin de stabiliser le débit massique et d'optimiser les performances. Ce chapitre se concentre sur le dimensionnement d'un système de refroidissement adapté aux conditions extrêmes, visant à répondre aux exigences thermiques et techniques pour maintenir des performances optimales de la turbine durant les mois chauds, indépendamment des variations de température.

3.2 Méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz

Dans le but d'améliorer ces performances, plusieurs méthodes et technique sont utilisées :

3.2.1 Cycle avec régénération

Dans un cycle simple de turbine à gaz, la température d'échappement est toujours plus élevée que la température de l'air sortant du compresseur. L'utilisation d'un régénérateur, dans lequel les gaz chauds d'échappement de la turbine préchauffent l'air qui sort du compresseur et par conséquent celui qui entre dans la chambre de combustion, ce qui diminue la consommation spécifique pour augmenter le rendement thermique. La **figure 3.1** montre un schéma du cycle régénératif [14],[15].

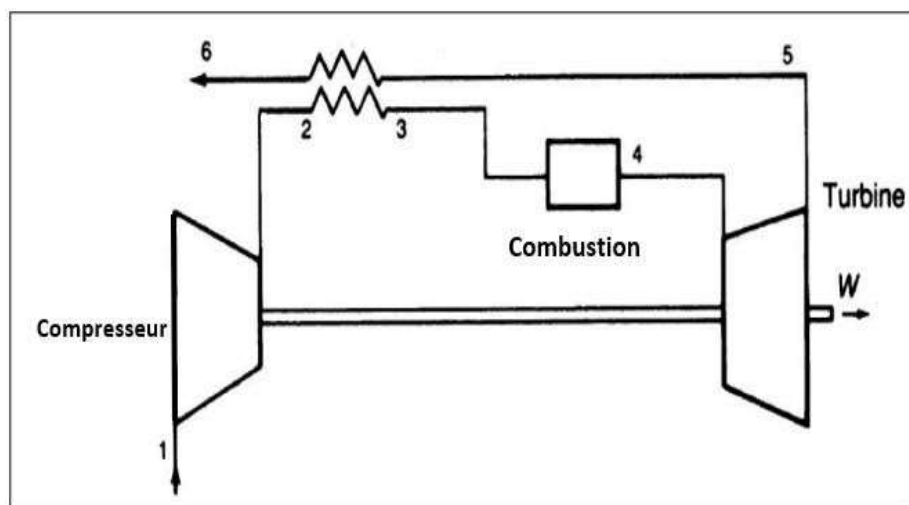


Figure 3.1 : Schéma du cycle régénératif [16]

3.2.2 Refroidissement intermédiaire du compresseur

Dans cette méthode, l'air d'admission de la turbine à gaz est d'abord comprimé à une pression intermédiaire, puis passe par un refroidisseur intermédiaire, avant de passer par un autre compresseur, où sa pression est encore augmentée jusqu'à la pression finale de sortie. Le résultat global est une diminution du travail net du compresseur et une augmentation du rendement thermique du cycle pour un rapport de pression donné. La **figure 3.2** montre un schéma du cycle avec refroidissement intermédiaire [15].

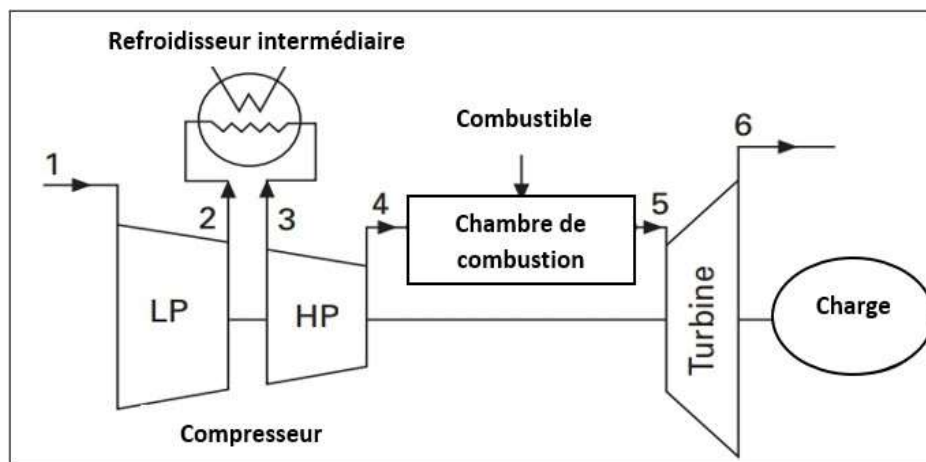


Figure 3.2 : Schéma du cycle avec refroidissement intermédiaire du compresseur [16]

3.2.3 Cycle avec réchauffe

La réchauffe peut être effectuée entre les deux étages de la turbine haute pression et la turbine basse pression. Ceci peut être réalisé en plaçant une deuxième chambre de combustion entre les deux étages afin de chauffer les gaz sortant de la turbine haute pression. L'utilisation du réchauffage augmente le rendement de la turbine sans modifier le travail du compresseur ou la température maximale limite à l'entrée de la turbine [21]. La **figure 3.3** montre un schéma du cycle avec réchauffe.

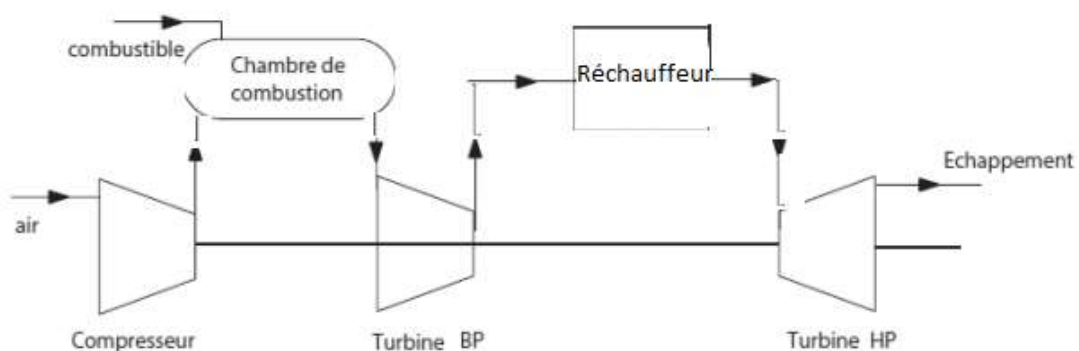


Figure 3.3 : Schéma du cycle de la turbine avec réchauffe

3.2.4 Injection de la vapeur d'eau à la sortie du compresseur

L'injection de vapeur ou l'injection d'eau ont souvent été utilisées pour augmenter la puissance générée par la turbine, comme le montre la **figure 3.4**. La vapeur peut être générée à partir des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le générateur de vapeur pour une telle unité est très élémentaire car les pressions sont faibles. Cette technique augmente la puissance et accroît également le rendement de la turbine. La quantité de vapeur est limitée à environ 12 % du débit d'air, ce qui permet d'augmenter la puissance d'environ 25 % [],[16].

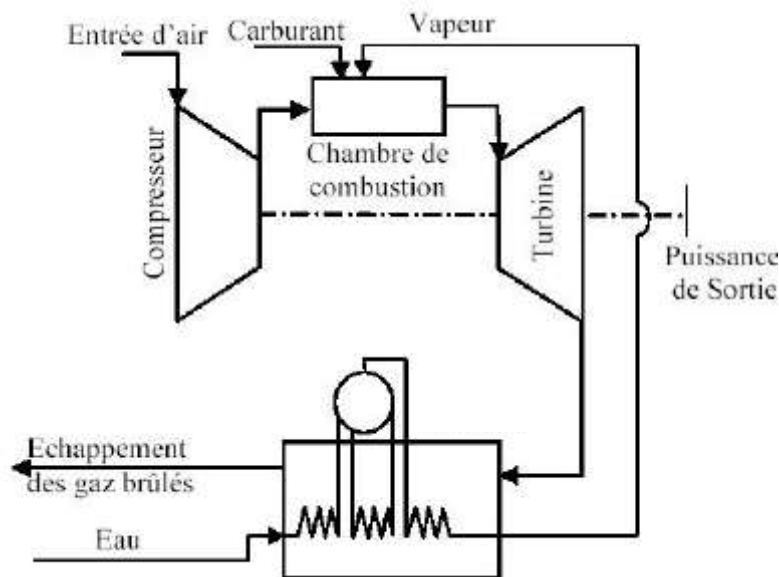


Figure 3.4 : Schéma du cycle de la turbine avec injection d'eau ou de vapeur [16]

3.2.5 Injection d'air comprimé

L'injection d'air comprimé humidifié et préchauffé dans la décharge du compresseur améliore la puissance de la turbine, en suivant des principes similaires à ceux de l'injection de vapeur. Cette technique repose sur l'utilisation d'un générateur de vapeur à récupération de chaleur pour chauffer et humidifier l'air à environ 60 % d'humidité relative. Un compresseur séparé fournit cet air supplémentaire.

Le système comprend une turbine capable d'injecter l'air comprimé en amont de la chambre de combustion, un compresseur additionnel pour générer le flux d'air nécessaire, une colonne de saturation pour l'humidification et le préchauffage, un chauffe-eau à récupération de chaleur. La **figure 3.5** illustre ce processus avec un schéma simplifié des composants principaux [16].

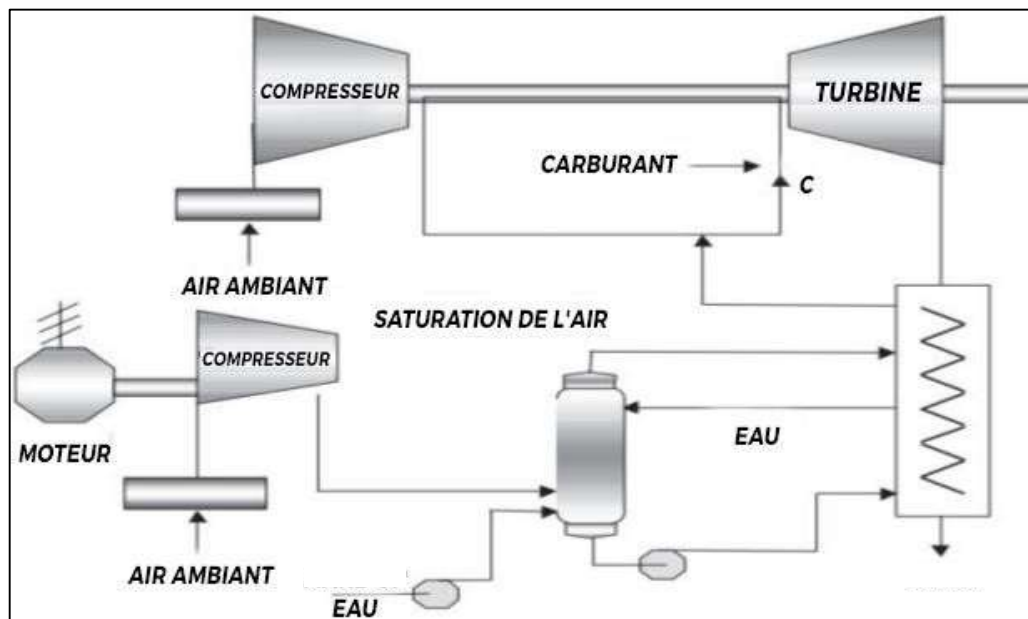


Figure 3.5 : Schéma du cycle de la turbine avec injection d'air comprimé [16]

3.2.6 Injection de CO₂ dans la chambre de combustion

La méthode de combustion avec injection ou recirculation de dioxyde de carbone (CO₂) dans un cycle thermodynamique vise principalement à réduire les émissions d'oxydes d'azote (NO_x) et à contrôler la température de la flamme, tout en maintenant une efficacité thermique satisfaisante. Cette stratégie est mise en œuvre dans des technologies telles que les cycles oxy-combustion, les cycles semi-fermés au CO₂, ou les systèmes à combustion diluée. Le CO₂ injecté agit comme un fluide de dilution thermique, absorbant une partie de la chaleur de la flamme, ce qui entraîne une réduction de la température maximale de combustion, un ralentissement des réactions chimiques, et donc une diminution significative de la formation des NO_x thermiques, généralement produits au-delà de 1800 K.

Le CO₂ présente plusieurs avantages physiques dans ce contexte, une capacité calorifique élevée, un comportement radiatif favorable aux échanges thermiques, et une inertie chimique qui lui permet de ne pas interférer avec le processus de combustion.

Un cycle thermodynamique typique utilisant du CO₂ inclut la compression de l'air ou de l'oxygène, l'injection de carburant et de CO₂ recyclé dans la chambre de combustion, une combustion modérée, une détente dans la turbine, un refroidissement des gaz d'échappement avec séparation du CO₂, suivi de son recyclage partiel. Dans le cas particulier de l'oxy-combustion, où l'air est remplacé par de l'oxygène pur, les produits de combustion sont principalement du CO₂ et de la vapeur d'eau, ce qui simplifie leur captage. Sur le plan thermodynamique, l'utilisation du CO₂ modifie les équilibres énergétiques du cycle par sa capacité calorifique supérieure à celle de l'air sec,

Chapitre 3 : Méthodes d'amélioration des performances de la turbine à gaz MS-5002

sa contribution à la réduction des températures maximales (diminuant les pertes thermiques et les contraintes mécaniques), et son effet sur la masse molaire du fluide de travail, influençant ainsi les rendements globaux. Cette technologie offre de nombreux avantages : réduction marquée des NO_x , diminution des émissions polluantes, compatibilité avec différents types de carburants (gaz naturel, hydrogène, biogaz), et potentiel d'amélioration du rendement. Cependant, elle présente aussi des défis techniques, notamment la nécessité d'un système de compression et de recyclage du CO_2 , des risques de corrosion à haute température en présence de vapeur, des problèmes potentiels de stabilité de flamme, et un coût énergétique associé au traitement du CO_2 . Ces systèmes sont aujourd'hui envisagés dans diverses applications industrielles, telles que les centrales à gaz à capture de carbone, les turbines à oxy-combustion, ou encore dans certaines technologies avancées de propulsion. Une schéma de ce système est illustrée dans la figure (3.6) .

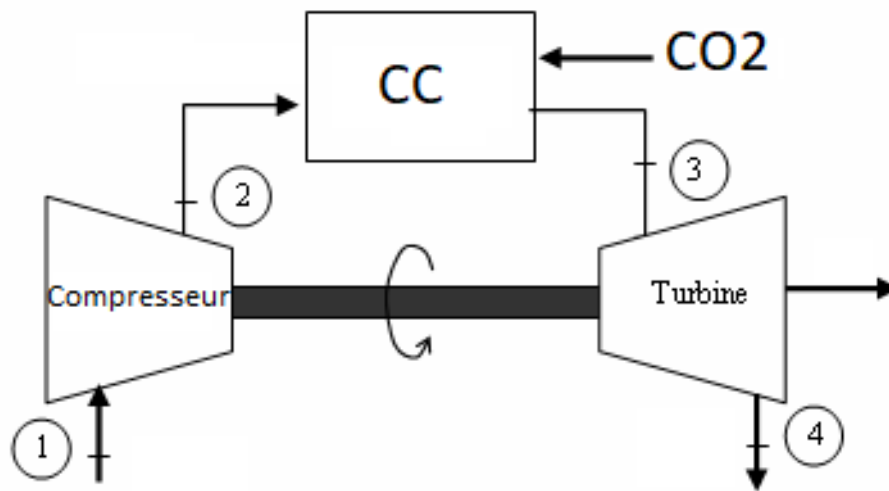


Figure 3.6 : Schéma du cycle d'injection de CO_2 dans la chambre de combustion

3.2.7 Refroidissement de l'air d'admission par CO₂

Dans ce cycle, le dioxyde de carbone (CO₂) est utilisé comme fluide frigorigène dans un échangeur thermique placé en amont du compresseur de la turbine. L'air ambiant, initialement chaud et moins dense, traverse cet échangeur où il transfère sa chaleur au CO₂ circulant dans un circuit fermé.

Ce refroidissement augmente la densité de l'air, ce qui réduit le travail requis par le compresseur pour atteindre la pression de fonctionnement. En conséquence, la turbine bénéficie d'un rendement amélioré grâce à une compression plus efficace et une combustion plus performante.

Pour mettre en œuvre ce système sur une TAG MS5002B, plusieurs composants doivent être intégrés (un échangeur thermique air/CO₂, un circuit fermé de tuyauterie pour la circulation du CO₂, un compresseur adapté au CO₂, un refroidisseur pour abaisser la température du CO₂ après échange, un réservoir de stockage pour compenser les pertes) [17],[18].

