

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté de génie de la construction

Département de génie mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER ACADÉMIQUE EN GÉNIE MÉCANIQUE
OPTION : ÉNERGÉTIQUE

THÈME :

**Effets de l'humidification de l'air à
l'entrée du compresseur sur les
performances d'une turbine à gaz**



Réalisé par :

M^f. MENDIL Raouf

M^f. IDJOURDIKAN Idir

Encadrés par :

M^f. M. HAMZAoui

Année universitaire

2019/2020

Remerciements

En tout premier lieu, nous remercions le bon Dieu, tout-puissant, de nous avoir donné la force et le savoir, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.

Ensuite la réalisation de ce mémoire a été faite grâce aux efforts de plusieurs personnes à que nous voudrions témoigner toute notre gratitude.

Nous tenons à exprimer toute notre reconnaissance à notre encadreur, Monsieur M. HAMZAOUI. Nous le remercions tout d'abord de nous avoir fait découvrir ce sujet exaltant et de nous avoir encadré, orienté, aidé, conseillé et surtout appris beaucoup de choses dont nous manquâmes de maîtrise auparavant.

Nous adressons nos remerciements à tous les ingénieurs, techniciens et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils, leurs critiques et interventions ont guidé nos réflexions et ont accepté de répondre à certaines de nos questions durant nos recherches et aider à récolter le peu de donnée de quoi approvisionner nôtre étude.

Nous tenons aussi à exprimer notre reconnaissance à Monsieur le Professeur M.S. BOUTOUDJ, d'accepter la présidence de notre thèse, ainsi nous adressons nos sincères remerciements et exprimer notre gratitude à Monsieur H. TEBBICHE, Maitre conférencier à l'université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, pour avoir bien vouloir examiner notre travail et participer à la soutenance.

Enfin, Nous voudrions exprimer notre reconnaissance envers nos très chers parents, familles et amis qui nous ont apporté leur soutien moral et intellectuel tout au long de notre démarche.

Résumé :

Les turbines à gaz occupent une place prépondérante dans le domaine industriel, notamment dans l'industrie pétrolière et gazière où les turbines à gaz sont utilisées pour entraîner des pompes pour les pipelines ainsi que des compresseurs pour les gazoducs. Mais la sensibilité des turbines à gaz à la variation des conditions climatiques affecte ces performances. A cet effet, dans ce mémoire de master, une étude énergétique et exégétique est faite afin d'étudier qualitativement et quantitativement l'effet des paramètres de fonctionnement sur ces performances. Notamment, l'influence de l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur est bien étudiée du fait que la turbine est installée dans un climat où les conditions de fonctionnement sont très sévères (site Hassi R'mel). Les résultats montrent que la température ambiante est le facteur climatique qui a un impact majeur sur les performances de la turbine à gaz, et malgré le faible impact de l'humidité relative, l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur axial améliore légèrement les performances de l'installation. Les résultats obtenus sont en très bon concordance avec ceux de la littérature.

Abstract : Determination of the effect of air humidification at the compressor inlet of a gas turbine.

Gas turbines play a major role in the industrial field, particularly in the oil and gas industry where gas turbines are used to drive pumps for pipelines as well as compressors for gas pipelines. However, the sensitivity of gas turbines to variations in climatic conditions affects this performance. For this purpose, in this master thesis, an energy and exegetical study is made in order to study qualitatively and quantitatively the effect of operating parameters on these performances. In particular, the influence of air humidification at the inlet of the compressor is well studied due to the fact that the turbine is installed in a climate where the operating conditions are very severe (Hassi R'mel site). The results show that the ambient temperature is the climatic factor that has a major impact on the performance of the gas turbine, and despite the low impact of the relative humidity, the humidification of the air at the inlet of the axial compressor slightly improves the performance of the installation. The results obtained are in very good agreement with those of the literature.

ملخص: تحديد تأثير ترطيب الهواء عند مدخل الضاغط في التوربينات الغازية.

تلعب توربينات الغازية دورًا رئيسيًا في المجال الصناعي، لا سيما في صناعة النفط والغاز حيث تُستخدم توربينات الغازية لتشغيل مضخات خطوط الأنابيب وكذلك ضواغط أنابيب الغاز. ومع ذلك، فإن حساسية التوربينات الغازية للتغيرات المناخية تؤثر على هذا الأداء. لهذا الغرض، في أطروحة الماجستير هذه، يتم إجراء دراسة للطاقة والحساس من أجل الدراسة النوعية والكمية لتأثير معلمات التشغيل على هذه العروض. على وجه الخصوص، تمت دراسة تأثير ترطيب الهواء عند مدخل الضاغط جيدًا نظرًا لحقيقة أن التوربينة يتم تركيبها في مناخ تكون فيه ظروف التشغيل قاسية جدًا (موقع حاسي الرمل). أظهرت النتائج أن درجة الحرارة المحيطة هي العامل المناخي الذي له تأثير كبير على أداء التوربينات الغازية، وعلى الرغم من التأثير المنخفض للرطوبة النسبية، فإن ترطيب الهواء عند مدخل الضاغط المحوري يحسن أداء التركيب بشكل طفيف. تم التأكد من تطابق النتائج التي تم الحصول بفضل البرنامج عليها مع نتائج المنشورات العلمية.

Table des matières

Introduction Générale	1
CHAPITRE I : Présentation du site gazier de Hassi R'mel.	
I.1) Introduction.	2
I.2) Description de la région industrielle de Hassi R'mel.	2
I.2.1) Présentation.	2
I.2.2) Situation géographique.	3
I.3) Historique du site gazier de Hassi R'mel.	4
I.4) Installations gazières de Hassi R'mel.	5
I.4.1) Secteur centre.	5
I.4.2) Secteur nord.	5
I.4.3) Secteur sud.	5
I.5) Les installations productrices.	6
I.6) Les installations réceptrices.	6
I.6.1) Le Centre de Stockage et de Transport Facilité (CSTF).	6
I.6.2) Le Centre National de Dispatching Gaz (CNDG).	6
I.6.3) Stations de compression Sud et Nord (SCS, SCN).	6
I.6.4) La Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA).	6
I.6.5) Projet Boosting.	7
I.7) Description générale de BOOSTING.	7
I.7.1) Le rôle de la station.	7
I.7.2) Base d'étude pour chaque station de boosting.	7
I.7.3) Les différentes stations Boosting.	8
I.8) Description de la station Boosting central (SBC).	8
I.8.1) Le manifold.	9
I.8.2) La séparation d'entrée.	9
I.8.3) Boosting.	10
I.9) Description des systèmes d'utilités.	10
I.9.1) Système d'air.	10
I.9.2) Système de gaz combustible.	11
I.9.3) Autres utilités.	11
I.1) Conclusion.	11

CHAPITRE II : Généralités et état de l'art sur les turbines à gaz.

II.1) Introduction.	12
II.2) Historique de la turbine à gaz.....	12
II.3) Etude bibliographique et état de l'art.	14
II.4) Particularité de fonctionnement.	21
II.5) Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric).	22
II.6) Conclusion.....	22

CHAPITRE III : Analyse thermodynamique.

III.1) Équations d'équilibre pour l'analyse Thermodynamique.....	23
III.1.1) L'équation du bilan massique (EBM).....	23
III.1.2) L'équation du bilan énergétique (EBE).....	24
III.1.3) L'équation du bilan entropique (EBEn).....	25
III.1.4) L'équation du bilan exergetique (EBEx).....	26
III.2) Etude thermodynamique des différentes séquences de la TAG MS5002C.	29
III.2.1) Séquence compresseur axial.	31
III.2.2) Séquence chambre de combustion.....	32
III.2.3) Séquence turbine de détente.	33
III.2.4) Séquence compresseur centrifuge.....	34
III.3) Conclusion.	34

CHAPITRE IV : Étude du cycle réel de la turbine à gaz MS5002C de Hassi R'mel sur un point de fonctionnement avec l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur axial.

IV.1) Données.	35
IV.1.1) Types de fluide utilisés dans le programme.	35
IV.1.2) Caractéristiques de la turbine MS5002C.....	35
IV.1.3) La composition de l'air.....	36
IV.1.4) Données du fioul.....	37
IV.2) Méthode de calcul.....	38
IV.2.1) Calcul des fractions molaires et massiques pour l'air sec et la vapeur d'eau.	38
IV.2.2) Calculs des grandeurs physiques thermodynamiques au niveau de compresseur axial.....	41

IV.2.3) Calculs des grandeurs physiques thermodynamiques au niveau de la chambre de combustion.....	46
IV.2.4) Calculs des paramètres thermodynamiques au niveau de la turbine de détente.	50
IV.2.5) La consommation spécifique du fioul.	52
IV.2.6) Le rendement thermique globale de l'installation.	52
IV.3) Etude Exergétique du cycle.	53
IV.3.2) Calcul d'exergie détruite au niveau de la chambre de combustion.	55
IV.3.3) Calcul exergétique dans la turbine de détente.	56
IV.3.4) Le Rendement exergétique global de l'installation turbine à gaz.....	57
IV.4) Conclusion.	57

CHAPITRE V : Interprétations des résultats.