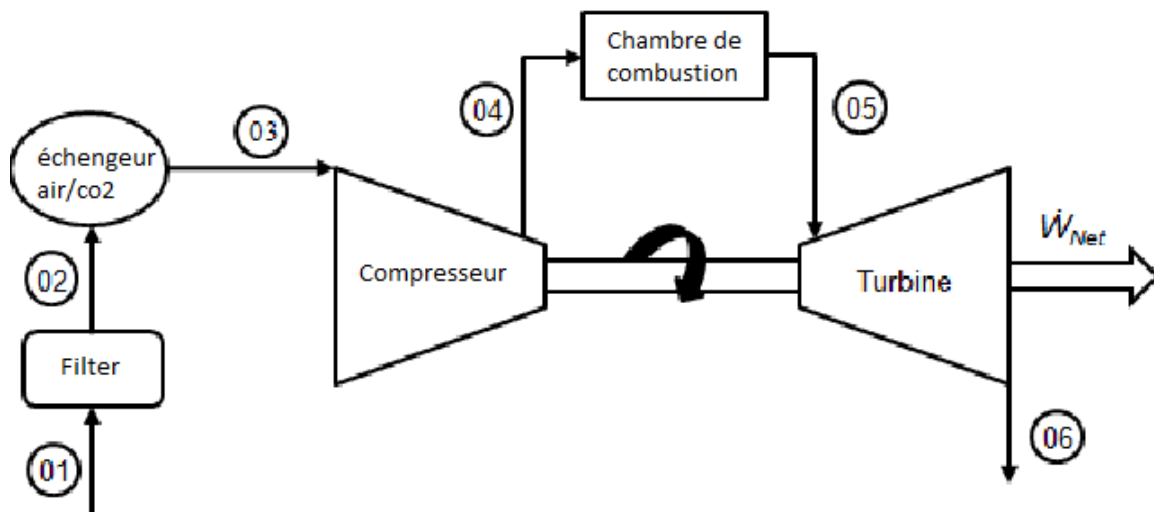


Figure 3.7 : Schéma du cycle avec refroidissement de l'air d'admission par CO₂

3.3 Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air

d'admission du compresseur :

Le **tableau 3.1** présente les inconvénients et les avantages des différents systèmes de refroidissement.

Tableau 3.1 : Comparaison entre les différentes méthodes de refroidissement de l'air

Méthode	Avantages	Inconvénients
Cycle avec régénération	Réduit la consommation de carburant Améliore le rendement thermique	Coût élevé du régénérateur Perte de pression Efficace seulement à charge constante
Refroidissement intermédiaire du compresseur	Réduction du travail de compression Amélioration du rendement global	Complexité du système Besoin d'un circuit de refroidissement externe
Cycle avec réchauffage	Améliore la puissance de sortie Permet une meilleure détente des gaz	Augmentation de la consommation de carburant Conception plus complexe
Injection de vapeur d'eau	Refroidit l'air Augmente la masse de gaz moteur- Réduction des NOx	Besoin d'un générateur de vapeur Complexité de gestion de l'eau Corrosion potentielle
Injection d'air comprimé	Amélioration de la combustion Augmentation de la puissance	Très énergivore (l'air comprimé est coûteux à produire) Complexité de commande
Refroidissement de l'air d'admission par CO ₂	Refroidissement direct très efficace- Augmente la densité de l'air Système fermé recyclable Faible impact sur l'environnement Moins d'usure du compresseur	Coût initial de mise en place Nécessite un circuit de CO ₂ sous pression bien contrôlé

3.4 Interprétation

À la suite de l'analyse des données d'exploitation en lien avec les conditions atmosphériques de l'air d'admission, notre attention s'est portée sur l'impact de ces paramètres, dans le but d'identifier des solutions permettant d'en atténuer les effets.

Parmi les options envisagées, le refroidissement de l'air d'admission par un circuit de CO₂ s'impose comme une solution optimale et équilibrée pour améliorer les performances des turbines à gaz. Cette approche permet d'augmenter la densité de l'air en entrée, ce qui favorise une meilleure efficacité thermodynamique et une hausse de la puissance nette de la turbine, sans engendrer une surconsommation de combustible. Fonctionnant en circuit fermé et reposant sur une intégration technique maîtrisée, cette solution se distingue par sa fiabilité, son rendement énergétique élevé et son impact environnemental réduit.

3.5 Description du système de refroidissement proposé

Afin d'optimiser les performances de la turbine à gaz MS5002 durant les périodes chaudes, un système de refroidissement de l'air d'admission a été mis en place. Ce dispositif repose sur un refroidisseur mécanique compact utilisant du dioxyde de carbone (CO₂) en boucle fermée, à l'état gazeux, permettant de maintenir la température de l'air d'entrée à un niveau optimal de 15 °C.

L'installation de ce système est prévue immédiatement en aval du dispositif de filtration, afin de le préserver des poussières et impuretés susceptibles d'altérer son fonctionnement. Le circuit frigorifique comprend les principaux composants suivants :

- un échangeur air/ CO₂, où le CO₂ récupère la chaleur de l'air d'admission en l'amenant de 50 °C à 15 °C.
- un compresseur qui élève la pression du CO₂ gazeux.
- un condenseur dans lequel le CO₂ chaud est refroidi par échange thermique avec de l'air ou de l'eau.
- un détendeur qui provoque une chute brutale de pression, préparant le fluide à absorber de la chaleur de l'air d'admission.

Dans cette étude, nous nous sommes concentrés sur le dimensionnement de l'échangeur air/CO₂ ainsi que le choix d'un compresseur adéquat. La **figure 3.8** illustre le schéma fonctionnel du système proposé.

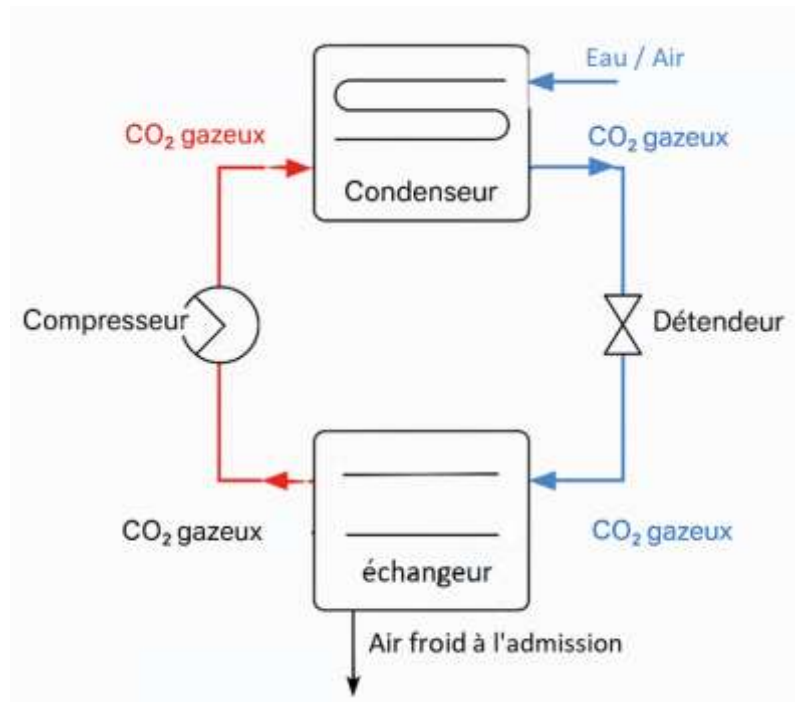


Figure 3.8 : Schéma du système de refroidissement.

3.6 Etude de faisabilité technique

3.6.1 Choix du CO₂ comme fluide de refroidissement dans l'échangeur air/CO₂

Le choix du dioxyde de carbone (CO₂) en phase gazeuse comme fluide de refroidissement repose sur des critères thermiques, environnementaux et économiques.

Comparé aux fluides frigorigènes HFC (hydrofluorocarbures), classiques tels que le R134a, le R410A ou le R407C, tableau (3.2), le CO₂ se distingue nettement par son très faible potentiel de réchauffement global (**GWP = 1**), ce qui en fait l'un des fluides les plus respectueux de l'environnement, contrairement au R134a et au R410A qui ont un fort potentiel de réchauffement climatique.

Sur le plan thermique, bien que sa capacité calorifique massique soit inférieure à celle des HFC, le CO₂ offre une **bonne conductivité thermique (0,0166 W/m.K)**, une **faible viscosité (15,1 μPa.s)**, et une **capacité calorifique suffisante (846 J/kg.K)** pour assurer un transfert thermique efficace avec des pertes de charge modérées.

Tableau 3.2 : Comparaison des propriétés thermo physiques de différents fluides frigorigènes aux conditions standards de 25 °C et 1 atm ,[30]

Propriété	CO ₂ (R744)	R134a	R410A	R407C
Capacité calorifique (Cp) [J/kg.K]	846	1420	1600	1570
Conductivité thermique [W/m.K]	0,0166	0,014	0,0195	0,0189
Viscosité dynamique [μPa.s]	15,1	13,6	12,6	13,1
Densité [kg/m ³]	1,842	5,25	3,88	3,85
Potentiel de réchauffement global (GWP)	1	1300	2088	1774
Inflammabilité	Non	Non	Légèrement	Non
Toxicité	Faible	Faible	Moyenne	Faible

D'un point de vue économique, le CO₂ est très peu coûteux, surtout lorsqu'il est récupéré directement des gaz d'échappement de la turbine. La récupération du CO₂ à partir des gaz d'échappement d'une turbine à gaz repose sur la valorisation des gaz riches en dioxyde de carbone (environ 10 à 12 % en volume). Après un refroidissement initial, les gaz passent dans un système de lavage chimique, souvent à base de solvants comme la monoéthanolamine (MEA), permettant de capter sélectivement le CO₂. Ce dernier est ensuite libéré par régénération thermique du solvant, puis séché et comprimé pour être réutilisé. Cette méthode permet de disposer d'un fluide frigorigène local, gratuit, et de réduire les émissions. Par ailleurs, sa non-toxicité, sa non-inflammabilité et sa large disponibilité renforcent son attractivité dans des systèmes intégrés à haute sécurité comme ceux des turbines à gaz [31].

Enfin, le choix du CO₂ en phase gazeuse permet de travailler dans une plage de pression et température modérée, sans avoir recours à des composants complexes ou coûteux pour gérer la phase liquide ou supercritique, ce qui simplifie la conception et le contrôle du système. Pour assurer que le CO₂ reste sous forme gazeuse tout au long du cycle, le système est opéré à des températures d'entrée comprises entre 5 °C et 15 °C et à des pressions entre 30 et 40 bar, ce qui correspond à une zone sous-critique, en dessous du point critique du CO₂ (31,1 °C, 73,8 bar), figure 3.9. Ces conditions garantissent un transfert thermique efficace entre l'air d'admission (à 50 °C) et le fluide caloporteur, avec une différence de température suffisante, assurant la stabilité de fonctionnement en phase gazeuse, une capacité calorifique élevée et une bonne durabilité du système [30].

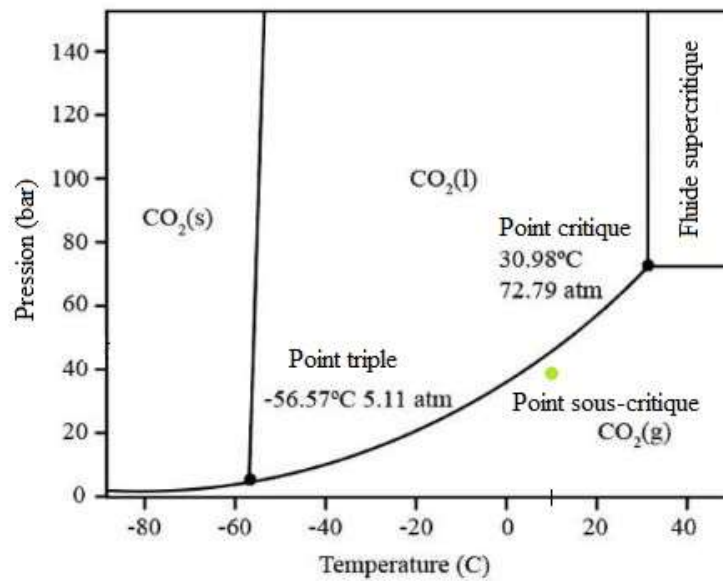


Figure 3.9 : Diagramme de phase du CO₂

3.6.2 Espace disponible pour l'installation

Avant l'installation de l'échangeur de chaleur, il est essentiel de prendre en compte les dimensions du système de filtration. La chambre des filtres de la turbine MS-5002 mesure 6 mètres de hauteur et 4 mètres de largeur. Conformément au cahier des charges fourni par l'entreprise, un décalage de la chambre des filtres jusqu'à 2 mètres en amont est envisageable pour libérer l'espace nécessaire à l'installation de l'échangeur de chaleur en aval. Ainsi, l'espace disponible pour l'échangeur de chaleur est défini par les dimensions suivantes : **Largeur (L)** de 4 mètres, **Longueur (L_H)** de 2 mètres, **Hauteur (L_V)** de 6 mètres, figure (3.10).

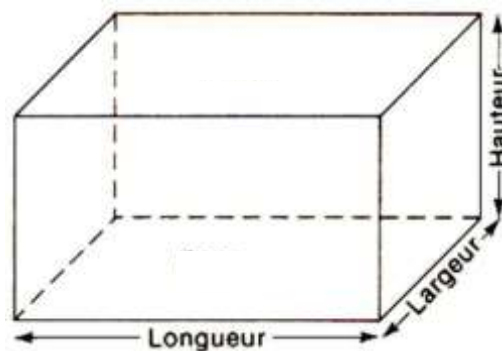


Figure 3.10 : Espace disponible pour l'installation

3.6.3 Choix de l'échangeur de chaleur

Les échangeurs compacts sont les plus utilisés pour les transferts de chaleur gaz-gaz ou liquide-gaz. Leur principal avantage réside dans leur capacité à offrir une grande surface d'échange thermique par unité de volume, ce qui permet un transfert efficace dans un espace réduit. Leur conception, souvent optimisée par l'ajout d'ailettes ou de plaques minces, qui favorise la turbulence et améliore les performances thermiques, tout en conservant un encombrement et un poids modérés. Ces échangeurs sont donc particulièrement adaptés aux applications industrielles, énergétiques et aéronautiques, où les contraintes de volume et de masse sont importantes. La figure 3.11 montre un échangeur de chaleur compact avec des plaques minces et ailettes [25],[26].

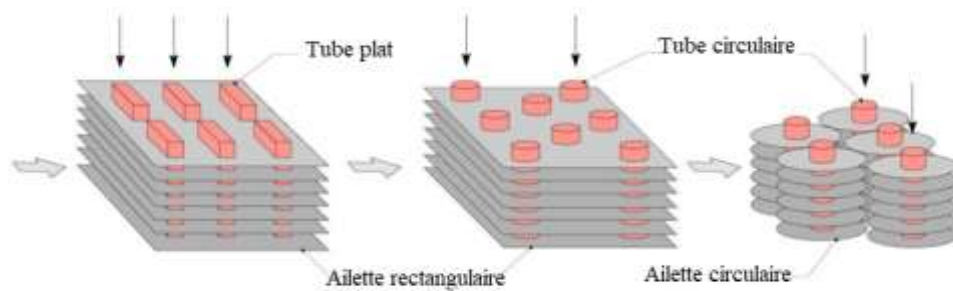


Figure 3.11 : Echangeurs de chaleur compacts.

Dans notre étude, nous avons opté pour un échangeur compact à écoulements croisés non mélangés, composé de tubes circulaires pour le CO₂ et d'ailettes continues côté air (voir figure 3.12). Ses dimensions sont détaillées dans le tableau 3.3.

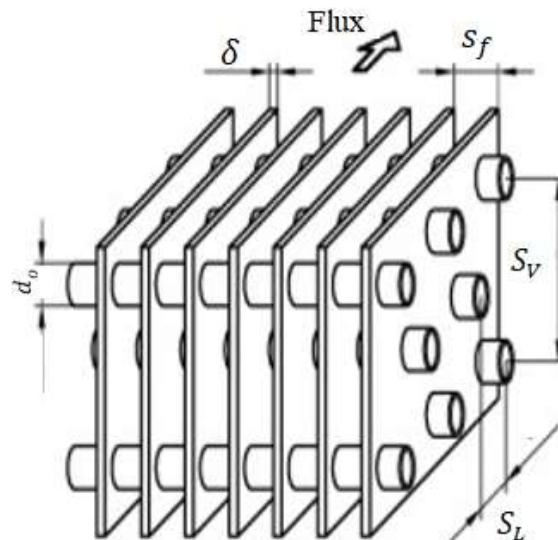


Figure 3.12 : Echangeur de chaleur compact à ailettes rectangulaires et tubes circulaires.

Tableau 3.3 : Caractéristiques géométriques de l'échangeur de chaleur

Caractéristiques	Valeurs
Diamètre intérieur des tubes (m)	$9,54 \times 10^{-3}$
Diamètre extérieur des tubes (m)	0,0102
Diamètre hydraulique (m)	$3,64 \times 10^{-2}$
A_f/A_o	0,913
A_{min}/A_{fr}	0,534
Rapport de la surface de transfert de chaleur par le volume total (m^{-1})	587
Pas des ailettes (m)	$3,15 \times 10^{-2}$
Epaisseur des ailettes (m)	$3,3 \times 10^{-4}$
Espace transversal S_T (m)	0,026
Espace longitudinal S_L (m)	0,022

3.6.4 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Pour le dimensionnement de l'échangeur on a suivi les étapes suivantes :

- Les dimensions de la section de passage de l'air ($L \times LV$) ont été fixées en cohérence avec les contraintes géométriques du plénum d'aspiration. L'objectif est de déterminer la longueur optimale de l'échangeur (LH), dont la valeur maximale est limitée à 2 mètres. Pour ce faire, la longueur LH a été progressivement incrémentée de 0 à 2 mètres, afin d'identifier la configuration permettant d'atteindre le débit souhaité.
- Pour chaque valeur de LH , l'ensemble des paramètres nécessaires a été calculé, ce qui a permis de déterminer le coefficient global de transfert thermique U .
- À partir du coefficient U obtenu, la surface d'échange thermique totale A_o a été calculée en utilisant la méthode du gradient logarithmique moyen de température (LMTD). Cette surface a ensuite permis de déterminer le volume équivalent de l'échangeur, à partir duquel la longueur des tubes (L) et la longueur effective de l'échangeur ont été déduites.
- Le processus a été répété par itérations successives, jusqu'à convergence vers une configuration géométrique optimale satisfaisant à la fois les contraintes de dimension et les performances thermiques attendues.

Les données des itérations de l'échangeur sont données dans le **tableau 3.4**.

Tableau 3.4 : Données de l'échangeur de chaleur pour les itérations

Fluide	Air	CO ₂
Débit massique d'admission kg/s	151	Variable
Température d'entrée ° C	50	10
Température de sortie recherchée ° C	15	$T = f(\dot{m}_{co_2}) ?$

3.6.5 Bilan thermique de l'échangeur

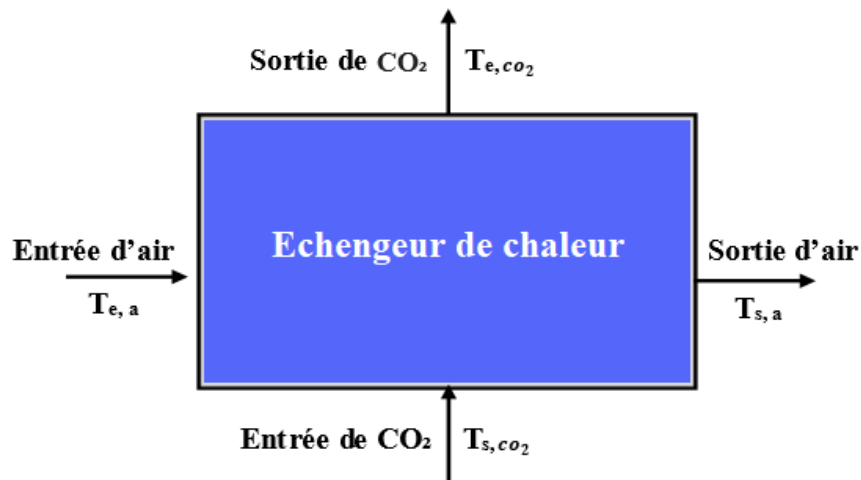


Figure 3.13 : Bilan thermique de l'échangeur.

Le bilan thermique de l'échangeur s'écrit :

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{e,a} - T_{s,a}) = \dot{m}_{co_2} \cdot C_{pco_2} \cdot (T_{e,co_2} - T_{s,co_2}) \quad (3.1)$$

$T_{e,a}, T_{e,co_2}$: Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid

$T_{s,a}, T_{s,co_2}$: Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid

La température de sortie de CO₂ est obtenue par la relation suivante :

$$T_{s,co_2} = T_{e,co_2} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{co_2} C_{pco_2}} \quad (3.2)$$

La loi du refroidissement de Newton est appliquée à l'échangeur de chaleur choisi qui considère la valeur moyenne logarithmique de la différence de température entre les deux fluides (LMTD). Cette loi est donnée par :

$$\dot{Q} = F \cdot U_0 \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.3)$$

Donc la surface globale d'échange de chaleur est :

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{F.U_0.\Delta T_{lm}} \quad (3.4)$$

Où :

U_0 est le coefficient d'échange global.

ΔT_{lm} est la différence de température moyenne logarithmique.

F est le facteur de correction qui est déterminé à partir des abaques (annexe B), en fonction de deux grandeurs caractéristiques P et R , où :

$$R = \frac{T_{e,a} - T_{s,a}}{T_{s,co_2} - T_{e,co_2}} \quad ; \quad P = \frac{T_{s,co_2} - T_{e,co_2}}{T_{e,a} - T_{e,co_2}} \quad (3.5)$$

3.6.6 Calcul de la différence de température logarithmique moyenne

Dans ce cas, il est pratique de relier la différence de température équivalente à la relation de la différence de température moyenne logarithmique pour le contre-courant de température équivalente à la relation entre la différence de température moyenne logarithmique pour le cas du contre-courant, comme suit :

$$\Delta T_{lm} = F. \Delta T_{lm.cf}$$

Le $\Delta T_{lm,cf}$ est la différence de température moyenne logarithmique. Pour le cas d'un échangeur de chaleur à contre-courant, elle est exprimée par l'équation (3.6) :

$$\Delta T_{lm.cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.6)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{e,a} - T_{s,co_2}$$

$$\Delta T_2 = T_{s,a} - T_{e,co_2}$$

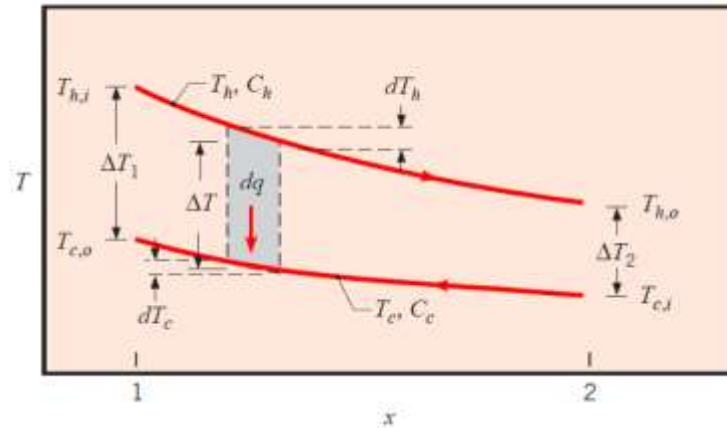


Figure 3.14 : Schéma d'un écoulement contre-courant.

3.6.7 Calcul du coefficient d'échange global U_o

Les facteurs influençant le coefficient U_o comprennent la **convection** et la **conduction** associées aux deux fluides ainsi qu'au solide intermédiaire, sans oublier les effets de l'**encrassement** sur les surfaces de passage des fluides.

Considérons un échangeur de chaleur de longueur des tubes L , avec des diamètres intérieur d_i et extérieur d_o , et une conductivité thermique k_w , comme illustré sur la figure 3.15.

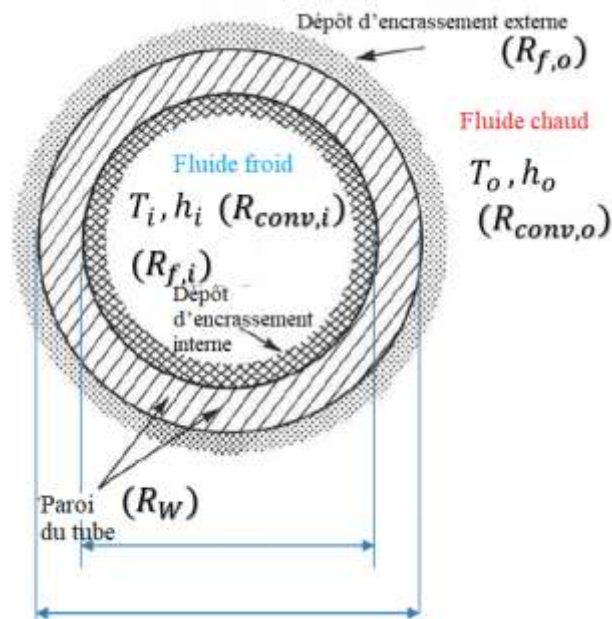


Figure 3.15 : Les résistances dans une section de l'échangeur.

De la figure, la résistance totale de l'échangeur est donnée par :

$$R_{tot} = R_{conv,i} + R_{f,i} + R_w + R_{f,o} + R_{conv,o} \cdot \frac{1}{\eta_o} \quad (3.7)$$

Où :
$$U_o = \frac{1}{R_{tot}}$$

Avec : $R_{conv,i} = \frac{1}{A_i h_i}$; $R_{f,i} = \frac{R_{f,i}''}{A_i}$; $R_w = \frac{A_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi L k_w}$; $R_{f,o} = \frac{R_{f,o}''}{A_o}$; $R_{conv,o} = \frac{1}{A_o h_o}$ (3.8)

Et : $A_i = \pi d_i L N_t$ (3.9)

Où : A_i est la surface de transfert de chaleur basée sur le diamètre intérieur des tubes et N_t est le nombre total des tubes.

- Le coefficient d'échange global pour cet échangeur est calculé par [ref] :

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \times \left(\frac{1}{h_i} + R_{f,i}'' \right) + \left(\frac{A_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi L k_w} \right) + \frac{R_{f,o}''}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o \times h_o}} \quad (3.10)$$

- Pour la **conductivité thermique** des tubes k_w , on a choisi des tubes en aluminium avec une conductivité thermique $k_w = 240 \text{ W/m.K}$.

- Résistances à l'encrassement**

Pour les conditions de fonctionnement on a choisi les résistances à l'encrassement pour le CO₂ comme $R_{fi}'' = 0,0004 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ et pour l'air $R_{fo}'' = 0,0004 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, (voir annexe C).

- L'efficacité de la surface d'échange global η_o**

La surface d'échange totale A_o est la somme d'une surface de la zone avec ailettes A_f et une surface de la zone sans ailettes A_u , elle s'écrit :

$$A_o = A_f + A_u \quad (3.11)$$

Où :

- la surface totale sans ailettes est :

$$A_u = N_t \pi d_e L + N_t N_f \pi d_e \delta \quad (3.12)$$

- La surface de la zone à ailettes est :

$$A_f = 2 \times (N_f - 1) \times (L_v \cdot L_H - \frac{\pi d_e^2}{4} N_t) \quad (3.13)$$

- L'efficacité de la surface d'échange global η_0 est :

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A_t} \quad (3.14)$$

Où : η_f est l'efficacité des ailettes et N_f est le nombre total des ailettes et N_t est le nombre des tubes.

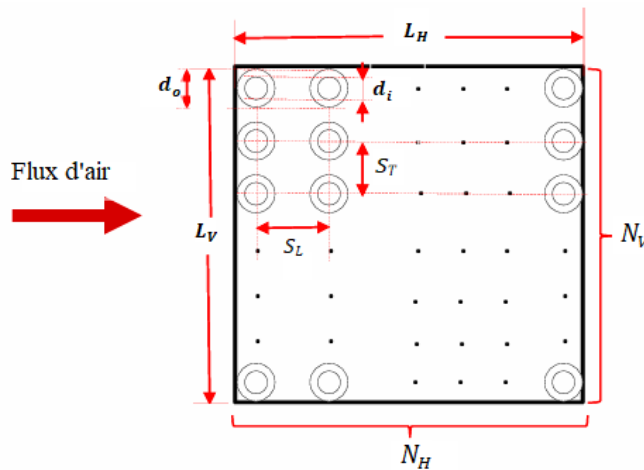
- Le nombre total des ailettes N_f est calculé comme suit :

$$N_f = \frac{L - \delta + s_f}{s_f} \quad (3.15)$$

Où : δ est l'épaisseur d'une ailette et s_f est l'espace entre deux ailettes.

3.6.8 Nombre total des tubes

Le nombre total des tubes est donné en fonction des dimensions de la section de passage



du fluide réfrigérant comme indiqué dans la figure 3.16.

Figure 3.16 : Section de passage du fluide réfrigérant.

- Nombre des tubes suivant la direction horizontale N_H est :

$$N_H = \frac{L_H}{S_L} \quad (3.16)$$

- Nombre des tubes suivant la direction verticale N_V est :

$$N_V = \frac{L_V}{S_T} \quad (3.17)$$

Donc le nombre total des tubes est :

$$N_t = \frac{N_H}{2} \times (2N_V - 1) \quad (3.18)$$

3.6.9 Calcul du coefficient d'échange par convection dans les tubes h_i

Le coefficient d'échange par convection dans les tubes h_i est calculé par la relation suivante :

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_i}{d_i} \quad (3.19)$$

Où : Nu_i est le nombre de Nusselt et k_i est la conductivité de fluide dans les tubes.

Puisque le nombre de tubes est calculé par l'équation (3.17), on peut calculer aussi la vitesse d'écoulement de CO_2 dans les tubes, ce qui nous permettra de calculer le nombre de Reynolds et par la suite le nombre de Nusselt.

- **La vitesse d'écoulement dans un tube :**

$$Um_i = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{N_t \cdot \rho_i \cdot Ac_i} \quad (3.20)$$

- **La surface d'écoulement d'un tube Ac_i :**

C'est une surface circulaire donnée par :

$$Ac_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3.21)$$

- **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds pour un écoulement interne à travers une section circulaire s'écrit :

$$Re_i = \frac{\rho_i \cdot d_i \cdot Um_i}{\mu_i} \quad (3.22)$$

- **Le nombre de Nusselt :**

Pour un écoulement turbulent à travers une section tubulaire, par conséquent, on calcule le nombre de Nusselt par la corrélation de Petoukhovo–Kirillov qu'est valable pour :

Un nombre de Prandtl $0.5 < Pr_i < 2000$ et un Reynolds $2300 < Re_i < 104$.

$$f_i = \frac{1}{(1.58 \ln Re_i - 3.28)^2} \quad (3.23)$$

$$NU_i = \frac{(f_i/2) \times Re_i \times Pr_i}{1.07 + 12.7 \sqrt{\left(\frac{f_i}{2}\right) \times (Pr_i^{\frac{2}{3}} - 1)}} \quad (3.24)$$

3.6.10 Calcul du coefficient d'échange par convection du coté air h_o

Le coefficient h_o est tiré à partir de l'abaque. Pour cela, on doit d'abord calculer le nombre de Reynolds de l'écoulement :

$$h_o = \frac{Nu_o \cdot k_o}{D_h} \quad (3.25)$$

- Calcul de la vitesse massique de l'air :

$$G_o = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} = \frac{\dot{m}_a}{A_{fr} \cdot \sigma}$$

Avec A_{fr} la surface frontale, figure (3.17), donnée par :

$$A_{fr} = L \cdot L_v$$

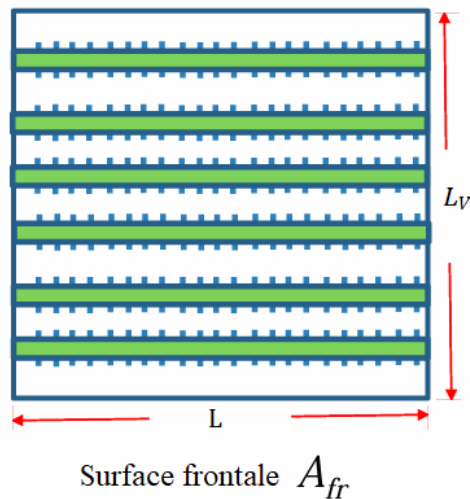


Figure 3.17 : Surface frontale de l'échangeur.