V.1) Influence de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz.	59
V.1.1) Température à la sortie de compresseur axial et température à la sortie de la turbine.	59
V.1.2) Travaux spécifiques du compresseur axial et de la turbine de détente (HP-BP).	60
V.1.3) Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile.....	61
V.1.4) Rapport massique Fioul-air « FAR ».	62
V.1.5) Consommation spécifique du fioul « CSF ».	63
V.1.6) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} ».	64
V.1.7) Rendement exergétique global de turbine à gaz « $\eta_{EXERGÉTIQUE\ GLOBAL}$ ».	65
V.1.8) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz.	66
V.1.9) Rendement exergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz.	67
V.2) Influence de la température à l'entrée de la turbine de détente sur les performances de la turbine à gaz.	68
V.2.1) Températures d'échappement.	68
V.2.2) Puissances calorifique et mécaniques.	69
V.2.3) Rapport Fioul-air « FAR ».	70
V.2.4) Consommation spécifique du fioul « CSF ».	71
V.2.5) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} ».	72
V.2.6) Rendement exergétique global de turbine à gaz « $\eta_{EXERGÉTIQUE\ GLOBAL}$ ».	73
V.2.7) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz.	74
V.2.8) Rendement exergétique dans chacun des organes de la turbine à gaz.	76
V.3) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz.....	78
V.3.1) Masse volumique.	78

V.3.2) Débit massique.....	79
V.3.3) Débit massique en fonction de la masse volumique.	80
V.3.4) Températures à la sortie du compresseur axial et à la sortie de la turbine basse pression.....	81
V.3.5) Travaux spécifiques du compresseur axial et de la turbine de détente (HP-BP).	82
V.3.6) Rapport Fioul-Air « FAR ».....	83
V.3.7) Consommation spécifique du fioul « CSF ».....	84
V.3.8) Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile.....	85
V.3.9) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} ».....	86
V.3.10) Rendement exergetique global de turbine à gaz « $\eta_{EXERGETIQUE\ GLOBAL}$ ».....	87
V.3.11) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz.	88
V.3.12) Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz.	89
V.4) Effet de l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz.	89
V.4.1) Masse volumique.	90
V.4.2) Débit massique.....	91
V.4.3) Températures à la sortie du compresseur axial.	92
V.4.4) Travail spécifique du compresseur axial.....	93
V.4.5) Puissance du compresseur axial.....	94
V.4.6) Rapport massique Fioul-air « FAR ».....	95
V.4.7) Puissance calorifique.	96
V.4.8) Température d'échappement.....	97
V.4.9) Travail spécifique de la turbine de détente (HP-BP).	98
V.4.10) Puissance de la turbine de détente (HP-BP).	99
V.4.11) Puissance utile.....	100
V.4.12) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} ».....	101
V.4.13) Consommation spécifique du fioul « CSF ».....	102
V.4.14) Rendement exergetique global de turbine à gaz « $\eta_{EXERGETIQUE\ GLOBAL}$ ».....	103
V.4.15) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz.	104
V.4.16) Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz.	105
V.5) Conclusion.	105
Conclusion générale	106
Références bibliographiques	108

Liste des figures

Figure I.1	Situation géographique de Hassi R'mel.	3
Figure I.2	La carte géométrique du champ gazier de Hassi R'mel et les sites des modules.	5
Figure I.3	Vue générale de la station Boosting centre.....	8
Figure II.1	Méthode d'appellation des TAG.....	22
Figure III.1	Schéma illustrant l'équation du bilan de masse.....	23
Figure III.2	Schéma explicatif de l'équation d'équilibre d'entropie - énoncé de la seconde loi de la thermodynamique.....	25
Figure III.3	Schéma explicatif de l'équation du bilan exergétique.....	28
Figure III.4	Schéma explicatif de la turbine à gaz MS5002C.	29
Figure III.5	Diagramme Température-Entropie du cycle théorique et réel de la TAG MS5002C.	29
Figure III.6	Schématisation du compresseur axial.....	31
Figure III.7	Schématisation de la chambre de combustion.....	32
Figure III.8	Schématisation de la turbine de détente.....	33
Figure III.9	Schématisation du compresseur centrifuge.....	34
Figure IV.1	Illustration des paramètres d'entrée et de sortie de la chambre de combustion..	46
Figure V.1	Effet de l'altitude sur la pression atmosphérique.....	58
Figure V.2	Effet du taux de compression sur T_2 et T_4	59
Figure V.3	Effet du taux de compression sur W_{CA} et W_T	60
Figure V.4	Effet du taux de compression sur \dot{W}_{CA} , \dot{W}_T et \dot{W}_{Utile}	61
Figure V.5	Effet du taux de compression sur Le rapport massique fioul-air.....	62
Figure V.6	Effet du taux de compression sur la consommation spécifique du fioul.	63
Figure V.7	Effet du taux de compression sur le rendement thermique global.....	64
Figure V.8	Effet du taux de compression sur le rendement exergétique global.	65
Figure V.9	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\tau=4$	66
Figure V.10	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\tau=8,8$	66
Figure V.11	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\tau=26,25$	66
Figure V.12	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\tau=50$	66
Figure V.13	Rendement exergétique dans chaque organe pour $\tau=4$	67
Figure V.14	Rendement exergétique dans chaque organe pour $\tau=8,8$	67
Figure V.15	Rendement exergétique dans chaque organe pour $\tau=26,25$	67
Figure V.16	Rendement exergétique dans chaque organe pour $\tau=50$	67
Figure V.17	Effet de la température à l'entrée de la turbine sur T_4	68
Figure V.18	Effet de la température à l'entrée de la turbine sur \dot{Q}_{CC} , \dot{W}_T et \dot{W}_{Utile}	69

Figure V.19	Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le FAR.....	70
Figure V.20	Effet de la température à l'entrée de la turbine sur consommation spécifique du fioul.	71
Figure V.21	Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le rendement thermique global.	72
Figure V.22	Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le rendement exergetique global.	73
Figure V.23	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T3= 800°C.	74
Figure V.24	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T3= 970°C.	74
Figure V.25	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T3= 1150°C.	74
Figure V.26	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T3= 1330°C.	74
Figure V.27	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T3= 1500°C.	74
Figure V.28	Rendement exergetique dans chaque organe pour T3= 800°C.	76
Figure V.29	Rendement exergetique dans chaque organe pour T3= 970°C.	76
Figure V.30	Rendement exergetique dans chaque organe pour T3= 1150°C.	76
Figure V.31	Rendement exergetique dans chaque organe pour T3= 1330°C.	76
Figure V.32	Rendement exergetique dans chaque organe pour T3= 1500°C.	76
Figure V.33	Effet de la température ambiante sur la masse volumique de l'air ambiant.	78
Figure V.34	Effet de la température ambiante sur le débit massique de l'air ambiant admit.	79
Figure V.35	Effet de la masse volumique sur le débit massique de l'air ambiant admit.	80
Figure V.36	Effet de la température ambiante sur T ₂ et T ₄	81
Figure V.37	Effet de la température ambiante sur W _{CA} et W _T	82
Figure V.38	Effet de la température ambiante sur le FAR.	83
Figure V.39	Effet de la température ambiante sur la consommation spécifique du fioul.	84
Figure V.40	Effet de la température ambiante sur \dot{W}_{CA} , \dot{W}_T et \dot{W}_{Utile}	85
Figure V.41	Effet de la température ambiante sur le rendement thermique global.....	86
Figure V.42	Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique global.	87
Figure V.43	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T1=00°C.	88
Figure V.44	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T1=15°C.	88
Figure V.45	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T1=35°C.	88
Figure V.46	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour T1=50°C.	88
Figure V.47	Rendement exergetique dans chaque organe pour T1=00°C.	89
Figure V.48	Rendement exergetique dans chaque organe pour T1=15°C.	89
Figure V.49	Rendement exergetique dans chaque organe pour T1=35°C.	89
Figure V.50	Rendement exergetique dans chaque organe pour T1=50°C.	89
Figure V.51	Effet de l'humidité relative sur la masse volumique de l'air ambiant.	90
Figure V.52	Effet de l'humidité relative sur le débit massique de l'air ambiant admit.	91
Figure V.53	Effet de l'humidité relative sur la température à la sortie du compresseur axial.	92
Figure V.54	Effet de l'humidité relative sur le travail spécifique du compresseur axial.	93
Figure V.55	Effet de l'humidité relative sur la puissance du compresseur axial.	94
Figure V.56	Effet de l'humidité relative sur le rapport massique Fioul-Air.	95
Figure V.57	Effet de l'humidité relative sur la puissance calorifique.....	96
Figure V.58	Effet de l'humidité relative sur la température d'échappement.	97

Figure V.59	Effet de l'humidité relative sur le travail spécifique de la turbine de détente.....	98
Figure V.60	Effet de l'humidité relative sur la puissance de la turbine de détente.....	99
Figure V.61	Effet de l'humidité relative sur la puissance utile.....	100
Figure V.62	Effet de l'humidité relative sur le rendement thermique global.....	101
Figure V.63	Effet de l'humidité relative sur la consommation spécifique du fioul.....	102
Figure V.64	Effet de l'humidité relative sur le rendement exergetique global.....	103
Figure V.65	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\phi=05\%$	104
Figure V.66	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\phi=40\%$	104
Figure V.67	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\phi=60\%$	104
Figure V.68	Taux d'exergie détruite dans chaque organe pour $\phi=95\%$	104
Figure V.69	Rendement exergetique dans chaque organe pour $\phi=05\%$	105
Figure V.70	Rendement exergetique dans chaque organe pour $\phi=40\%$	105
Figure V.71	Rendement exergetique dans chaque organe pour $\phi=60\%$	105
Figure V.72	Rendement exergetique dans chaque organe pour $\phi=95\%$	105

Liste des tableaux

Tableau I.1	Faits historiques du site gazier de Hassi R'mel.....	4
Tableau I.2	Base d'étude pour chaque station de boosting en 2019.....	7
Tableau IV.1	Caractéristiques techniques de la turbine gaz MS 5002C.....	36
Tableau IV.2	Caractéristiques opérationnelles de la turbine gaz MS 5002C.....	36
Tableau IV.3	Constituants principaux de l'air en fractions molaires.....	36
Tableau IV.4	Constituants principaux permanents de l'air en fractions massiques.....	37
Tableau IV.5	Composition et données du fioul.....	37
Tableau IV.6	Exergie chimique standard des éléments composants du fioul.....	38
Tableau IV.7	Quantité de comburant nécessaire pour 100 kilos moles de carburant et la composition des fumés.....	46
Tableau IV.8	Fractions massiques des éléments constituant les fumés.....	49

Nomenclature

Variables	Désignations	Unités
e	Energie spécifique	[kJ/kg]
E	Energie totale	[kJ]
ex	Exergie spécifique	[kJ/kg]
Ex	Exergie	[kJ]
Èx	Taux d'exergie	[kWatt]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ⁻²]
h	Enthalpie spécifique	[kJ/kg]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Débit massique.	[kg/s]
M	Masse molaire	[kg/kmol]
P	Pression	[bar]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
q	Quantité de chaleur spécifique	[kJ/kg]
Q	Quantité de chaleur	[kJ]
\dot{Q}	Puissance calorifique	[kWatt]
s	Entropie spécifique	[kJ/kg.K]
S	Entropie	[kJ/K]
Š	Taux d'entropie	[kWatt/K]
t	Temps	[s]
T	Température	[°C] [K]
u	Energie interne spécifique	[kJ/kg]
U	Energie interne	[kJ/kg]
v	Vitesse	[m/s]

V	Volume	[m ³]
w	Fraction massique	[-]
\mathcal{W}	Fraction massique des composants d'air humide	[-]
w	Travail spécifique	[kJ/kg]
W	Travail	[kJ]
\dot{W}	Puissance mécanique	[kWatt]
x	Faction molaire	[-]
z	Hauteur	[m]

Variables grecs	Désignations	Unités
φ	Exergie spécifique totale	[kJ/kg]
η	Rendement	[-]
ξ	Débit d'air servant à la combustion	[-]
τ	Taux de Compression	[-]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
Φ	Humidité relative	[kg _v /kg _{as}]
θ	Energie totale d'une matière en écoulement	[kJ/kg]
ψ	Humidité spécifique	[kmol _v /kmol _{as}]

Indices et exposants	Désignations
0	État de l'environnement
1, 2, 3, 4, 4', 5	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz
AD	Admission
air	Air ambiant
as	Air sec.
BP	Basse Pression

C	Cinétique
CA	Compresseur Axial
CC	Chambre de Combustion
Ce	Compresseur centrifuge
Ch	Chimique
cv	Volume de contrôle
E	Entrante
EC	Echappement
d	Détruite
f	Fioul
F	Flux
gen	Générée
HP	Haut Pression
Inter	Intermédiaire
is	Isentropique
max	Valeur maximale
n	Numéro d'étage dans le compresseur axial
O	Ouvert
opt	Optimale
P	Potentielle
Ph	Physique
r	Réel
s	Etat de saturation
T	Turbine de Détente
th	Théorique
Tot	Totale
S	Sortante
Sout	Soutirage

Introduction Générale

Depuis la présence de la vie sur la terre, l'homme est obsédé par l'idée de développer des technologies nouvelles et révolutionnaires, construisant des merveilles d'ingénierie au fil des ans l'homme contribua à améliorer sa qualité de vie. Actuellement, dans certaines industries, la machine industrielle est très nécessaire pour assurer une vie soutenable. Entre autres, on note que les machines thermiques remplacent les animaux, où l'on trouve par exemple, des automobiles qui remplacent les chevaux, ..., dans l'industrie lourde, on trouve les turbines à gaz, qui sont utilisées pour le transport et la production d'énergie électrique. Ce type de turbine fait l'objet de plusieurs travaux de recherche.

Dans la région de Hassi R'mel, zone de production de gaz naturel en Algérie on trouve une multitude de turbines à gaz réparties dans différentes unités, à savoir les modules de production de gaz, les stations de réinjection des gaz et les unités de Boosting, néanmoins la région est connue par son climat désertique, surtout durant la saison estivale où la température peut atteindre les 50°C et l'air est quasi-sec. Cependant les performances des TAG dont généralement ils sont conçus pour fonctionner dans des conditions ISO bien précises (une température ambiante de 15°C et une humidité relative de 60%), sont compromises dans des conditions sévères qui provoquera une diminution d'efficacité, voir même, une détérioration des éléments de la TAG.

C'est dans cette perspective que s'inscrit notre travail actuel. Il s'agit d'une étude thermodynamique de la turbine à gaz et plus particulièrement du type MS5002C, utilisé par Sonatrach dans l'unité Boosting du champ gazier Hassi R'mel, en déterminant l'influence de l'humidification de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz installée dans cette région saharienne.

Notre présent travail comprend cinq chapitres :

- Le premier chapitre comporte une description du site gazier de Hassi R'mel, mais aussi une description de la station Boosting où notre stage a eu lieu.
- Dans le deuxième chapitre, nous évoquerons une brève présentation munie d'un historique sur les turbines à gaz, ainsi nous évoquerons une étude bibliographique sur ces derniers, et une description de la TAG MS5002C utilisé au niveau de la station Boosting.
- Le troisième chapitre consiste essentiellement une analyse thermodynamique sur les quatre compartiments de l'installation.
- Le quatrième chapitre sera consacré à l'étude et la modélisation du cycle réel de la turbine à gaz MS5002C avec l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur sur un point de fonctionnement, et l'effet de cette amélioration sur les performances de la turbine à gaz.
- Enfin le cinquième et dernier chapitre, les résultats obtenus par notre programme concernant l'influence du taux de compression, température à l'entrée de la turbine, température ambiante et humidité relative sur les performances de la TAG, sont analysés, discutés et interprétés.

CHAPITRE I

Présentation du site gazier de Hassi R'mel

I.1) Introduction :

Le gaz naturel est une énergie primaire bien répartie dans le monde, propre et de plus en plus utilisée. Elle dispose de nombreuses qualités tel que l'abondance relative, souplesse d'utilisation, qualités écologiques, prix compétitifs. La mise en œuvre de cette énergie repose sur la maîtrise technique de l'ensemble de la chaîne gazière, qui va de l'extraction aux utilisateurs, en passant par le stockage, le transport, et la distribution.

L'Algérie compte parmi les plus gros pays producteurs du gaz naturel, dont une grande partie est exportée, pour cela, des transformations sont nécessaires pour produire le gaz sec, le GPL, et le condensât qui sont des produits consommables, cette opération s'effectue au niveau des usines de traitement de Hassi R'mel.

Le gaz naturel de Hassi R'mel est riche en condensats. Pour maximiser la récupération totale, une partie du gaz sec après l'extraction des condensats est réinjecté dans le gisement. Cette pratique se traduit sur le long terme par une diminution du ratio condensats/gaz. Du gaz de Hassi R'mel est également injecté dans des gisements de pétrole alentour, pour y améliorer la récupération du pétrole.