Donc la vitesse massique devient :

$$G_o = \frac{\dot{m}_a}{L \cdot L_v \cdot \sigma} \quad (3.26)$$

- Le nombre de Reynolds :

(

Le nombre de Reynolds pour l'écoulement coté d'air est calculé par l'équation suivante :

$$Re_o = \frac{G_o \cdot D_h}{\mu_o} \quad (3.27)$$

Pour pouvoir calculer h_o on doit chercher sur l'abaque la valeur du $\frac{h_o}{G_o \cdot C_{p0}} \left(\frac{C_{p0} \cdot \mu_o}{k_o} \right)^{\frac{2}{3}}$ qui correspond au nombre de Reynolds calculé par l'équation (3.26). Pour trouver des valeurs exactes, on doit trouver l'équation de la droite en fonction du nombre de Reynolds à partir de

l'équation de la droite donnée sur une échelle logarithmique dans l'abaque de l'annexe A.

$$\log (y) = a. \log (x) + b$$

$$\log (y) - \log (0,009) = \left(\frac{\log (0,009) - \log(0,006)}{\log (1,5) - \log (4)} \right) (\log (x) - \log (1,5))$$

$$\log(y) = -0,41339 \log \left(\frac{x}{1,5} \right) + \log(0,009) = \log \left(0,009 \left(\frac{x}{1,5} \right)^{-0,4134} \right)$$

Donc :

$$y = 0,009 \left(\frac{x}{1,5} \right)^{-0,4134}$$

$$\frac{h_0}{G. c_{p0}} \left(\frac{c_{p0} \cdot \mu_0}{k_0} \right)^{\frac{2}{3}} = 0,009 \left(\frac{Re_0 \times 10^{-3}}{1,5} \right)^{-0,4134}$$

$$\frac{h_0}{G. c_{p0}} \left(\frac{c_{p0} \cdot \mu_0}{k_0} \right)^{\frac{2}{3}} = 0,185 Re_0^{-0,4134}$$

$$Nu_0. Re_0^{-1}. (Pr_0)^{-\frac{1}{3}} = 0,185 Re_0^{-0,4134}$$

$$Nu_0 = (Pr_0)^{\frac{1}{3}} \times 0,185 Re_0^{0,5866} \quad (3.28)$$

Donc le coefficient d'échange par convection du coté air h_0 devient :

$$h_0 = \frac{(Pr_0)^{\frac{1}{3}} \times 0,185 Re_0^{0,5866} \cdot k_0}{D_h} \quad (3.29)$$

3.6.11 Calcul du volume total de l'échangeur

A partir de l'abaque de l'annexe A, on trouve la valeur du rapport de surface d'échange par volume total de l'échangeur où :

$$\frac{A_0}{V} = 587 \frac{m^2}{m^3}$$

Donc le volume total de l'échangeur devient :

$$V = \frac{A_0}{587} \quad (3.30)$$

3.6.12 Longueur des tubes

D'après l'équation (3.10) et (3.12), la longueur des tubes devient :

$$L = \frac{A_0 - A_f + N_t N_f \pi d_o \delta}{\pi d_o N_t} \quad (3.31)$$

3.6.13 Longueur finale de l'échangeur

Comme le volume total et la longueur des tubes sont connus, alors la longueur de l'échangeur devient :

$$L_H = \frac{V}{L * L_v} \quad (3.32)$$

3.6.14 Les pertes de charges

3.6.14.1 Coté d'air

Pour un écoulement normal aux bancs de tubes à ailettes, la perte de charge totale, c'est-à-dire la différence entre les pressions à l'entrée et à la sortie, est donnée par Kays et London comme suit :

$$\Delta P_o = \frac{G_o^2}{2 \cdot \rho_a} \left(f_o \frac{A_t}{A_{min}} \times \frac{\rho_{e,a}}{\rho} + (1 + \sigma^2) \times \left(\frac{\rho_{e,a}}{\rho_{s,a}} - 1 \right) \right) \quad (3.33)$$

Où :

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} ; \frac{A_t}{A_{min}} = \frac{4L}{D_h} \quad (3.34)$$

Dans l'équation 3.33, ρ est la densité moyenne évaluée à la température moyenne entre l'entrée et la sortie, ou elle peut également être estimée en faisant la moyenne du volume spécifique du fluide entre l'entrée et la sortie comme :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{e,a}} + \frac{1}{\rho_{s,a}} \right) \quad (3.35)$$

Le facteur de friction f_o pour les échangeurs de chaleur à plaques tubulaires et à ailettes est tiré à partir de l'abaque de l'annexe A.

3.6.14.2 Coté des tubes

Les pertes de charge dans les tubes circulaires sont données par la relation suivante :

$$\Delta P_i = 4 f_i \frac{L}{d_i} \rho_i \frac{U_{mi}^2}{2} \quad (3.36)$$

Où la vitesse d'écoulement U_{mi} de CO_2 dans les tubes et le facteur de friction f_i sont calculés précédemment par **les équations (3. 16) et (3. 18)** respectivement.

3.6.15 La puissance de compression

La puissance de compression du fluide est proportionnelle à la chute de pression du fluide à travers un échangeur de chaleur. Elle est donnée par :

$$W_{Comp} = \frac{\dot{m}_t \times N_t \times \Delta P_i}{\rho_i \eta_p} = \frac{\dot{m}_c \times \Delta P_i}{\rho_i \eta_p} \quad (3.37)$$

Où η_p est le rendement de compresseur qui peut prendre une valeur entre [0,80-0,85].

3.6.16 L'efficacité de l'échangeur

L'efficacité de l'échangeur s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

Où $\dot{Q}_{max}$ est le maximum de chaleur qui peut être récupérée :

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} \times (T_{e,a} - T_{e,co2}) \quad (3.38)$$

Pour $(\dot{m}C_p)_{min}$ on prend celle du fluide qui a la valeur minimale entre les deux fluides.

3.7 Résultats et interprétations

L'analyse thermodynamique réalisée à l'aide d'un code MATLAB élaboré (annexe E) a permis de calculer et de tracer les courbes de dimensionnement de l'échangeur de chaleur.

3.7.1 Configuration avec un seul échangeur

Au début, on a proposé d'installer un seul échangeur pour les données précédentes, mais nous avons rencontré un problème de dimension, lorsqu'on calcule la longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur on trouve les résultats présentés dans **la figure 3.18**.

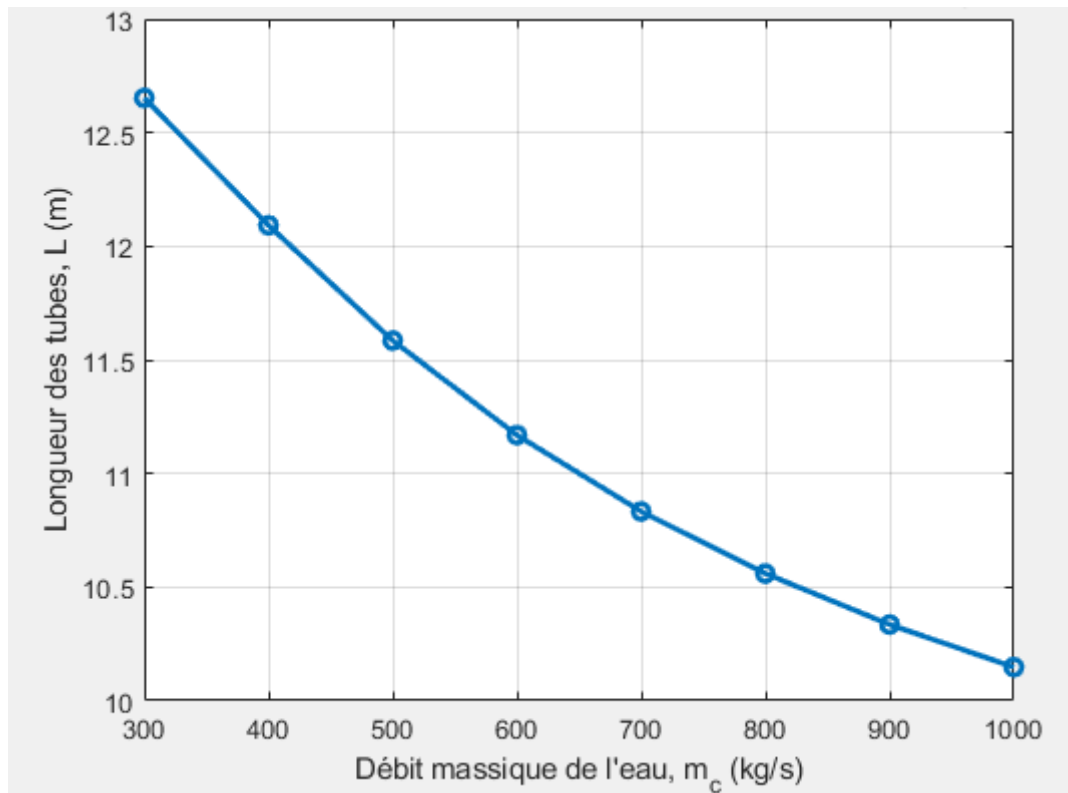


Figure 3.18 : Longueur des tubes en fonction du débit massique de dioxyde de carbone pour une configuration avec un seul échangeur.

On constate que quelle que soit la valeur du débit massique de CO₂, la longueur des tubes calculée dépasse les limites fixées par le cahier des charges. Même pour un débit aussi élevé que 1000 kg/s, la longueur reste supérieure à la limite maximale autorisée de 4 mètres, ce qui rend l'utilisation d'un échangeur unique techniquement irréalisable. Face à cette contrainte, l'approche retenue consiste à diviser l'échange thermique sur **deux échangeurs en parallèle**, afin de réduire la surface d'échange par unité et, par conséquent, de ramener la longueur des tubes dans les limites acceptables.

3.7.2 Configuration avec deux échangeurs

Dans cette configuration, deux échangeurs de chaleur identiques sont envisagés en parallèle. Cette disposition permet de diviser le débit d'air par deux, grâce à une section de passage adaptée, ce qui réduit la charge thermique sur chaque unité et permet ainsi de diminuer la longueur des tubes tout en conservant la même surface d'échange globale.

Chaque échangeur disposera d'un espace dédié de 4 mètres en largeur (L), jusqu'à 2 mètres en longueur (L_H), et 3 mètres en hauteur (L_V), conformément aux contraintes d'encombrement disponibles.

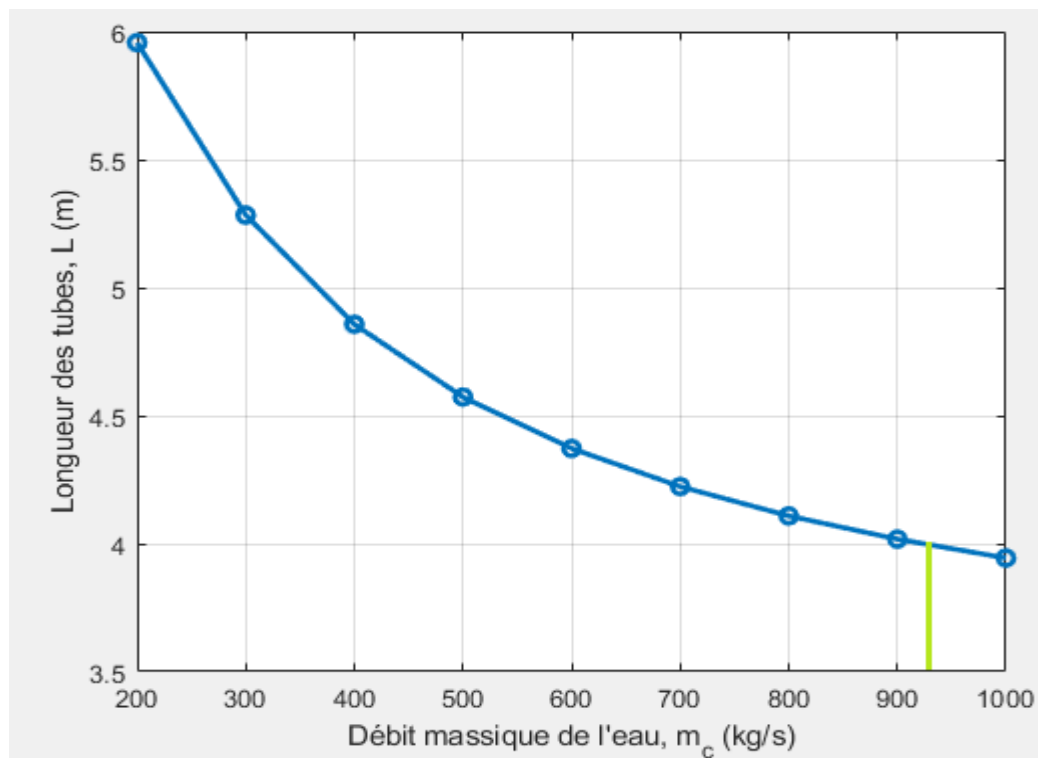


Figure 3.19 : Longueur des tubes en fonction du débit massique de dioxyde de carbone pour une configuration avec deux échangeurs

On observe que, pour tout débit massique de CO_2 supérieur à 1000 kg/s, la longueur des tubes converge vers une valeur d'environ 3,9 mètres. Or, l'objectif est d'atteindre cette même longueur pour des débits massiques nettement inférieurs. Par conséquent, même avec une configuration à deux échangeurs de chaleur en parallèle, les performances thermiques requises ne peuvent être satisfaites dans les limites géométriques imposées. Le projet demeure donc techniquement non réalisable dans cette configuration.

3.7.3 Configuration avec trois échangeurs

Cette fois, on utilise trois échangeurs de chaleur en parallèle, ce qui permet de diviser le débit d'air entrant au compresseur en trois. Pour cette proposition, l'espace disponible pour chaque échangeur sera 4 mètres de largeur (L), longueur de 0 jusqu'à 2 mètres (L_H) et 2 mètres en hauteur (L_V).

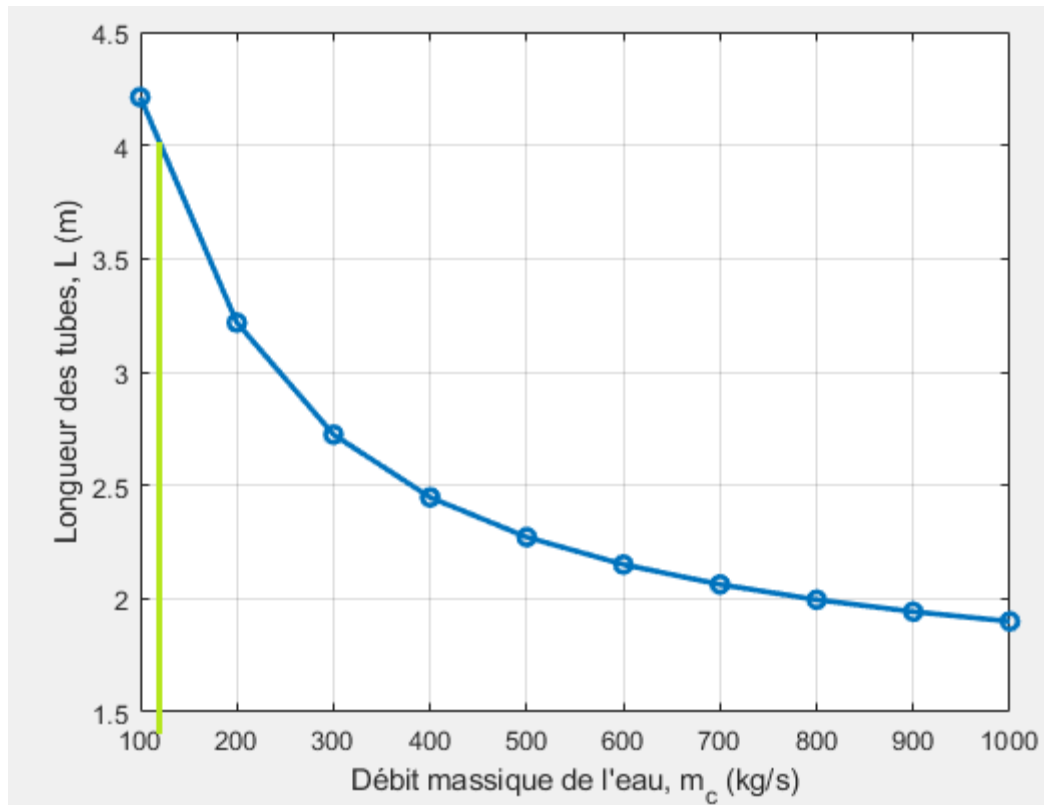


Figure 3.20 : Longueur des tubes en fonction du débit massique de dioxyde de carbone pour une configuration avec deux échangeurs

Cette approche a permis d'aboutir à une conception conforme aux exigences du cahier des charges de l'entreprise. Après plusieurs itérations de calcul, le débit massique optimal de dioxyde de carbone (CO_2) a été déterminé à **125 kg/s**.

Le tableau 4.4 présente les propriétés thermodynamiques des fluides pour la température

moyenne $T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$.

Tableau 3.5 : Propriétés thermodynamiques des fluides

	Fluide chaud (air)	Fluide froid (CO2)
Débit massique (kg/ s)	151	125
Température d'entrée (°C)	50	10
Température de sortie (°C)	15	28,44
Température moyenne (°C)	32,5	16,65
Masse volumique (kg/m ³)	1,1591	1,842
Chaleur spécifique (J/kg.K)	1006,3	846
Viscosité dynamique (kg/m.s)	1,8730×10 ⁻⁵	1,48 × 10 ⁻⁵
Conductivité thermique (w/m. K)	0,0266	0,0146
Nombre de Prandtl, Pr	0,7069	0,856

Cette configuration produit les résultats pour les paramètres ci-dessous :

- Le coefficient global d'échange de chaleur

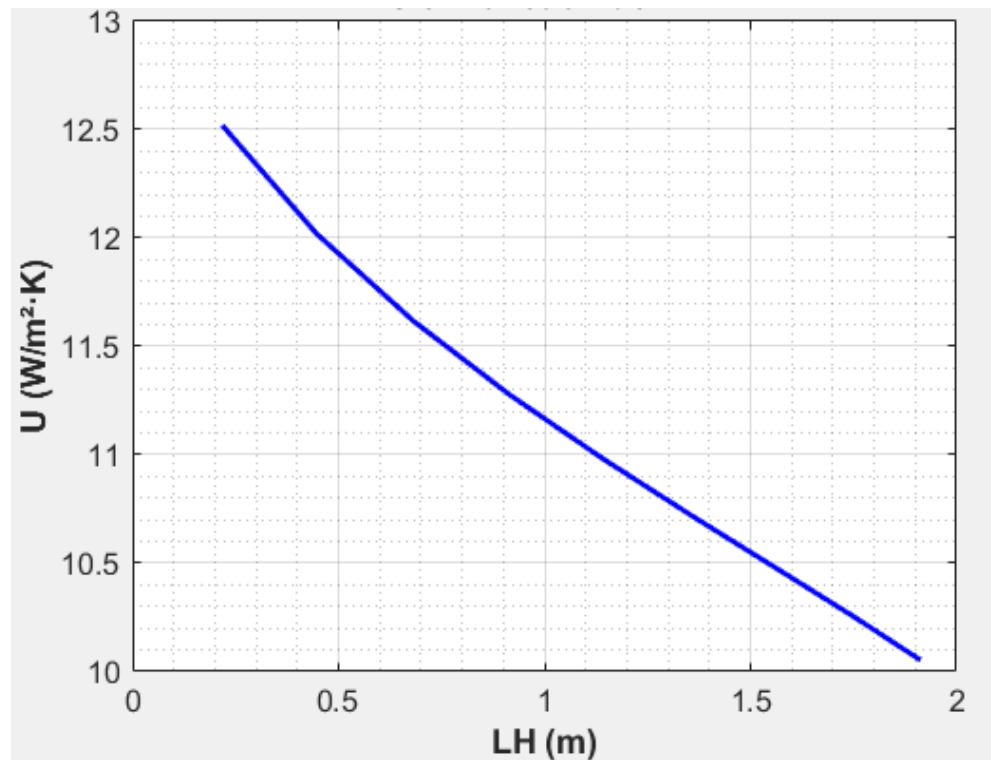


Figure 3.21 : Coefficient d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur

- Surface totale d'échange de chaleur

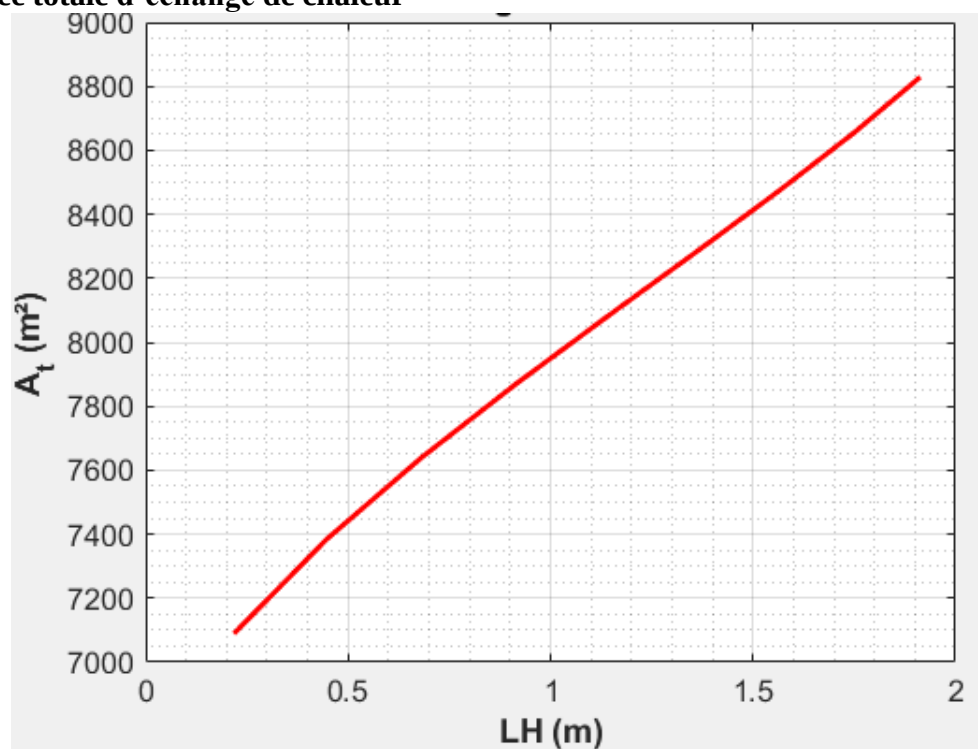


Figure 3.22 : Surface d'échange global en fonction de la longueur de l'échangeur

- La longueur des tubes

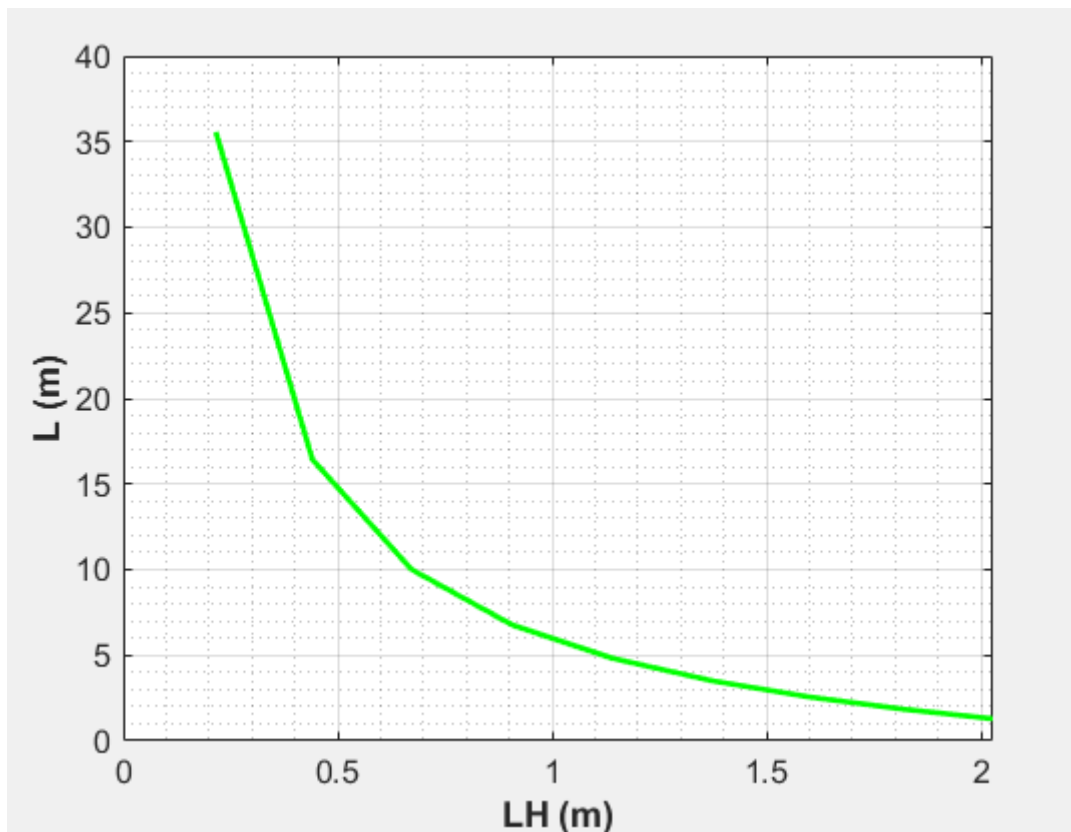


Figure 3.23 : Longueur des tubes en fonction de la longueur de l'échangeur

- Volume total de l'échangeur dimensionné

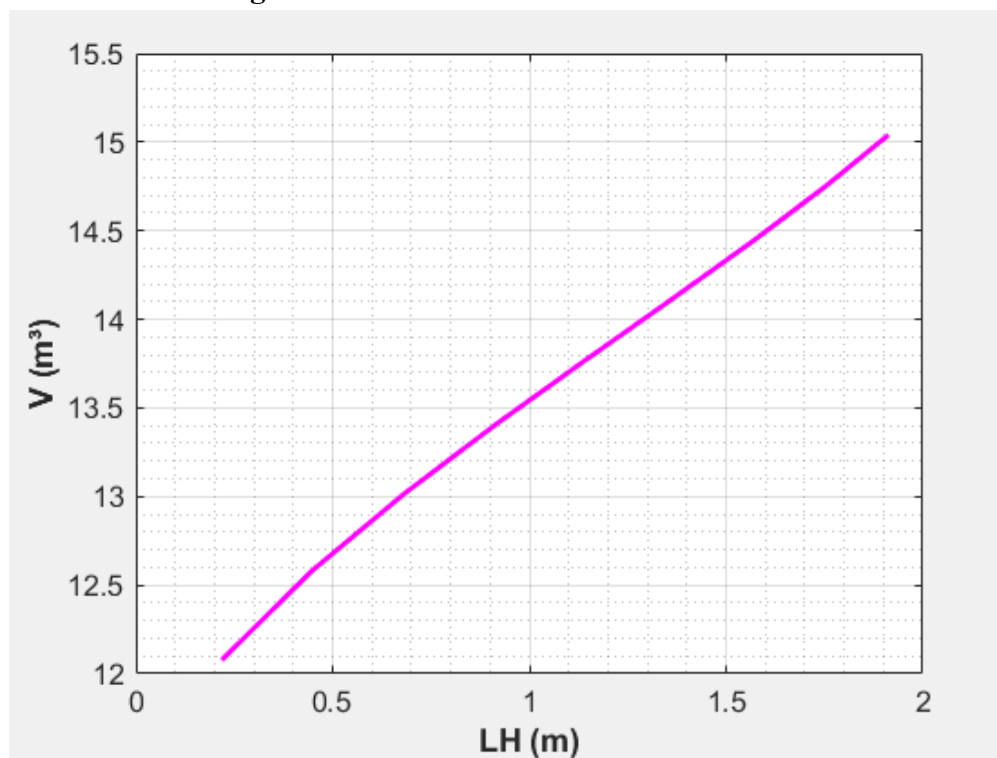


Figure 3.24 : Volume total en fonction de la longueur de l'échangeur

- Les pertes de charges coté air

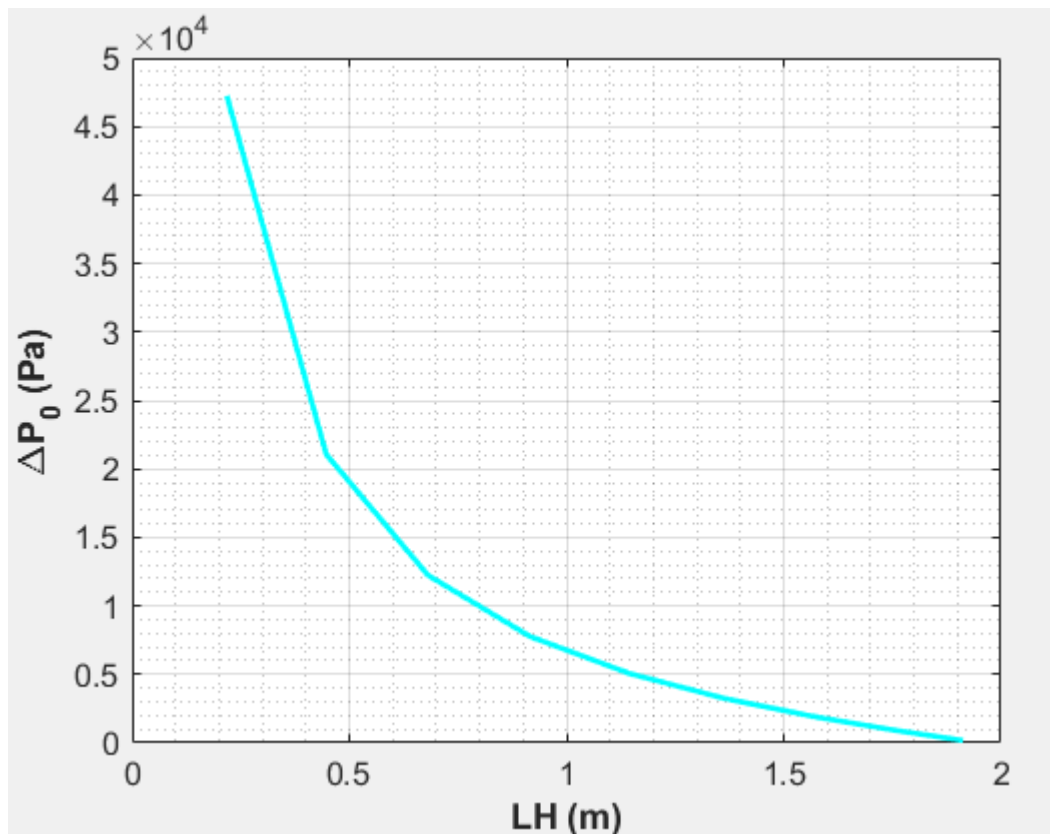


Figure 3.25 : Pertes de charge coté air fonction de la longueur de l'échangeur

L'analyse des figures permet de dégager plusieurs observations importantes concernant l'impact des dimensions de l'échangeur sur ses performances.

Tout d'abord, la figure 3.20 montre que l'augmentation de la taille de l'échangeur entraîne une augmentation de la surface totale d'échange thermique, ce qui est attendu puisque la surface est proportionnelle aux dimensions géométriques. Ensuite, la figure 3.19 indique que le coefficient global de transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la longueur de l'échangeur. Ce comportement est cohérent, dans la mesure où ce coefficient est exprimé par unité de surface, laquelle croît avec la taille de l'échangeur. Selon la figure 3.21, lorsque la longueur de l'échangeur varie de 0 à 2 mètres, la longueur des tubes converge vers la valeur cible de 4 mètres dès que la longueur de l'échangeur atteint 1,25 mètre. De plus, la figure 3.22 montre que le volume de l'échangeur reste inférieur au volume maximal autorisé de 16 m³ pour cette même longueur de 1,25 m. Enfin, d'après la figure 3.23, les pertes de charge associées à une longueur de 1,25 m s'élèvent à environ 0,04 bar, ce qui demeure négligeable comparé à la pression d'entrée de l'air, qui est de 1,013 bar.

En conclusion, au vu de l'ensemble de ces résultats, la longueur optimale de l'échangeur a été fixée à **1,25 m**, car elle permet de satisfaire à la fois les contraintes de performance thermique, de volume et de pertes de charge. La puissance développée par la turbine à gaz avec cette configuration est de 20,5 MW. Elle est légèrement supérieure à la puissance fournie par le constructeur aux conditions de 15°C et 1atm, qui est de 21,6 MW.

3.8 Dimensionnement final de l'échangeur de chaleur

Le **tableau 3.6** montre les paramètres finaux de l'échangeur de chaleur du système proposé.

Tableau 3.6 : Paramètres finaux de dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Paramètre	Coté air	Coté tubes (CO ₂)
Débit massique par échangeur (kg/s)	53,66	125
Taux de transfert de chaleur par échangeur (kW)	1776,66	
Longueur des tubes (m)	3,9	
Hauteur de l'échangeur (m)	2	
Longueur de l'échangeur (m)	1,25	
Nombre de tubes	4168,53	
Nombre d'ailettes	1270,74	
Vitesse d'écoulement (m/s)	17,6	1,15
Vitesse massique (kg/m ² ·s)	20,35	320,51
Résistance à l'encrassement (m ² ·C/W)	0,0004	0,0004
Section de passage (m ²)	7,98	0,39
Coefficient de friction	0,022	0,015
Nombre de Reynolds	3947,5	23800
Nombre de Nusselt	20,96	74,1
Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/m ² ·K)	155,37	666
Coefficient d'échange global de l'échangeur (W/m ² ·K)	10,85	
Surface d'échange global (m ²)	8150	
Volume total de l'échangeur (m ³)	13,9	
Pertes de pression (bar)	0,04	0,118
Puissance de compression (kW)	—	7,1
Efficacité de l'échangeur (%)	56,5	

3.9 Choix du compresseur pour le CO₂ (Dioxyde de Carbone)

Pour concevoir un échangeur de chaleur adapté au refroidissement du CO₂ gazeux, il est crucial de déterminer un débit massique optimal en fonction de l'espace disponible et des contraintes thermiques. Dans cette étude, un débit de 125 kg/s a été retenu, permettant un bon compromis entre efficacité thermique, faible vitesse d'écoulement (limitant érosion, vibrations et pertes de charge), et encombrement.

Un compresseur alternatif sans huile de la série d'Atlas Copco a été sélectionné pour répondre à ces spécifications. Les caractéristiques détaillées de ce compresseur sont présentées dans le tableau 3.7.

Tableau 3.7 : Caractéristiques du compresseur CO₂

Critère	Valeur typique
Constructeur	Atlas Copco
Type	Compresseur alternatif sans huile
Débit maximal (kg/s)	~130
Pression maximale (bar)	150
Température admissible (°C)	-40 à 100
Rendement isentropique	75%

3.10 Conclusion

Dans cette étude, une solution a été proposée pour répondre à notre problématique. Il a été démontré que, compte tenu des conditions climatiques de Hassi Messaoud, le refroidissement par réfrigération mécanique constitue l'option la plus appropriée. Cette proposition a fait l'objet d'une étude de faisabilité technique visant à évaluer sa mise en œuvre concrète. Par la suite, la solution retenue a été détaillée, notamment par le choix des différents équipements constituant l'installation et la présentation des étapes de dimensionnement du refroidisseur d'air.

3.11 Étude de l'impact de l'injection de CO₂ sur la puissance d'une turbine à gaz

Dans le cadre de l'optimisation des performances d'une turbine à gaz soumise à des conditions climatiques sévères, cette étude a pour objectif d'analyser l'impact de l'injection de dioxyde de carbone (CO₂) dans la chambre de combustion. Plus précisément, elle vise à évaluer l'évolution de la puissance nette délivrée par la turbine en fonction de deux paramètres, le débit massique de CO₂ injecté à température constante, et le débit massique de CO₂ injecté à des températures différentes. Le modèle étudié repose sur une turbine à gaz MS5002 fonctionnant avec un débit d'air d'admission de 151 kg/s, une température d'entrée d'air de 50 °C et une pression d'admission de 1,013 bar pour une puissance nette de référence de 15 MW.