I.2) Description de la région industrielle de Hassi R'mel :

I.2.1) Présentation :

Les études du gisement ont prouvé que le réservoir contenait du gaz, du condensât et du GPL, les richesses initiales étaient de 200 g/m³ pour le condensât et de 80 g/m³ pour le GPL. D'autres études ont mis en évidence, la présence du pétrole brut tout autour du gisement, mais plus particulièrement dans les parties est et sud du champ. On parle ainsi de présence d'anneau d'huile (pétrole brut).

Dans le champ de Hassi R'mel, le premier puits HR1 a été foré en 1956 sous le sommet de l'anticlinale que constitue le gisement de Hassi R'mel. Ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât dans le trias gréseux à une pression de 310 atm et une température de 90°C, la profondeur atteinte est de 2332 mètres qui révéla la présence d'un réservoir de gaz humide.

Pendant la période de 1957 à 1960, furent forés huit puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8 et HR9), qui ont mis à jour l'existence de trois réservoirs (A, B et C).

Le développement du champ de Hassi R'mel est étroitement lié au développement de l'industrie du gaz dans le monde et les importantes réserves recelées par ce gisement, plus de 2800 milliards de mètres cubes ont constitués un atout important pour lancer une politique d'industrie gazière de grande envergure pour le pays [1].

I.2.2) Situation géographique :

Le gisement de Hassi R'mel est situé à 550 km au sud d'Alger la capitale, entre les wilayas de Ghardaïa et Laghouat (Figure I.1), dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750 m au-dessus du niveau de la mer.

Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140 mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver.



Figure I.1 Situation géographique de Hassi R'mel.

I.3) Historique du site gazier de Hassi R'mel :

Le tableau suivant décrit brièvement les différentes évolutions survenues sur le site gazier de Hassi R'mel :

Période.	Les faits historiques.
1951	La première compagnie géologique s'intéresse à la région de Hassi R'mel.
1952	Le forage du premier puits d'exploration à quelques kilomètres de Berriane a mis en évidence la présence d'un trias gréseux qui présente toutes les caractéristiques d'un excellent réservoir recouvert d'un trias salifère pouvant jouer le rôle de couverture.
1956	L'implantation du HR1 sur le sommet de l'anticlinal.
De 1957 à 1960	Le forage de HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8 et HR9. Le réservoir de Hassi R'mel se présente sous une forme elliptique orientée ouest-nord est. Les réservoirs en place sont évalués à 2800 milliards de mètres cubes.
De 1961 à 1969	La mise en service des anciennes unités du module 0, avec une capacité de traitement de gaz de 1.7 milliards de m ³ /an.
1971	Nationalisation historique des hydrocarbures.
1975	La mise en œuvre d'un schéma d'exploitation alterne comportant trois zones de production (nord, centre et sud) entre lesquelles ont été intercalées deux zones de réinjection (nord et sud). Cette philosophie de développement vise les objectifs suivants : <ul style="list-style-type: none"> – Augmentation la capacité de traitement de 14 à 94 milliards m³/an de gaz. – Maximisation de la récupération des hydrocarbures liquides tels que le condensât et le GPL par un recyclage partiel du gaz. – La mise en place de quatre usines ; le MPPI, MPPII, MPPIII, MPPIV dont la capacité nominale unitaire est de 20 Milliards m³/an de gaz sec. – Deux stations de réinjection de gaz (station nord et sud). – Un centre de stockage et de transfert du condensât et du GPL ; Les capacités installées sont trois bacs de 3500 mètres cubes et quatre de 4500 mètres cubes pour le stockage du condensât. Auquel s'ajoutent douze sphères 7000 mètres cubes pour le stockage du GPL.
2004	La mise en marche de l'unité de boosting qui a pour rôle d'augmenter la pression des gaz sortant des puits à la pression de service. La mise en exploitation a nécessité au préalable un grand effort pour le forage et l'équipement des 200 puits producteurs et injecteurs, ainsi la pose d'un vaste réseau de collecte et de desserte d'une longueur de plus de 1000 km, et la construction d'un réseau routier de près de 400 km pour desservir les installations de surface.

Tableau I.1 Faits historiques du site gazier de Hassi R'mel.

I.4) Installations gazières de Hassi R'mel :

Le plan d'ensemble des installations implantés à Hassi R'mel a pour but de réaliser une exploitation rationnelle des gisements.

Le champ Hassi R'mel possède plusieurs installations réparties sur trois secteurs (Figure I.2) :

I.4.1) Secteur centre :

- 92 Puits producteurs.
- 03 Modules de traitement de gaz 0, 1, 4.
- 01 Unité commune aux modules 0 et 1.
- 01 Station Boosting centre.
- 01 Station de récupération des gaz associés.
- 01 Centre de stockage et transfert.
- 02 Centres de traitement d'huile 1/3.
- 01 Centre national de dispatching gaz.

I.4.2) Secteur nord :

- 38 Puits producteurs.
- 01 Module de traitement de gaz MPP3.
- 01 Station Boosting nord.
- 01 Station de compression nord.
- 02 Centres de traitement d'huile 4/2.

I.4.3) Secteur sud :

- 40 Puits producteurs.
- 01 Module de traitement de gaz MPP 2.
- 01 Station Boosting sud.
- 01 Station de compression sud.
- 01 Unité de traitement de gaz Djebel Bissa.
- 01 Unité de traitement de gaz Hassi R'mel Sud.
- 01 Centre de traitement d'huile.

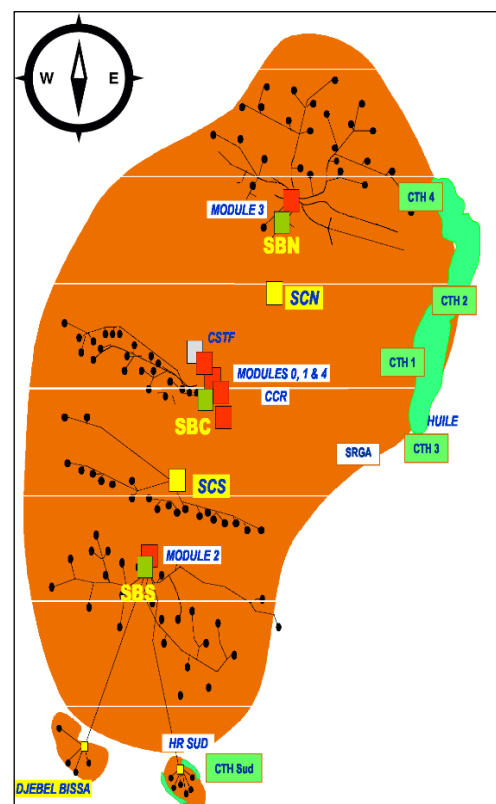


Figure I.2 La carte géométrique du champ gazier de Hassi R'mel et les sites des modules.

I.5) Les installations productrices :

En effet, les installations productrices sont les modules de traitement de gaz MPP, qui est le diminutif de « Module Processing Plant ». Il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle.

Cinq modules sont implantés sur les champs de Hassi R'mel ; quatre ont une capacité unitaire de 60 millions mètres cubes. Le cinquième module, a une capacité de 30 millions mètres cubes. Il est le plus ancien.

Il existe deux autres centres de traitement le Hassi R'mel sud et Djebel Bissa de capacité de 8 et 6 millions de m³ respectivement [1]. Ces installations produisent du gaz sec, du GPL et du condensât.

I.6) Les installations réceptrices :

I.6.1) Le Centre de Stockage et de Transport Facilité (CSTF) :

Le condensât et le GPL produit sont envoyés vers le CSTF pour être stockés et acheminer vers les terminaux par l'intermédiaire des stations de pompage.

Il comprend trois bacs de 35000 mètres cubes et quatre de 45000 mètres cubes pour le stockage du condensât, douze sphères de 7000 mètres cubes pour le stockage du GPL.

I.6.2) Le Centre National de Dispatching Gaz (CNDG) :

Le centre a pour rôle de collecter toutes les quantités de gaz produits au niveau des installations productrices et de le dispatcher vers les centres de consommation nationale et internationale (l'Italie et l'Espagne).

I.6.3) Stations de compression Sud et Nord (SCS, SCN) :

Les stations de compression ont pour rôle de régler la pression du gaz à une pression suffisante qui puisse vaincre la pression naturelle du gisement. La capacité de réinjection de chaque unité est de 90 millions de m³/jour.

Le but de la réinjection est de maintenir la pression afin de récupérer le maximum de liquide.

I.6.4) La Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA) :

Elle permet de récupérer les gaz associés initialement torchés, du centre de traitement d'huile.

I.6.5) Projet Boosting :

L'historique de production montre une baisse de pression du gisement conformément au programme de soutirage. Les unités de traitement de gaz sont conçues pour fonctionner à une pression minimale de 100 bars à l'entrée. Tenant compte de ces deux paramètres, le Boosting est une nécessité incontournable. Le projet consiste en la réalisation de :

- Un forage de 59 puits répartis sur les trois zones : Centre, Nord et Sud
- Un nouveau réseau de collectes et la modification du réseau de collectes existant pour le rendre compatible avec les nouveaux paramètres de service des modules à partir de l'année 2003.
- Trois stations Boosting implantées au niveau du Module 2, du Module 3 et de la zone centrale regroupant les Modules 0, 1 et 4.

I.7) Description générale de BOOSTING :

I.7.1) Le rôle de la station :

Depuis le début d'exploitation du gisement gazier de Hassi R'mel jusqu'à ce jour, on enregistre de plus en plus une baisse de pression graduellement. Alors que cette pression ne doit pas chuter au-dessous de 100 bars, parce que le traitement du gaz se base sur plusieurs détentes, et pour la récupération de maximum de liquides (GPL et Condensât) il faut réaliser de grandes détentes.

Donc le gaz naturel brut pour qu'il soit traitable au niveau des modules, il qu'il y ait une pression supérieure à 100 bars à l'entrée du manifold du module. Pour cela, on a prévu trois stations de compression du gaz brut qui seront implanter entre les puits producteurs et le manifold d'entrée des modules pour augmenter la pression du gaz à traiter [2].

I.7.2) Base d'étude pour chaque station de boosting :

Le tableau ci-dessous représente les résultats obtenus après une étude sur les différentes stations boosting effectué en 2019.

Emplacement	Débit (m ³ /s)	Entrée stations boosting		Entrée MPPs	
		Pression (bar)	Température (°C)	Pression (bar)	Température (°C)
SBS	34,5	55	62	100	62
SBN	34,5	55	62	100	62
SBC	101	55	62	100	62

Tableau I.2 Base d'étude pour chaque station de boosting en 2019.

I.7.3) Les différentes stations Boosting :

Les Trois stations sont réparties comme suite :

- Station Boosting centrale (SBC) : disposant de (8 + 1 réserve) unités de boosting qui augmente la pression qui provient de 92 puits producteurs pour les modules MPP0, MPP1 et MPP4.
- Station Boosting Nord (SBN) : disposant de (3 + 1 réserve) unités de boosting qui augmente la pression qui provient de 38 puits producteurs pour le module MPP3.
- Station Boosting Sud (SBS) : disposant de (3 + 1 réserve) unités de boosting qui augmente la pression qui provient de 40 puits producteurs pour le module MPP2.

Ces stations sont conçues de façon à comprimer le gaz brut jusqu'à une pression au-dessus de 100 bars pour maintenir l'exploitation durable dans les Cinq modules [2].

I.8) Description de la station Boosting central (SBC) :

La station boosting centrale est conçue de façon à comprimer le gaz d'alimentation jusqu'à une pression au moins supérieur à 100 bars. Cette station se compose de trois sections.

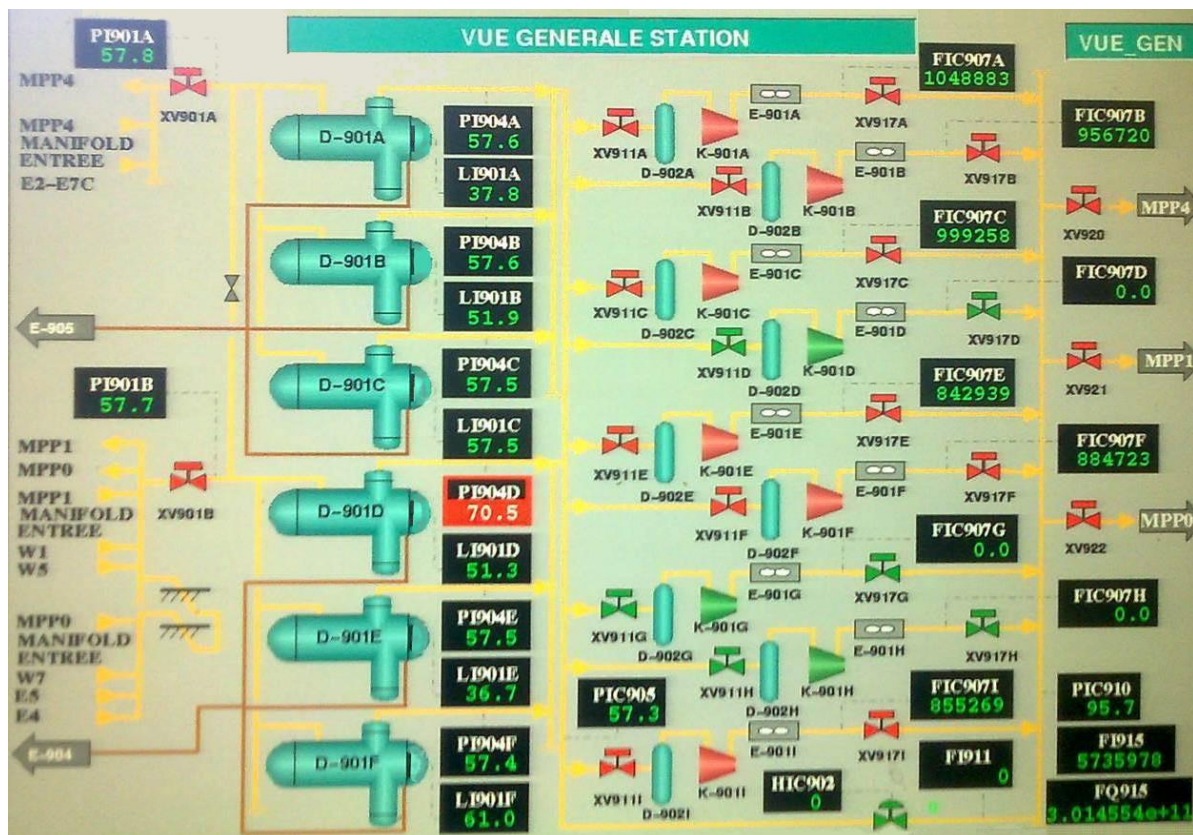


Figure I.3 Vue générale de la station Boosting centre.

I.8.1) Le manifold :

Cette section est constituée des éléments suivants :

- Manifold d'entrée et de sortie.
- Line de by-pass de la station est utilisée pour délivrer directement le gaz d'alimentation aux MPP.
- Vanne d'arrêt d'entrée (XV901 A/B) et celle de sortie (XV-920 ,921 et 922).

I.8.2) La séparation d'entrée :

- Ballons séparateurs d'entrée D-901 (A, B, C et D, E, F, G, H, I).
 - Pression de calcul : 125 bars.
 - Température de calcul : 90°C.
- Refroidisseurs de condensât E-904/905.
 - Température de calcul d'entrée : 65°C.
 - Température de calcul de sortie : 49°C.
- Le ballon D-901 est le séparateur de réserve commun aux unités A, B, C, D, E, F, G, H, I. Toutefois, compte tenu d'une distance d'environ 250 mètres entre D-901 C et D-901 D/E/F respectivement et pour éviter un éventuel déséquilibre de débit, dévié des limites d'étude au niveau du séparateur d'entrée, le collecteur des unités D-901 A/B/C et celui des unités D-901 D/E/F sont à priori isolés l'un de l'autre. Par conséquent, dans le cas d'une intervention sur le D-901 D/E/F, la ligne d'équilibrage de 34" connectée au D-901 A/B/C et au D-901 D/E/F sera utilisée pour faire circuler le gaz du collecteur du D-901 D/E/F vers le collecteur du D-901 A/B/C.
- Le condensat et l'eau que comporte le gaz d'alimentation sont respectivement séparés dans D-901.
- Le condensat venant du séparateur D-901 est refroidi, en passant à travers les refroidisseurs respectifs E-904/905, jusqu'à à une température de 36 C°, avant d'être fourni à vers les modules (0,1 et 4) où le débit de liquide condensat pour chaque MPPs est contrôlé respectivement par les vannes FV-930/931/934.
- Les eaux huileuses collectées dans le Z-903 sont séparées en huile et en eau, l'eau est pompée par le P-904A/B vers le bassin d'évaporation existant du MPP4, tandis que l'huile est pompée par le P-904 B/C vers le stockeur de condensats du MPP4. [2].

I.8.3) Boosting :

Cette section est constituée des éléments suivants :

- Collecteur d'entrée et de sortie commune aux unités de boosting.
- Unité Boosting ;
- Compresseur booster K-901 ;
 - Type : centrifuge, BCL 606/A.
 - Dispositif d'entraînement : turbine à gaz MS5002C.
- Aéroréfrigérant à la sortie du compresseur E-901.