- **Modèle thermodynamique**

Le bilan enthalpique appliqué à la chambre de combustion de la turbine à gaz s'écrit :

$$\dot{m}_{\text{air}}h_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{carb}}\text{PCI}_{\text{carb}} + \dot{m}_{\text{CO}_2}h_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{\text{mélange}}h_{\text{mélange}} \quad (3.39)$$

Qui s'écrit en fonction de la température :

$$\dot{m}_{\text{air}}C_{\text{pair}}T_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{carb}}\text{PCI}_{\text{carb}} + \dot{m}_{\text{CO}_2}C_{\text{pCO}_2}T_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{\text{mélange}}C_{\text{pmélange}}T_{\text{mélange}} \quad (3.40)$$

Le carburant utilisé dans la turbine à gaz est du gaz naturel à 95% du méthane [1]. A cet effet le PCI du méthane est utilisé dans les calculs.

3.11.1 Cas 1 : Variation du débit de CO₂ à température fixe

La quantité de CO₂ injectée dans la chambre de combustion est variée de 0 à 11 % de la masse totale du mélange air-carburant, tout en maintenant une température d'injection constante à 803 K. En appliquant un bilan enthalpique au niveau de la chambre de combustion, la température du mélange gazeux en sortie est déterminée. Cette température permet ensuite d'estimer la puissance nette générée par la turbine en aval. Le dioxyde de carbone réinjecté dans la chambre de combustion est récupéré des produits de combustion après séparation. Les calculs ont été réalisés à l'aide d'un code MATLAB développé à cet effet (annexe F), et les résultats obtenus sont présentés dans le **tableau 3.8** ainsi que la **figure 3.26**.

Tableau 3.8 : Puissance nette de la turbine en fonction de débit de CO_2 injecté à une température fixe de 803 K.

% de CO_2 / mélange	Débit du CO_2 (kg/s)	P (MW)
0	0,000	15,034
1,5	2,541	14,427
3	5,082	13,820
4,5	7,622	13,213
5,5	10,163	12,606
6,5	12,704	11,999
7,5	15,245	11,393
8,5	17,786	10,786
9,5	20,327	10,179
11	22,867	9,572

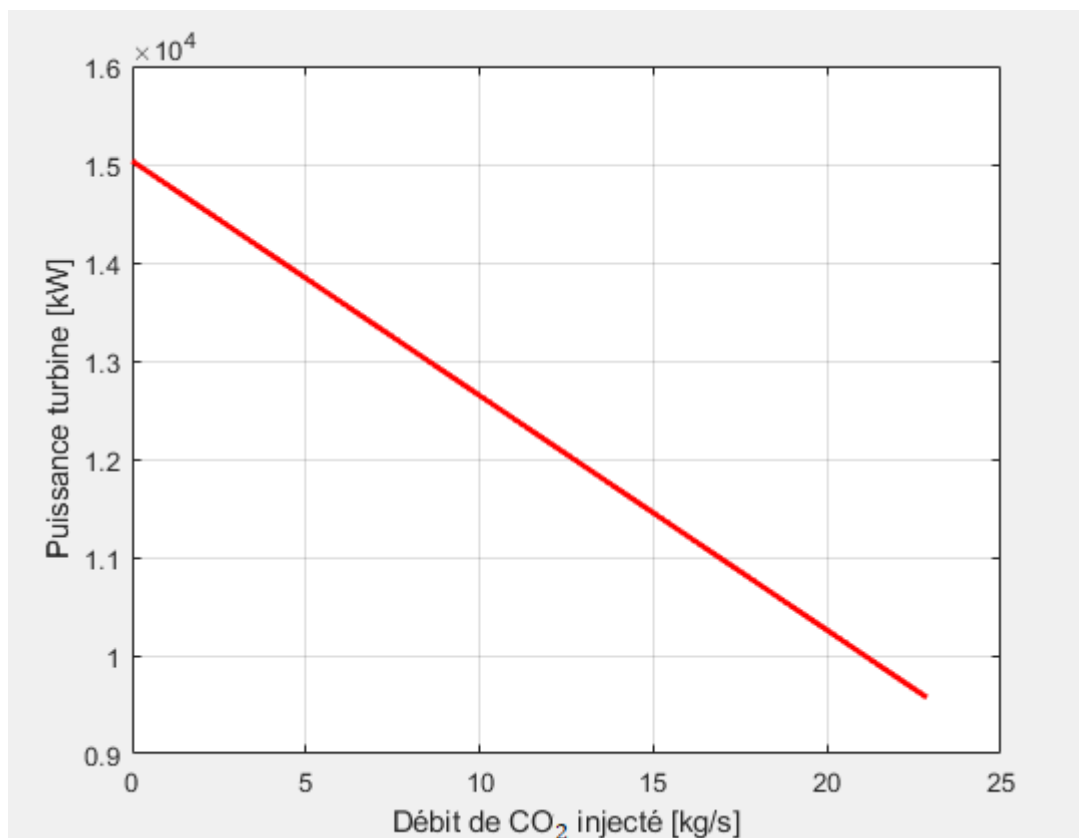


Figure 3.26 : Puissance nette de la turbine en fonction de débit de CO_2 injecté

La courbe obtenue montre une diminution progressive de la puissance nette de la turbine à mesure que le débit massique de CO₂ injecté dans la chambre de combustion augmente, à température constante de 803 K. Bien que ce CO₂ présente une **enthalpie spécifique d'environ 620 kJ/kg** à cette température, sa contribution énergétique reste limitée en comparaison avec les gaz de combustion qui atteignent des températures de l'ordre de 1800 à 2000 K. Injecté à 803 K, le CO₂ agit principalement comme un **fluide diluant**, absorbant une partie de l'énergie thermique de la flamme sans participer activement à la combustion. Cela provoque une **réduction de la température d'entrée turbine**, ce qui diminue le travail de détente possible et donc la puissance nette générée. Par ailleurs, même si le débit massique global augmente, le gain en quantité de gaz n'équivaut pas à un gain énergétique, notamment parce que le CO₂, plus lourd et moins réactif, ralentit la combustion en abaissant la concentration en oxygène. Ces effets conjugués entraînent une **baisse marquée de la puissance nette** en fonction du débit de CO₂ injecté à cette température.

En conclusion, une optimisation conjointe de la température et du débit de CO₂ injecté est essentielle pour espérer améliorer les performances de la turbine. Une injection à température modérée peut être contre-productive, tandis qu'une injection à haute température, correctement contrôlée, pourrait apporter un gain énergétique réel.

3.11.2 Cas 2 : Injection de CO₂ à débit constant et à température variable

On varie la température de CO₂ injectée dans la chambre de combustion de 300 à 1400 K pour les différents débits de CO₂ injecté considérés. Les résultats fournis par un code MATLAB élaboré sont illustré dans le tableau 3.9 et la figure 3.23.

Tableau 3.9 : Puissance de la turbine en fonction du débit et de la température du CO₂ injecté

Débit CO ₂ (kg/s)	Pu (T_CO ₂ = 300 K) (MW)	Pu (T_CO ₂ = 600 K) (MW)	Pu (T_CO ₂ = 900 K) (MW)	Pu (T_CO ₂ = 1200 K) (MW)	Pu (T_CO ₂ = 1400 K) (MW)
0,000	15,03	15,03	15,03	15,03	15,03
2,541	13,35	13,99	14,64	15,28	15,71
5,082	11,66	12,95	14,24	15,52	16,38
7,622	9,98	11,91	13,84	15,77	17,05
10,163	8,29	10,87	13,44	16,01	17,73
12,704	6,61	9,82	13,04	16,26	18,40
15,245	4,92	8,78	12,64	16,50	19,07
17,786	3,24	7,74	12,24	16,75	19,75
20,327	1,55	6,70	11,84	16,99	20,42

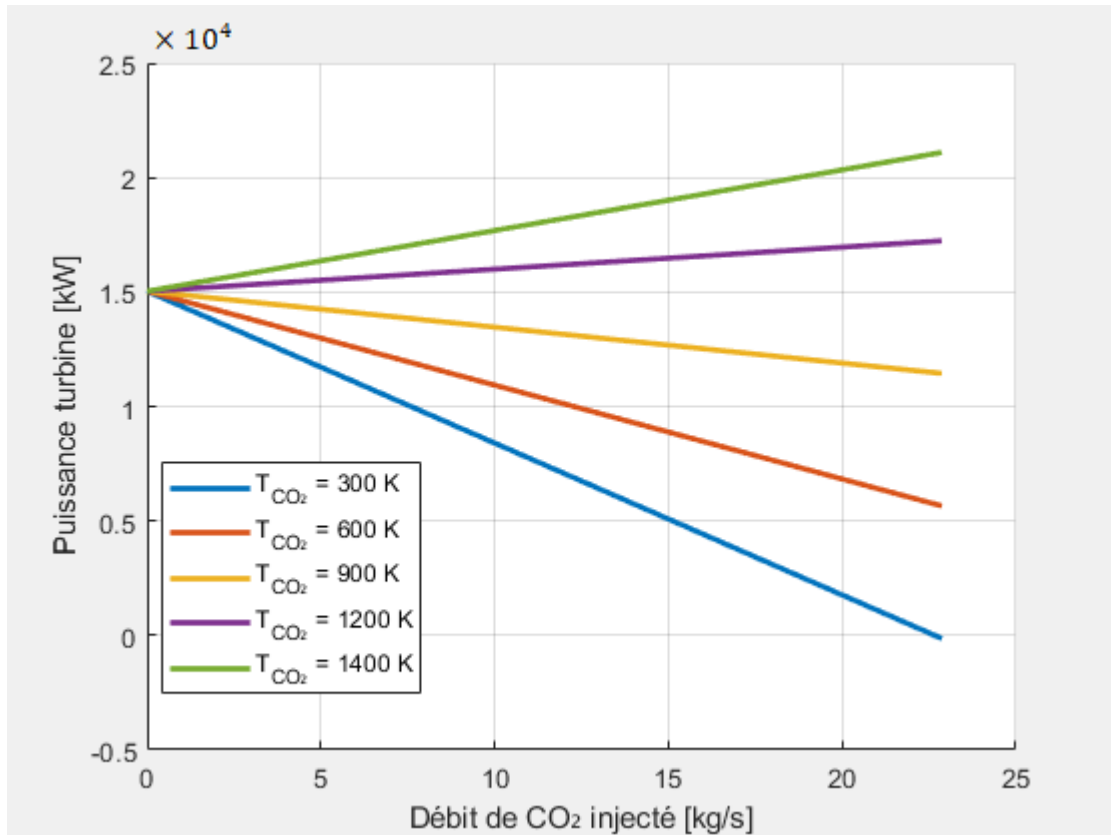


Figure 3.27 : Puissance nette de la turbine en fonction de la température de CO₂

Dans ce cas, on a étudié l'effet de la température du CO₂ injecté pour plusieurs débits. Les résultats montrent que pour un débit donné, l'augmentation de la température du CO₂ améliore significativement la puissance produite. En effet, un CO₂ injecté à haute température (supérieure à 900 K) apporte une enthalpie sensible qui permet d'élever la température du mélange gazeux à l'entrée de la turbine. Cela permet de compenser, voire de surpasser, les pertes liées à la dilution. À l'inverse, l'injection de CO₂ à basse température (ex. 300 K) agit comme un agent refroidissant, ce qui réduit considérablement la température d'entrée de la turbine et, par conséquent, la puissance générée. Cette tendance de la variation de la puissance est aussi affectée par la variation de débit total à la sortie de la turbine. La puissance utile est aussi fonction de débit total.

3.11.3 Conclusion sur les interprétations des deux cas

L'injection de CO₂ dans une turbine à gaz peut s'avérer bénéfique si elle est correctement maîtrisée. Injecté à température élevée et à débit modéré, le CO₂ peut jouer un rôle positif en augmentant la masse de fluide moteur sans abaisser la température utile. En revanche, une injection à basse température ou à débit trop élevé a un effet négatif sur la performance de la turbine. Ces résultats soulignent l'importance d'un contrôle précis du débit et de la température du CO₂ pour tirer parti de son potentiel dans l'amélioration du rendement énergétique ou la réduction des émissions.

3.12 Comparaison entre la méthode l'injection de CO₂ dans la chambre de combustion et le refroidissement de l'air d'admission par CO₂

Dans ce chapitre, deux méthodes ont été évaluées dans le but d'améliorer les performances de la turbine à gaz MS-5002 dans des conditions climatiques chaudes, l'injection de CO₂ directement dans la chambre de combustion et le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur en utilisant un système frigorifique au CO₂.

Les résultats montrent clairement que **le refroidissement de l'air d'admission par CO₂** permet une augmentation plus significative de la puissance nette de la turbine. En abaissant la température de l'air entrant, cette méthode réduit le travail de compression et améliore le rendement global du cycle thermodynamique. Elle est particulièrement efficace dans les environnements chauds comme Hassi Messaoud, où les températures ambiantes dépassent régulièrement 45 °C.

En revanche, **l'injection de CO₂ dans la chambre de combustion** présente un effet plus limité et fortement dépendant des conditions thermiques du CO₂ injecté. Lorsque le CO₂ est injecté à haute température et en quantité modérée, une légère amélioration de la puissance peut être observée. Cependant, au-delà de ce seuil, l'effet devient négatif : la dilution du mélange gazeux entraîne une baisse de température à l'entrée de la turbine et donc une diminution de la puissance produite. De plus, la quantité de CO₂ injectable est limitée pour des raisons thermiques et techniques. Un excès de CO₂ conduit à une perte d'efficacité et peut perturber le bon fonctionnement de la combustion.

En conclusion, le refroidissement de l'air d'admission par CO₂ s'avère être une solution plus efficace et plus stable pour améliorer les performances de la turbine à gaz dans un contexte climatique chaud. L'injection de CO₂, bien qu'intéressante, reste moins performante et plus contraignante, car elle dépend fortement de la température du fluide injecté et ne peut dépasser un seuil optimal sans dégrader le rendement.

Chapitre 4 : Interprétation et conclusion

4.1 Analyse énergétique du système de refroidissement de l'air d'admission

L'intégration d'un système de refroidissement par échangeur air/CO₂ sur la ligne d'admission d'air de la turbine à gaz MS5002 a été étudiée dans le but de maintenir la température d'entrée à 15 °C durant les cinq mois les plus chauds de l'année (Supposons un fonctionnement de 24 h/j pendant 5 mois). Ce refroidissement vise à compenser les pertes de performance observées lors des périodes chaudes, où la température ambiante peut dépasser 45 °C. Les performances de la TAG avec et sans refroidissement sont présentées dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Comparaison des performances de la turbine avec et sans refroidissement

Paramètre	Sans refroidissement	Avec refroidissement (15 °C)
Température d'admission (°C)	50	15
Débit massique d'air(kg/s)	151	170
Rendement thermique (%)	30,1	40
Puissance nette de la turbine (MW)	15	20,6
Consommation spécifique de carburant (kg/MWh)	0,44	0,33
Consommation énergétique du système de refroidissement	-	7,1 kW
Pertes de charge induites par l'échangeur	-	≈ 0,5 bar
Energie de TAG dans la période d'utilisation (MWh)	55080	75643,2
Energie consommée par le système de refroidissement dans la période d'utilisation (MWh)	-	26,071
Gain net (MWh)	-	20537,129

4.2 Interprétation

Les résultats montrent qu'avec le système de refroidissement en service, la puissance nette de la turbine passe de 15 MW à environ 20,6 MW, soit un gain de 5,6 MW. En parallèle, la consommation spécifique de carburant est réduite de 0,44 à 0,33 kg/MWh, traduisant une amélioration du rendement thermique de 10%.

La consommation énergétique du système de refroidissement est estimée à 1,7 kW, soit une consommation de **26,071 MWh** sur la période d'utilisation. Ce besoin est négligeable par rapport au gain net de production d'énergie permis par le système qui est de **20537,129 MWh**.

Il a également été tenu compte d'une perte de charge induite par le système, évaluée à environ 0,5 bar, entraînant une légère augmentation de l'effort du compresseur. Cette perte reste toutefois négligeable au regard du gain global en performance.

Le système de refroidissement permet une amélioration significative des performances de la turbine MS5002 en climat chaud. Il assure une hausse de la puissance nette, une réduction de la consommation spécifique et un fonctionnement plus stable de la turbine durant les mois chauds. Ce dispositif se révèle être une solution énergétiquement efficace, adaptée aux contraintes climatiques rencontrées sur les sites à fortes températures ambiantes comme celui de Hassi Messaoud.

Conclusion générale

Dans un contexte marqué par l'utilisation croissante des turbines à gaz dans les secteurs industriels stratégiques, et face à la hausse des coûts énergétiques, l'amélioration des performances des turbines à gaz s'impose comme une nécessité technique et économique. L'optimisation de ces machines repose sur la maîtrise de plusieurs paramètres, à la fois liés à leur conception interne et à leur environnement de fonctionnement. Parmi ces facteurs, les conditions climatiques, notamment la température ambiante, jouent un rôle déterminant dans les performances globales du cycle.