Le gaz venant de la section de séparation d'entrée, est envoyé via le collecteur d'entrée 34'' vers chaque unité Boosting. Le ballon D-902 d'entrée de chaque unité sert à enlever le liquide en gouttelettes restant dans le gaz pour assurer l'exploitation sûre des compresseurs centrifuges. Le niveau de liquide de D-902 est soumis au contrôle tant de LIC-905 que de LSHH-906 capable de mettre à l'arrêt l'unité de boosting. Le gaz sera comprimé par le compresseur centrifuge BCL606/A qui est entraîné par une turbine à gaz MS5002C. Ce gaz qui est comprimé jusqu'à une pression de 98 kg/cm² sort à une température de 104 C° puis refroidit par les Aéroréfrigérant E-901.

Le gaz sort des aéroréfrigérant à une température de 60 C° envoyée via le collecteur de refoulement puis vers chaque module (0,1 et 4) où le débit de gaz pour chaque module est contrôlé respectivement par les vannes de sortie XV-922/921/920 [2].

I.9) Description des systèmes d'utilités :

I.9.1) Système d'air :

Une partie de l'air extrait de chaque unité de boosting est envoyée via le refroidisseur E-903 vers le collecteur air service.

L'air restant est envoyé vers les sècheurs Z-904 pour y enlever de l'humidité, et l'air ainsi séché est distribué via le récepteur d'air D-907 aux instruments comme air instrument. La pression de réglage de la soupape de sûreté PSV-904 pour la protection du système est de 7.5 kg/cm².

Le contrôle de la pression est prévu à la sortie du récepteur d'air D-907 pour éviter la diminution ou la chute de la pression d'alimentation en air instrument. C'est en cas de descente de la pression d'air instrument en raison d'une consommation relativement importante d'air service, la vanne de contrôle de la pression d'air service (P-921) se ferme automatiquement, rendant l'utilisation d'air service impossible pour assurer l'exploitation normale. Une perte de pression importante au point d'atteindre le seuil de pression très bas 4,5 bars PIA-920LL, cause l'arrêt de la station de boosting.

I.9.2) Système de gaz combustible :

Le gaz de vente venant de MMP-I existant est envoyé vers SBC pour y être utilisé en tant que gaz combustible. Avant de distribuer ce gaz combustible l'eau est le condensat hydrocarbure que comporte le gaz de vent, sont séparés dans le ballon tampon de gaz combustible D-912. La pression d'alimentation en gaz combustible est contrôlée à l'entrée de ballon D-912 par le système de contrôle de la pression PIC-923 A/B avec la gamme divisée.

En cas d'arrêt de la station de boosting, la fermeture de la vanne d'entrée de gaz combustible XV-931 ce fait automatiquement pour interrompre la fourniture du gaz aux turbines à gaz. La fourniture du gaz combustible au système de torche n'est jamais arrêtée, même en cas d'arrêt du système de gaz combustible.

I.9.3) Autres utilités :

L'eau de service, le gaz inerte et l'eau potable sont fournis aux stations de manche respectives de la station de boosting [2].

I.1) Conclusion :

Le développement du champ gazier de Hassi R'mel est indissociablement lié au développement de l'industrie gazière mondiale et aux importantes réserves que recèle ce champ.

Les stations de Boosting ont un rôle primordial à jouer pour maintenir la pression du gaz d'alimentation provenant des puits producteurs et destiné aux modules du traitement, au-dessus des 100 bars. Cette compression est assurée par le compresseur centrifuge BCL606/A qui est entraîné par une turbine à gaz MS5002C.

CHAPITRE II

**Généralités et état de l'art sur les turbines à
gaz**

II.1) Introduction :

Une turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, à combustion interne et qui permet de transformer l'énergie thermique contenue dans le combustible en énergie mécanique utilisable, sur l'arbre de la turbine (machines industrielles) ou sous forme d'énergie propulsive dans un jet (turboréacteurs). Dans son architecture la plus simple, la turbine à gaz, qui aspire l'air ambiant et rejette les gaz brûlés à l'atmosphère, fonctionne en circuit ouvert.

La turbine à gaz avec deux arbres, à entraînement mécanique, est une unité utilisée pour commander un compresseur à charge centrifuge.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle l'un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. Les turbines utilisées aux centres industriels, sont des turbines à deux arbres. Ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

De tous les points de vue, la TAG peut être considérée comme un système autosuffisant ; elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé dans sa chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par la combustion, et convertit cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut-être un compresseur, un alternateur, ...etc.

II.2) Historique de la turbine à gaz :

Le premier brevet relatif à une turbine à gaz fut décerné à John Barber en 1791. L'objet de ce brevet est une installation comportant un générateur de gaz muni d'un réservoir intermédiaire, des compresseurs à piston, une chambre de combustion et une turbine alimentée par un mélange gazeux sortant de cette chambre. Les compresseurs sont entraînés par un mécanisme à balancier.

Le brevet de Mennons en 1861 décrit une turbine à gaz dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes à circuit ouvert. La compression de l'air est effectuée dans un compresseur centrifuge à un seul étage, et la détente des gaz chauds se produit dans une turbine radiale également à un seul étage. L'installation comporte aussi un récupérateur de chaleur et une chambre de combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides.

C'est le brevet de Parsons en 1884 qui prévoit pour la première fois, l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvant être refroidies à l'aide de circulation d'eau ou d'un autre fluide. Un refroidissement de la turbine

au moyen d'une circulation d'eau prévu aussi dans le brevet de Curtis en 1895, mais dans ce dernier cas, la turbine est du type à chute de vitesse.

Une étape importante dans la réalisation industrielle de la turbine à gaz a été constituée par la turbine d'Armengaud et Lemale, construite par la Société des Turbomoteurs à Paris en 1905. Une roue de turbine à chute de vitesse entraînait un compresseur centrifuge à trois corps et vingt-cinq étages ; les gaz de combustion, avant d'entrer dans la turbine, étaient refroidis, par injection d'eau, à la température de 560°C. Par suite des faibles valeurs des rendements propres de la turbine et du compresseur, le rendement thermique total de l'installation n'était que de l'ordre de 3%. Armengaud et Lemale ont néanmoins le mérite d'avoir réalisé la première turbine à gaz capable d'entraîner son compresseur à la vitesse normale.

Ce sont précisément les difficultés dues au piètre rendement des compresseurs qui ont conduit à l'idée, due à Holzwarth, d'équiper la turbine à gaz d'une chambre de combustion alimentée en air à la pression atmosphérique. Le combustible introduit dans cette chambre était enflammé par un dispositif d'allumage électrique, et comme la sortie de la chambre était fermée par une vanne, la combustion se faisait dans une enceinte fermée, ce qui provoquait une augmentation de la pression jusqu'à environ 4,5 bars ; sous l'effet de cette pression, la vanne s'ouvrait et les gaz passaient dans la turbine. La turbine de Holzwarth est donc une turbine à explosion, ou à volume constant ou à fonctionnement discontinu.

En 1908, la société Körting de Hanovre a construit une turbine à gaz, qui était munie d'un dispositif de réfrigération par une circulation d'eau ; une partie de l'eau s'évaporait et la vapeur produite était détendue dans une turbine à vapeur qui entraînait la soufflante de balayage. D'autres turbines à explosion ont été construites par Brown, Boveri et Cie, ainsi que par la société Thyssen. Toutes ces expériences ont montré, en particulier, qu'au lieu d'alimenter la chambre de combustion avec de l'air à la pression atmosphérique, il était préférable de soumettre cet air à une pression préalable, pouvant atteindre 3 bars, la pression d'explosion atteignant, dans ce cas, une valeur de 14 bars environ. Un autre perfectionnement, qui a été appliqué à la turbine de Holzwarth construite par Brown, Boveri et Cie en 1933, consiste à munir la turbine de deux chambres de combustion alimentées alternativement par le même secteur de tuyère d'admission.

En fin, les progrès ainsi réalisés ont abouti à la création de la première turbine à combustion destinée à la production de l'énergie électrique. Cette turbine, construite par Brown, Boveri et Cie, a été présentée à l'Exposition Nationale de Suisse de 1939 à Zurich et, l'année suivante, elle a été installée dans un abri souterrain de Neuchâtel [3].

II.3) Etude bibliographique et état de l'art :

En 1990 El Hadik [4] a étudié l'impact des conditions météorologiques sur les performances des turbines à gaz, tel que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité relative dans un climat estival chaud (Kuwait). Parmi les trois conditions, la température ambiante possède le plus grand effet sur le rendement des turbines à gaz et le fonctionnement du réseau, d'après les résultats de cette étude, il a montré que le travail net et l'efficacité globale sont inversement proportionnel à l'augmentation de la température ambiante., autrement il montre que la pression atmosphérique n'a aucun effet sur le travail net et ni sur l'efficacité thermique, par contre l'humidité relative à un effet négligeable sur le rendement thermique et le travail net.

En 1994, A.N. Lakshmi Narasimha [5] et al ont fait une étude sur les effets de la détérioration des performances des turbines à gaz. Ils ont utilisé des modèles pour deux des causes les plus courantes de détérioration, à savoir, l'encrassement et l'érosion, une procédure d'empilement d'étages, qui utilise les nouvelles données de terrain du moteur installé pour le développement de la carte du compresseur est décrite, d'après les résultats de la simulation de défaut du compresseur axial, ils ont montré que l'effet de chaque étage du compresseur dépend du rapport de pression de l'étage lui-même, plus la charge de étage est élevée, plus l'effet sur la performance globale du compresseur est important, et au même temps l'encrassement entraîne une réduction de la pression de refoulement du compresseur, de la puissance de développée, de l'augmentation de la consommation spécifique du fioul et de la puissance calorifique. D'un autre côté, l'érosion provoque une réduction du débit massique.

En 2011 Li et al [6] ont fait une étude sur la méthode de correction des performances de la composition du carburant à l'aide de l'indice Wobbe. Des études analytiques ont été effectuées à l'aide de modèles thermodynamiques pour identifier la mesure dans laquelle l'indice de Wobbe peut être utilisé afin de corréliser la réponse des paramètres de performance des turbines à gaz à la composition du gaz combustible. Cette étude analytique a permis de constater qu'en utilisant l'indice de Wobbe, on obtient des courbes de corrections plus fiables qu'en utilisant le PCI ou le rapport hydrogène-carbone, la méthode de l'indice de Wobbe a également simplifié le processus de détermination du facteur de correction final, l'étude a démontrée aussi que l'erreur augmentait avec la teneur en CO₂ du carburant. En utilisant une courbe de l'indice de Wobbe avec plusieurs lignes de teneur en CO₂ constante, l'erreur a encore été réduite de manière significative.

- Les méthodologies testées dans cette étude seraient utiles pour mettre à jour les pratiques actuelles de correction de la composition des combustibles.
- Cette étude est applicable à une gamme relativement normale de composants de combustibles pour le gaz naturel.

En 2013, Sun et al [7] présentent une simulation numérique en régime permanent de l'ensemble d'un turboréacteur avec compression humide afin d'évaluer les effets de cette dernière sur les performances d'un turboréacteur. Dans un compresseur à trois étages d'un turboréacteur,

seules les gouttelettes d'eau dont le diamètre inférieur à 5 μm peuvent s'évaporer complètement en amont de la chambre de combustion et les gouttelettes plus grosses doivent entrer dans la chambre de combustion pour s'évaporer complètement. Cela s'explique par le fait que plus les gouttelettes sont fines, plus leur surface d'échange avec les aubes du compresseur axial est importante. L'injection de ces gouttelettes améliore le rendement thermique du cycle et permet également une diminution de consommation spécifique du fioul, par conséquent la concentration des émissions de NO_x peut être réduite de façon remarquable, mais en revanche, la concentration des émissions de CO augmente régulièrement. En général, tous les avantages de l'injection d'eau ne sont pas seulement liés au débit d'eau injecté, mais aussi à la taille des gouttelettes, ce qui signifie qu'une injection d'eau suffisante de brouillard plus fin peut améliorer plus efficacement les performances du moteur.

Une procédure de modélisation a été mise au point en 2012 par Barigozzi et al [8] pour simuler la conception et le fonctionnement hors conception de turbines à gaz solaires hybrides dans une configuration à cycle combiné. Le système comprend un champ d'héliostats, un récepteur et une turbine à gaz interfacée avec un cycle de Rankine classique. L'apport d'énergie solaire est intégré dans la combustion de la TAG par le gaz naturel. Pour cette simulation trois modèles de turbine à gaz avec des différentes dispositions ont été prises en compte dans l'étude : une TAG mono-arbre à grande puissance, une TAG bi-arbre à grande puissance et une TAG Aero-dérivé à bi-arbre. Les performances du cycle combiné hybride ont été évaluées et comparées à celles du cycle combiné standard en termes de l'amélioration de la puissance électrique produite et du rendement énergétique, d'économie de combustible et de rendement de conversion de l'énergie solaire en électricité. Bien qu'aucune différence significative n'ait été mise en évidence en se concentrant sur l'ensemble de la centrale cycle combiné, il a été constaté que la TAG à mono-arbre est la plus performante à produire de l'électricité en raison de la solarisation et a le plus haut rendement de conversion de l'énergie solaire en électricité.

En 2014 Mohammadi et al [9] ont simulé l'encrassement et l'érosion sur la détérioration des performances d'une turbine à gaz pleinement chargée et partiellement chargée. La simulation est réalisée en changeant les paramètres de fonctionnement de chaque composant de la turbine à gaz via la modification des courbes caractéristiques du compresseur et des deux turbines (génératrice du gaz « THP » et productrice du puissance « TBP »), afin de localiser les défauts pour les différentes charges, dont les causes courantes de la détérioration des performances des turbines à gaz sont les effets de l'encrassement et de l'érosion. Les résultats de la simulation des défauts dans des conditions de pleine charge indiquent qu'en augmentant la sévérité des défauts, le rendement thermique de la turbine à gaz, le débit d'air du compresseur et les autres paramètres de mesure s'écarteront presque linéairement des conditions de fonctionnement normal. De plus, les résultats de la simulation révèlent que la pression de refoulement du compresseur, la pression d'entrée de la TBP et la température d'entrée de la TBP peuvent être utilisées comme paramètres clés pour identifier l'érosion de la THP, l'encrassement de la TBP et l'érosion de la TBP, respectivement. Les résultats de la simulation des défauts dans des conditions de charge partielle

montrent que parmi les défauts examinés, l'érosion de la THP est la moins sensible aux variations de charge. En outre, les résultats montrent que les signes de défauts sont généralement fonction des conditions de charge, et il est donc recommandé de tenir compte des effets des variations de charge dans la conception d'un système de diagnostic de turbine à gaz.

En 2015, Hanachi et al [10] ont fait une étude sur l'effet de l'environnement tel que le brouillard sur les performances d'une turbine à gaz, dans le but de prédire les performances d'une TAG, ainsi que pour suggérer l'apport optimal d'humidité à l'entrée de la TAG afin de contrôler le taux de détérioration des performances. Le taux de condensation de l'humidité montre un comportement à double effet dans la détérioration des performances à court terme, c'est-à-dire que l'augmentation du taux de condensation de l'humidité peut détériorer ou améliorer les performances de la TAG, selon les conditions. La détérioration des performances la plus lente se produit dans l'air sec. Avec l'augmentation de la condensation de l'humidité, le taux de détérioration augmente au début et ralentit progressivement. Les performances de la TAG se détériorent le plus rapidement, lorsque le taux de condensation de l'humidité atteint 0,150 kg/s, soit 0,9 % du débit massique d'admission, après lequel l'augmentation du taux de condensation de l'humidité provoque une détérioration plus lente des performances qui peut être attribuée au phénomène d'auto-nettoyage.

En 2016, El-Shazly et al [11] ont fait une étude sur les techniques de refroidissement et leurs impacts sur les performances des turbines à gaz. Actuellement, les performances ont été simulées thermodynamiquement pour une turbine à gaz fonctionnant au gaz naturel. La performance a été testée pour le cas de base sans aucun système de refroidissement à l'entrée de la turbine et comparée à la performance du refroidisseur par évaporation et du refroidisseur à absorption séparément en termes de puissance développée, de rendement thermique, de taux de chaleur, de consommation spécifique de fioul, de débit massique de fioul consommé et d'économie. Les résultats ont montré que les performances des turbines à gaz se détériorent considérablement avec l'augmentation de la température ambiante. Une augmentation de 22° C de la température de l'air d'entrée entraîne une perte de 16,94 % de la puissance développée de la turbine à gaz et de 4,85 % du rendement thermique. Le refroidisseur à absorption avec régénérateur peut atteindre une augmentation de 25,47 % de la puissance et de 33,66 % du rendement, ce qui permet une économie d'environ 13 % du prix moyen de l'énergie, tandis que le refroidisseur à évaporation n'offre qu'une augmentation de 5,56 % de la puissance et de 1,55 % du rendement, et une économie de 3 % du prix moyen de l'énergie. Les résultats de la présente étude montrent que la turbine à gaz avec refroidisseur à absorption refroidie et régénératrice est la meilleure solution avec une puissance développée, une efficacité thermique, un rendement exergo-économique les plus élevés.