Dans le cadre de ce travail, nous avons étudié l'impact des paramètres atmosphériques sur les performances de la turbine à gaz MS-5002, en nous concentrant particulièrement sur les conditions climatiques de la région de Hassi Messaoud, caractérisée par des températures élevées. Après une étude bibliographique approfondie, deux méthodes d'amélioration ont été analysées, le refroidissement de l'air d'admission à l'entrée du compresseur, à l'aide d'un système frigorifique utilisant le CO₂ comme fluide frigorigène, et l'injection de CO₂ à haute température dans la chambre de combustion. Les résultats de la modélisation thermique montrent que le refroidissement de l'air d'admission constitue une solution particulièrement efficace et stable pour améliorer les performances de la turbine en conditions chaudes. En abaissant la température de l'air à l'entrée du compresseur jusqu'à 15 °C, la densité de l'air augmente, ce qui permet d'améliorer le débit massique d'air comprimé, d'augmenter la puissance nette et d'optimiser le rendement du cycle. Pour une température ambiante de 50 °C, une réduction à 15 °C permet un gain de puissance d'environ 6,5 MW, portant la puissance nette à 21,6 MW, et une amélioration du rendement thermique de 31,5 % à près de 40 %. Ce dispositif, prévu pour fonctionner pendant les cinq mois les plus chauds de l'année (mai à septembre), permettrait un gain annuel d'énergie de plus de 20 537 MWh.

De son côté, l'injection de CO₂ dans la chambre de combustion a montré un intérêt thermodynamique réel. Lorsque le CO₂ est injecté à haute température (supérieur à 900 K), il apporte une enthalpie supplémentaire au mélange réactif, ce qui augmente la température moyenne du fluide moteur et améliore le travail extrait par la turbine. Toutefois, cette méthode reste plus sensible aux conditions d'injection (température, débit) et présente un comportement non linéaire.

Ainsi, la combinaison des deux méthodes, refroidissement de l'air d'admission et injection de CO₂ chaud dans la chambre de combustion, apparaît comme une stratégie prometteuse. En exploitant simultanément les effets positifs de la réduction de la température d'entrée du compresseur et de l'apport d'enthalpie du CO₂ injecté, il serait possible d'atteindre des performances encore supérieures. Cette approche hybride permettrait d'optimiser le rendement du cycle dans une large gamme de conditions climatiques, tout en assurant une meilleure stabilité du fonctionnement.

Comme perspective, une étude complémentaire incluant une modélisation couplée et une analyse techno-économique détaillée, pourrait définir les conditions optimales de la mise en œuvre simultanée de ces deux procédés, en tenant compte des contraintes d'intégration, de régulation thermique, et des impacts sur la combustion et les émissions.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Document interne, Sonatrach Hassi Messaoud, “Présentation général du CS – Hassi Messaoud,” 2002.
- [2] Support de formation Sonatrach, “LA TUYAUTERIE,” pp. 1–64.
- [3] Support de formation Sonatrach, “LES TRANSFORMATEURS,” pp. 1–136.
- [4] Support de formation Sonatrach, “LES ÉCHANGEURS”.
- [5] Support de formation Sonatrach, “LES RÉDUCTEURS,” pp. 1–24.
- [6] Support de formation Sonatrach, “LES ACCOUPLEMENTS,” pp. 1–17.
- [7] Support de formation Sonatrach, “LES POMPES,” pp. 1–170.
- [8] Support de formation Sonatrach, “LES COMPRESSEURS”. pp. 1–87
- [9] G. E. Oil and G. T. Training, “MANUEL DE FORMATION SONATRACH POUR LA CONDUITE ET L’ENTRETIEN”.
- [10] J. S. M. GIRAUD, “Turbines à gaz aéronautiques et terrestres,” *Techniques de l’ingénieur*, pp. 1–39.
- [11] S. DAOUD. “Contribution à l’amélioration des performances des Turbines à gaz par le refroidissement de l’air a l’entrée du compresseur,” [en ligne]. Mémoire de projet de fin d’études : Génie mécanique : Boumerdes : UMBB, 2016. [Consulté le 18/06/2025]
- [12] P. Tony Giampaolo, MSME, “*Gas Turbine Handbook Principles and practice*,” 4th Edition, vol. 59. 2009.
- [13] Y. LORANCHET, “Mise en œuvre des turbines à gaz dans l’industrie,” *Techniques de l’ingénieur*”, pp. 1–16, 1992, doi: 10.51257/a-v1-b4425.
- [14] J. H. Horlock, “*Advanced Gas Turbine Cycles*, ” , livre de première édition. 2003.
- [15] A. M. Y. Razak, “*Industrial gas turbines, Performance and operability* ”. Livre, 2007.
- [16] P. EMeherwan P, Boyce, Ph.D, “*Gas Turbine Engineering Handbook*” Livre, Third Edition.
- [17] Lallam, S. Si, and M. Redouane. “Amélioration des performances de la turbine à gaz MS 5002 C par refroidissement de l’air à l’aspiration, ” [en ligne]. Mémoire de projet de fin d’études : Génie mécanique : Tizi-Ouzou : UMMT, 2015. [Consulté le 18/06/2025]
- [18] F. B. M. IIBDRI,. “Amélioration des Performances thermodynamiques de la Turbine à Gaz MS5002C Par Refroidissement d’air à l’entrée du compresseur axial et récupération de chaleur,” [en ligne]. Mémoire de projet de fin d’études : Génie mécanique : Tlemcen : UABB, 2012. [Consulté le 18/06/2025]
- [19] Données Mondiales, [en ligne]. [Consulté le 18/06/2025]. Disponible à l'adresse : “<https://fr-fr.topographic-map.com/maps/e56x/hassi-messaoud/>”.

Références bibliographiques

- [20] Carte topographique Hassi Messaoud, altitude, “ [en ligne]. [Consulté le 18/06/2025]. Disponible à l'adresse :” <https://fr-fr.topographic-map.com/maps/e56x/hassi-messaoud/> ”.
- [21] K. N. Abdalla and Z. A. M. Adam, “Enhancing gas turbine output through inlet air cooling,” *Sudan Eng. Soc. J*, vol. 52, no. 4–6, pp. 7–14, 2006.
- [22] T. K. Ibrahim, M. M. Rahman, and A. N. Abdalla, “Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review,” *Acad. Journals*, vol. 6, no. 4, pp. 620–627, 2011, doi: 10.5897/IJPS10.563.
- [23] A. K. Mohapatra and Sanjay, “Thermodynamic assessment of impact of inlet air cooling techniques on gas turbine and combined cycle performance,” *Energy*, vol. 68, pp. 191–203, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.02.066.
- [24] S. Xylem, “INDUSTRIAL-STRENGTH THINKING SOLVES MORE THAN WATER” . *Livre*.
- [25] Cengel and Y. A, “*Heat Transfer: A Practical Approach with EES CD*”. 2002.
- [26] J. E. H. D. A. REAY, R. LAW, “*COMPACT HEAT EXCHANGERS Selection, Design and Operation*”, *Second Edition*.
- [27] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, vol. 6. 2012. [Online]. Available: <https://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=sJXpvP6xLZsC&pgis=1>
- [28] J. T. DAWID TALER, “Steady-state and transient heat transfer through fins of complex geometry Introduction Plate fin and tube heat exchangers are used as economizers in steam power,” *Arch. Thermodyn.*, vol. 35, no. 2, pp. 117–133, 2014, doi: 10.2478/aoter-2014-0017.
- [29] A. L. W. M. KAYS, A. L. London, “*Compact Heat Exchangers-McGraw-Second edition*.” 1964.
- [30] ASHRAE Handbook – Fundamentals, 2017 Edition. Chapter 29: Refrigerants Properties and Environmental Impact American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), ISBN: 978-1939200575
- [31] IPCC Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage, 2005. Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). Available at: <https://www.ipcc.ch/report/carbon-dioxide-capture-and-storage/>

Annexes

Annexes

Annexe A :

Abaque pour l'échangeur de chaleur compact de type tubes circulaires à ailettes continues.

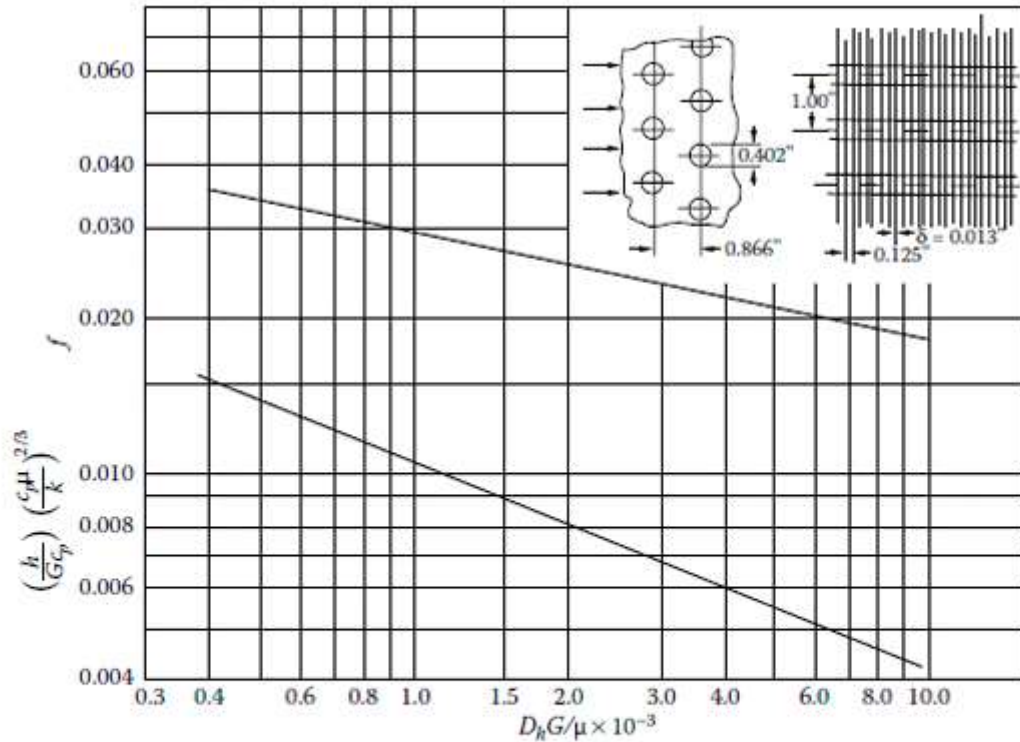
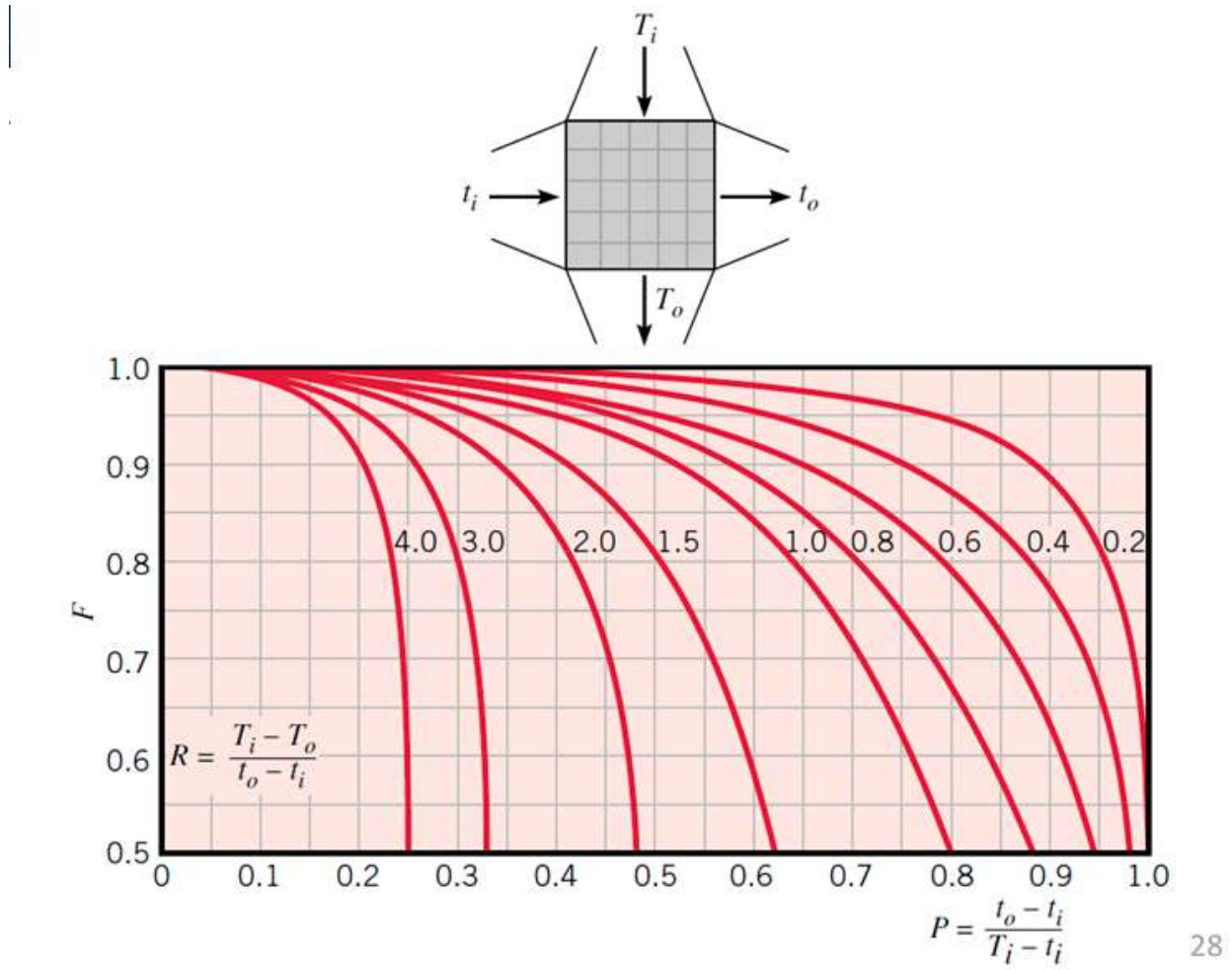


FIGURE 10.4

Heat transfer and friction factor for a circular tube continuous fin heat exchanger. Surface 8.0-3/8 T: tube OD = 1.02 cm; fin pitch = 3.15/cm; fin thickness = 0.033 cm; fin area/total area = 0.839; air-passage hydraulic diameter = 0.3633 cm; free-flow area/frontal area, $\sigma = 0.534$; heat transfer area/total volume = 587 m²/m³. (From Kays, W. M. and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984. With permission.)

Annexe B :

Abaque pour le facteur de correction



Annexe C :

Resistance à l'encrassement pour les différents fluides

Fluid	$R_f(m^2 C/W)$
Distilled water and boiler feedwater	0.0001 (below 50 C)
Distilled water and boiler feedwater	0.0002 (above 50 C)
Water (river)	0.0004
Fuel Oil	0.0009
Oil (hydraulic, lubricating, and transformer)	0.0002
Ethylene glycol	0.00035
Steam	0.0001
Air	0.0004
Engine exhaust gases	0.0018
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004

Annexe D :

Code MATLAB pour le calcul des performances de la TAG MS5002 des diffèrent températures.

```

1  % Données du tableau TG5002B pour la turbine
2 - Pa = 101.3 * 10^3;      % Pression atmosphérique [Pa]
3 - r = 287;               % Constante gaz parfait [J/kg.K]
4 - Pi = 138.2;            % Débit volumique [m^3/s]
5 - f = 0.02;              % Rapport carburant/air
6 - PCI = 48000;           % Pouvoir calorifique inférieur [kJ/kg]
7 - eta_m = 0.94;
8 - eta_c = 0.83;          % Rendement compresseur
9
10 % Rendements turbines HP et BP
11 - eta_t_HP = 0.88;
12 - eta_t_BP = 0.85;
13
14 - Cp_t_HP = 1.150;       % Cp turbine HP [kJ/kg.K]
15 - Cp_t_BP = 1.150;       % Cp turbine BP [kJ/kg.K]
16
17 % Taux d'expansion turbine HP et BP (produit = taux total)
18 - pi_t_HP = 0.2;
19 - pi_t_BP = 0.15;
20 - Cp_c = 850;
21 - pi_c = 12;             % Taux compression compresseur
22 - pi_cc = 0.98;          % Chute de pression chambre combustion
23 - Cp_cc = 1.150;         % Cp mélange combustion
24 - T3 = 1253;             % Température entrée turbine [K]
25
26 % Plage températures ambiantes [K]
27 - Ta_range = (10:5:50) + 273.15;
28
29 % Initialisation
30 - results = [];
31 - rho_a_vals = [];
32 - m_dot_a_vals = [];
33 - WC_vals = [];
34 - P_net_vals = [];
35 - eta_th_vals = [];
36 - C_s_vals = [];
37
38 - for Ta = Ta_range
39     % Masse volumique air entrée
40     rho_a = Pa / (r * Ta);
41
42     % Entrée compresseur
43     T1 = Ta;
44     P1 = 0.99 * Pa;
45     rho_1 = P1 / (r * T1);
46     m_dot_a = rho_1 * Pi;
47
48     % Sortie compresseur
49     P2 = pi_c * P1;
50     T2_is = T1 * (pi_c)^((1.4 - 1)/1.4);
51     T2 = ((T2_is - T1)/eta_c) + T1;

```

```

53      % Combustion
54      m_dot_f = f * m_dot_a;
55      P3 = pi_cc * P2;
56
57      % Expansion turbine HP (étage 1)
58      T4_is_HP = T3 * (pi_t_HP)^((1.4 - 1)/1.4);
59      T4_HP = T3 - (T3 - T4_is_HP) * eta_t_HP;
60      P4_HP = pi_t_HP * P3;
61
62      % Expansion turbine BP (étage 2)
63      T5_is_BP = T4_HP * (pi_t_BP)^((1.4 - 1)/1.4);
64      T5_BP = T4_HP - (T4_HP - T5_is_BP) * eta_t_BP;
65      P5_BP = pi_t_BP * P4_HP;
66
67      % Travaux spécifiques
68      WC = Cp_c * (T2 - T1);
69      WT_HP = Cp_t_HP * (T3 - T4_HP);
70      WT_BP = Cp_t_BP * (T4_HP - T5_BP);
71      WT = WT_HP + WT_BP;
72      W_net = WT - WC;
73
74      % Puissances [kW]
75      W_dot_C = (m_dot_a * WC / eta_m * 0.001);
76      W_dot_T = ((1 + f) * m_dot_a * eta_m * WT);
77      P_net = W_dot_T - W_dot_C;
78
79      % Apport thermique PCI
80      Q_in = m_dot_f * PCI;
81
82      % Rendement thermique
83      eta_th = P_net / Q_in;
84
85      % Consommation spécifique
86      C_s = (m_dot_f * 3600) / P_net;
87
88      % Stockage résultats
89      results = [results; Ta, rho_a, m_dot_a, WC, P_net, eta_th*100, C_s];
90      rho_a_vals = [rho_a_vals, rho_a];
91      m_dot_a_vals = [m_dot_a_vals, m_dot_a];
92      WC_vals = [WC_vals, WC];
93      P_net_vals = [P_net_vals, P_net];
94      eta_th_vals = [eta_th_vals, eta_th*100];
95      C_s_vals = [C_s_vals, C_s];
96  end
97
98      % Affichage résultats
99      fprintf('Résultats pour différentes températures ambiantes :\n');
100      fprintf('Ta (K)\t? a (kg/m^3)\t? a (kg/s)\tWC (kJ/kg)\tPnet (kW)\t? th (%) \tCs (kg/kWh)\n');
101      fprintf('-----\n');

```

Annexes

```
102 - for i = 1:size(results,1)
103 -     fprintf('%.2f\t%.2f\t\t%.2f\t\t%.2f\t\t%.2f\t\t%.2f\t%.4f\n', results(i,:));
104 - end
105
106     % Graphiques
107     figure;
108     subplot(3,2,1);
109     plot(Ta_range - 273.15, m_dot_a_vals, 'b-o');
110     xlabel('Température ambiante (°C)');
111     ylabel('Débit massique d\'air (kg/s)');
112     title('Débit massique d\'air vs Ta');
113
114     subplot(3,2,2);
115     plot(Ta_range - 273.15, rho_a_vals, 'r-o');
116     xlabel('Température ambiante (°C)');
117     ylabel('Masse volumique d\'air (kg/m^3)');
118     title('Masse volumique vs Ta');
119
120     subplot(3,2,3);
121     plot(Ta_range - 273.15, WC_vals, 'g-o');
122     xlabel('Température ambiante (°C)');
123     ylabel('Travail compresseur (kJ/kg)');
124     title('Travail compresseur vs Ta');
125
126     subplot(3,2,4);
127     plot(Ta_range - 273.15, P_net_vals, 'k-o');
128     xlabel('Température ambiante (°C)');
129     ylabel('Puissance nette (kW)');
130     title('Puissance nette vs Ta');
131
132     subplot(3,2,5);
133     plot(Ta_range - 273.15, eta_th_vals, 'm-o');
134     xlabel('Température ambiante (°C)');
135     ylabel('Rendement thermique (%)');
136     title('Rendement thermique vs Ta');
137
138     subplot(3,2,6);
139     plot(Ta_range - 273.15, C_s_vals, 'c-o');
140     xlabel('Température ambiante (°C)');
141     ylabel('Consommation spécifique (kg/kWh)');
142     title('Consommation spécifique vs Ta');
143
```

Annexe E :

Code MATLAB pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur.

```

1  % Paramètres initiaux
2  clear;
3  clc;
4
5  % Données fournies
6  mair = 50.33; % Débit massique de l'air (kg/s)
7  Tc_e = 10; % Température d'entrée du CO2 (°C)
8  Ta_e = 50; % Température d'entrée de l'air (°C)
9  Ta_s = 15; % Température de sortie de l'air (°C)
10 cp_air = 1005; % Capacité calorifique spécifique de l'air (J/kg·K)
11 cp_c = 875; % Capacité calorifique spécifique du CO2 (J/kg·K)
12 ST = 0.026; SL = 0.022;
13 d_i = 9.54e-3; d_o = 0.0102;
14 Dh = 3.64e-2; % Correction du diamètre hydraulique (m)
15 af_A0 = 0.913; amin_afr = 0.534; alpha_v = 587;
16 eps_fin = 3.3e-4; Lf = 3.15e-2;
17 rho_air = 1.093; mu_air = 1.92e-5; k_air = 0.028;
18 rho_c = 162; mu_c = 2.5e-5; k_c = 0.025;
19 Q = 1770357.75; kw = 240; m_c = 125;
20 eta0=0.65; Rfo = 0.0004; Rfi = 0.0004;
21
22 % Dimensions de l'échangeur
23 Lv = 2; LG = 4;
24 LH_values = linspace(0,20,10 );
25
26 % Préallocation
27 L_values = zeros(size(LH_values));
28 Tc_s_values = zeros(size(LH_values));
29 dTlm_values = zeros(size(LH_values));
30 U_values = zeros(size(LH_values));
31 At_values = zeros(size(LH_values));
32 V_values = zeros(size(LH_values));
33 LE_values = zeros(size(LH_values));
34 F_values = zeros(size(LH_values));
35 dPo_values = zeros(size(LH_values)); % Perte de charge côté air
36
37 Afr = Lv * LG;
38 Amin = amin_afr * Afr;
39
40 for i = 1:length(LH_values)
41     LH = LH_values(i);
42     NH = LH / SL;
43     NV = Lv / ST;
44     Nt = NH / 2 * (2 * NV - 1);
45     Nf = (LG - eps_fin + Lf) / Lf;
46
47     Af = 2 * (Nf - 1) * (Lv * LH - (pi * d_o^2 / 4) * Nt);
48     Au = Nt * pi * d_o * LG + Nt * Nf * pi * d_o * eps_fin;
49     A0 = Af + Au;
50
51     Ai = pi * d_i * LG * Nt;
52
53     % --- Côté air ---
54     G0 = mair / Amin;
55     Re0 = G0 * Dh / mu_air;
56     Pr_air = cp_air * mu_air / k_air;
57     Nu0 = 0.185 * Re0^0.5866 * Pr_air^(1/3);
58     h0 = Nu0 * k_air / Dh;
59
60     % --- Côté CO2 ---
61     Umi = m_c / (Nt * rho_c * pi * (d_i / 2)^2);
62     Rei = rho_c * Umi * d_i / mu_c;
63     fi = 1 / ( (1.58 * log(Rei) - 3.28)^2 );
64     Pri = cp_c * mu_c / k_c;
65     Nui = (fi / 2) * Rei * Pri / (1.07 + 12.7 * sqrt(fi / 2) * (Pri^(2/3) - 1));
66     hi = Nui * k_c / d_i;
67
68     % --- Coefficient global U ---
69     Rconv_i = (A0 / Ai) * (1 / hi + Rfi);
70     Rcond = (A0 * log(d_o / d_i)) / (2 * pi * LH * kw);
71     Rconv_o = Rfo/eta0 + 1 / ( h0*eta0);
72     U0 = 1 / (Rconv_i + Rcond + Rconv_o);
73

```

Annexes

```

75 % --- Température de sortie du CO2 ---
76 Tc_s = Tc_e + Q / (m_c * cp_c);
77 Tc_s_values(i) = Tc_s;
78
79 % --- dTlm corrigée avec facteur F ---
80 delta_T1 = Ta_e - Tc_s;
81 delta_T2 = Ta_s - Tc_e;
82
83 if delta_T1 <= 0 || delta_T2 <= 0
84     dTlm_cf = NaN; F = NaN; dTlm = NaN;
85 else
86     dTlm_cf = (delta_T1 - delta_T2) / log(delta_T1 / delta_T2);
87     R = (Ta_e - Ta_s) / (Tc_s - Tc_e);
88     P = (Tc_s - Tc_e) / (Ta_e - Tc_e);
89
90     if R == 1
91         F = (1 - exp(-P)) / P;
92     else
93         sqrt_expr = sqrt(R^2 + 1);
94         numerator = sqrt_expr * log((1 - P) / (1 - P * R));
95         denominator = (R - 1) * log((2 - P * (R + 1 - sqrt_expr)) / (2 - P * (R + 1 + sqrt_expr)));
96         F = numerator / denominator;
97     end
98     dTlm = F * dTlm_cf;
99
100 end
101
102 % --- Aire d'échange et volume ---
103 At = Q / (U0 * dTlm);
104 V = At / alpha_v;
105
106 % --- Longueur des tubes (corrigée) ---
107 L = (At - Af + Nt * Nf * pi * d_o * eps_fin) / (pi * d_o * Nt);
108 LE = V / (Lv * L);
109
110 % --- Perte de charge côté air ---
111 sigma = 0.4;
112 f0 = 0.3;
113 rho_air_s = 1.2; % kg/m³ (sortie)
114 At_Amin = 4 * L / Dh;
115 dPo = (G0^2 / (2 * rho_air)) * (f0 * At_Amin * rho_air / rho_air_s + (1 + sigma^2) * (rho_air / rho_air_s - 1));
116 dPo_values(i) = dPo;
117
118 % Stockage
119 dTlm_values(i) = dTlm;
120 U_values(i) = U0;
121 At_values(i) = At;
122 V_values(i) = V;
123 L_values(i) = L;
124 LE_values(i) = LE;
125 F_values(i) = F;
126
127
128 -- Tracés des courbes utiles ---
129 -- Tracés techniques et professionnels ---
130 (groot, 'DefaultAxesFontSize', 12);
131 (groot, 'DefaultLineLineWidth', 2);
132 (groot, 'DefaultAxesFontName', 'Arial');
133
134 rbes = {
135     {'U en fonction de LH', 'LH (m)', 'U (W/m².K)', LE_values, U_values, 'b'}
136     {'Surface d'échange At en fonction de LH', 'LH (m)', 'A_t (m²)', LE_values, At_values, 'r'}
137     {'Longueur des tubes L en fonction de LH', 'LH (m)', 'L (m)', LE_values, L_values, 'g'}
138     {'Volume équivalent V en fonction de LH', 'LH (m)', 'V (m³)', LE_values, V_values, 'm'}
139     {'Perte de charge côté air', 'LH (m)', '\Delta P_0 (Pa)', LE_values, dPo_values, 'c'}
140
141
142 k = 1:length(courbes)
143 figure;
144 plot(courbes{k}{4}, courbes{k}{5}, courbes{k}{6}, 'LineWidth', 2);
145 title(courbes{k}{1}, 'FontWeight', 'bold');
146 xlabel(courbes{k}{2}, 'FontWeight', 'bold');
147 ylabel(courbes{k}{3}, 'FontWeight', 'bold');
148 grid on;
149 grid minor;
150 box on;
151

```

Annexe F :

Code MATLAB pour le calcul de la puissance de la turbine dans le cas d'injection de CO₂ dans la chambre de combustion.

```

1 = clc; clear;
2
3 % === Données fixes ===
4 = mair = 151; % Débit d'air (kg/s)
5 = Tair = 743; % Température air (K)
6 = Cp_air = 1.005; % kJ/kg.K
7
8 = mcarburant = 1.45; % Débit de carburant (kg/s)
9 = Tcarburant = 298; % Température carburant (K)
10 = Cp_carburant = 2.2; % kJ/kg.K
11
12 = PCI = 48000; % Pouvoir calorifique du carburant (kJ/kg)
13 = Qfournie = PCI * mcarburant; % Puissance thermique (kW)
14
15 = Cp_CO2 = 0.844; % Capacité thermique massique CO2 (kJ/kg.K)
16 = T_turb_out = 1025; % Température sortie turbine (K)
17
18 = m_total_base = mair + mcarburant;
19
20 % === CAS 1 : T_CO2 FIXE - Variation du débit de CO2 ===
21 = T_CO2_fixed = 803; % Température constante du CO2 injecté (K)
22 = ratios_CO2 = linspace(0, 0.15, 10); % Ratio de CO2 de 0 à 15%
23 = mCO2_values = ratios_CO2 * m_total_base; % Débit CO2 en kg/s
24 = P_turb1 = zeros(size(mCO2_values));
25
26 = for i = 1:length(mCO2_values)
27 =     mCO2 = mCO2_values(i);
28 =     m_total = m_total_base + mCO2;
29
30 =     Cp_mix = (mair*Cp_air + mcarburant*Cp_carburant + mCO2*Cp_CO2) / m_total;
31
32 =     Tmix = (mair*Cp_air*Tair + mcarburant*Cp_carburant*Tcarburant + ...
33 =         mCO2*Cp_CO2*T_CO2_fixed + Qfournie) / (m_total * Cp_mix);
34
35 =     P_turb1(i) = m_total * Cp_mix * (Tmix - T_turb_out); % kW
36 = end
37
38 % === CAS 2 : 5 TEMPÉRATURES T_CO2 - Variation du débit de CO2 ===
39 = TCO2_list = [300, 600, 900, 1200, 1400]; % Températures différentes [K]
40 = P_turb_multi = zeros(length(TCO2_list), length(mCO2_values));
41
42 = for j = 1:length(TCO2_list)
43 =     T_CO2 = TCO2_list(j);
44 =     for i = 1:length(mCO2_values)
45 =         mCO2 = mCO2_values(i);
46 =         m_total = m_total_base + mCO2;
47
48 =         Cp_mix = (mair*Cp_air + mcarburant*Cp_carburant + mCO2*Cp_CO2) / m_total;
49 =

```

Annexes

```

50 -         Tmix = (mair*Cp_air*Tair + mcarburant*Cp_carburant*Tcarburant + ...
51 -             mCO2*Cp_CO2*T_CO2 + Qfournie) / (m_total * Cp_mix);
52 -
53 -         P_turb_multi(j, i) = m_total * Cp_mix * (Tmix - T_turb_out); % kW
54 -     end
55 - end
56 - % === AFFICHAGE TABLEAU ===
57 - fprintf('\n=== CAS 1 : Puissance vs Débit CO2 (T_CO2 = 803 K) ===\n');
58 - fprintf('Débit_CO2 (kg/s)\tT_mélange (K)\tPuissance (kW)\n');
59 - for i = 1:5 % Affiche les 5 premières lignes
60 -     fprintf('%0.3f\t\t%0.2f\t\t%0.2f\n', mCO2_values(i), P_turb1(i));
61 - end
62 -
63 - fprintf('\n=== CAS 2 : Puissance vs Débit CO2 pour différentes T_CO2 ===\n');
64 - fprintf('Débit_CO2 (kg/s)');
65 - for j = 1:length(TCO2_list)
66 -     fprintf('\tP (T_CO2 = %d K)', TCO2_list(j));
67 - end
68 - fprintf('\n');
69 -
70 - for i = 1:10 % Affiche les 5 premières lignes
71 -     fprintf('%0.3f', mCO2_values(i));
72 -     for j = 1:length(TCO2_list)
73 -         fprintf('\t\t%0.2f', P_turb_multi(j, i));
74 -     end
75 -     fprintf('\n');
76 - end
77 - % === AFFICHAGE GRAPHIQUE ===
78 -
79 - % GRAPHE 1 : Puissance vs Débit CO2 (température fixe)
80 - figure;
81 - plot(mCO2_values, P_turb1, 'r-', 'LineWidth', 2);
82 - xlabel('Débit de CO2 injecté [kg/s]');
83 - ylabel('Puissance turbine [kW]');
84 - title('CAS 1 : Puissance vs Débit de CO2 (T_{CO2} = 803 K)');
85 - grid on;
86 -
87 - % GRAPHE 2 : Puissance vs Débit CO2 pour différentes températures
88 - figure;
89 - hold on;
90 - colors = lines(length(TCO2_list));
91 - for j = 1:length(TCO2_list)
92 -     plot(mCO2_values, P_turb_multi(j, :), 'LineWidth', 2, ...
93 -         'DisplayName', sprintf('T_{CO2} = %d K', TCO2_list(j)), ...
94 -         'Color', colors(j, :));
95 - end
96 - xlabel('Débit de CO2 injecté [kg/s]');
97 - ylabel('Puissance turbine [kW]');
98 - title('CAS 2 : Puissance vs Débit CO2 pour différentes températures');
99 - legend('Location', 'best');
100 - grid on;

```