En 2017, Ibrahim et al [12] ont menés une recherche qui porte sur l'analyse énergétique et exergétique d'une centrale électrique à turbine à gaz, et l'effet de la température ambiante sur les performances énergétiques et exergétique de la centrale, et de localiser l'organe dans lequel se produit la perte d'exergie maximale. Suit à l'analyse énergétique et exergétique, il a été constaté

que la chambre de combustion est celle qui détruit le plus d'exergie dans le système en raison de son irréversibilité élevée pendant le processus de combustion. En outre, la chambre de combustion a également le rendement exergetique le plus faible par rapport au compresseur et à la turbine de détente. Cette étude a montré que la deuxième loi de l'analyse thermodynamique est la plus précise pour déterminer l'efficacité d'un système thermique par rapport à la première loi de l'analyse thermodynamique. Pour conclure, il a été démontré que la température ambiante a des effets sur les performances de chaque composant. La température de l'air d'admission affecte la densité de l'air et donc, la destruction d'exergie et l'efficacité du composant. Les pertes d'énergie et d'exergie à travers le système peuvent être réduites et l'efficacité peut être améliorée en faisant les recommandations suivantes :

1. La température de l'air d'admission est importante pour augmenter l'efficacité du système. En réduisant la température d'entrée, l'air sera plus dense et le compresseur fera moins de travail et réduira la destruction d'énergie.
2. Certaines modifications peuvent être apportées à la chambre de combustion pour contrôler le rapport air-carburant à l'intérieur de la chambre de combustion.
3. Des modifications peuvent également être apportées au matériau des aubes de turbine afin d'augmenter la température d'entrée de la turbine. L'augmentation de la température d'entrée fera que la turbine produira plus de travail.

En 2018, Shukla et al [13] ont travaillé sur un article traitant de l'analyse thermodynamique du cycle des turbines à gaz et qui étudie l'impact du refroidissement de l'air d'admission sur les performances du cycle des turbines à gaz en utilisant le refroidissement de l'air d'admission par compression de vapeur (échangeur de chaleur). A partir de cette étude, ils ont pu conclure que le rendement de la turbine à gaz est fortement influencé par la température et l'humidité relative de l'air ambiant, et que le rendement thermique d'un cycle de turbine à gaz diminue avec l'augmentation de la température ambiante de l'air. Le cycle turbine à gaz améliorée par le système de de refroidissement de l'air d'entrée par compression de vapeur a généré 20,769 kJ/kg de puissance supplémentaire par rapport au cycle turbine à gaz simple avec une humidité relative de 25 % et une température de 288 K de l'air ambiant et une valeur choisie de température entrée turbine de 1650 K et de taux de compression de 21.

En 2018 Ayaz et al [14] ont mené une étude sur la micro-turbine à gaz T100. Trois types de fioul différents sont considérés pour faire fonctionner la turbine à gaz : le gaz naturel (100 % CH₄), le mélange de gaz naturel avec une fraction d'ammoniac de 10 % (10 % CH₄-90 % NH₃) et le mélange de gaz naturel avec une fraction d'ammoniac de 20 % (20 % CH₄-80 % NH₃). Les données de fonctionnement de la micro turbine sont tirées de la documentation et la micro turbine est modélisée à l'aide du logiciel EBSILON. Il s'avère que la fraction d'ammoniac de 20 % est la plus respectueuse de l'environnement que la fraction d'ammoniac de 10 % et les combustibles à base de gaz naturel. Les indicateurs de durabilité exergetique sont également déterminés comme 3,168, 2,864 et 3,7 pour les combustions de gaz naturel, de mélange d'ammoniac à 10 % et de mélange d'ammoniac à 20 %, respectivement. Ainsi, le contrôle de la fraction d'ammoniac est

important pour maintenir l'efficacité exergetique de la micro-turbine. De plus, le contrôle de la fraction d'ammoniac est important pour maintenir l'efficacité exergetique de la micro-turbine. Des analyses plus détaillées de la combustion et de l'environnement sont également nécessaires pour mieux évaluer les effets environnementaux sur la micro-turbine lors de la combustion de l'ammoniac et du gaz naturel.

En 2018, Z.A Zainal et al [15] ont fait une étude, dont les objectifs sont de discuter des nouvelles techniques de production de biocarburants, des différentes technologies de conversion de la biomasse, de la co-combustion de biocarburants avec d'autres carburants et des quatre nouvelles techniques d'amélioration de la combustion (Combustion distribuée incolore ; Combustion d'air à haute température ; Combustion modérée ou intensive à faible dilution d'oxygène ; Combustion catalytique des hydrocarbures), pour obtenir une combustion complète avec une faible émission de CO₂ afin d'améliorer les systèmes de turbine à gaz. Les conclusions qui ressortent de cette étude sont les suivantes :

1. Les principales techniques de conversion de la biomasse en biocarburants liquides sont notamment la gazéification, la pyrolyse, la liquéfaction et la transestérification ;
2. Le développement de catalyseurs pour améliorer la production de biocarburants a également été l'un des domaines les plus étudiés récemment. La principale préoccupation concernant l'utilisation des biocarburants dans les turbines à gaz porte sur les propriétés du carburant, ses caractéristiques de combustion et ses émissions. L'effet du carburant et des produits de combustion sur la turbine et le cheminement des gaz chauds a également fait l'objet d'études approfondies ;
3. Le biocarburant le plus étudié dans les turbines à gaz est le biodiesel, en particulier dans les petits moteurs (micro turbine à gaz), en raison de ses caractéristiques de combustion similaires à celles du petro-diesel ;
4. Les quatre techniques d'amélioration de la combustion ont également montré une réduction prometteuse des émissions de NO_x et de CO lorsqu'elles ont été testées dans des chambres de combustion de turbines à gaz.

En 2018, Moon et al [16] ont fait une étude pour vérifier la rentabilité thermodynamique, et cela en appliquant les deux méthodes suivantes, la méthode inter-refroidissement du fluide réfrigérant « CIC » et la méthode pré-refroidissement du fluide réfrigérant « CPC » à une centrale électrique à cycle combiné utilisant l'une des dernières turbines à gaz de classe H. Les améliorations de la production d'énergie et de l'efficacité de la centrale électrique à cycle combiné dues à l'adoption des deux méthodes, ont été analysées et comparées l'une à l'autre. Après l'analyse et la comparaison des améliorations de performance d'une turbine à gaz à cycle combiné en utilisant les deux méthodes « CIC » et « CPC ». Un système de récupération de chaleur a été utilisé pour collecter la chaleur perdue dans le processus de refroidissement du fluide réfrigérant afin d'améliorer encore les performances. Les principales conclusions sont résumées ci-dessous :

1. La méthode « CIC » est plus rentable que la méthode « CPC » en termes d'augmentation de puissance de la turbine à gaz, étant donné que la méthode « CIC » utilise moins de puissance pour comprimer le liquide de refroidissement ;
2. Avec l'augmentation de degré de refroidissement du fluide réfrigérant l'efficacité de la turbine à gaz utilisant la méthode « CPC » diminuait, mais l'efficacité de la turbine à gaz utilisant la méthode « CIC » augmentait ;
3. Sans la récupération de la chaleur perdue dans le processus de refroidissement du fluide réfrigérant, la puissance du cycle combiné a augmenté, mais le rendement a diminué tant pour la méthode « CPC » que pour la méthode « CIC ». Avec la récupération de la chaleur perdue en utilisant l'eau du cycle de fond, une puissance plus élevée a été obtenue avec les deux méthodes grâce à une augmentation de la puissance de la turbine à vapeur ;
4. La méthode « CPC » a produit plus de puissance de turbine à vapeur que la méthode « CIC » lorsque la chaleur du liquide de refroidissement a été récupérée, mais elle a entraîné une diminution de l'efficacité de la centrale électrique à cycle combiné à mesure que le degré de refroidissement du fluide réfrigérant augmentait. En revanche, la méthode « CIC » a augmenté l'efficacité de la centrale électrique lorsque la chaleur du liquide de refroidissement a été récupérée ;
5. À mesure que les performances de la turbine à gaz s'améliorent, la température à l'entrée de la turbine et le rapport de pression augmentent également de manière régulière. Par conséquent, le besoin de refroidissement par fluide réfrigérant augmente et le degré requis de refroidissement par fluide réfrigérant augmente également. Par conséquent, la méthode « CIC » proposée devrait être utilisée plus efficacement à la place de la méthode « CPC » classique pour optimiser les performances des centrales électriques à cycle combiné avancées.

En 2018, Tahani et al [17] ont travaillé sur un sujet dans lequel ils ont étudié jusqu'à 3% de sur-vaporisation, c'est-à-dire le rapport entre le débit massique de l'injection de vapeur et le débit massique de l'air d'admission. Deux principaux points sont la correspondance entre le compresseur et la turbine de détente, et l'évaluation des meilleures conditions d'injection. À ce titre, l'un des nouveaux algorithmes de recherche mathématique "Cuckoo" a été utilisé. Pour la modélisation de la compression humide afin d'évaluer les effets de la compression humide sur les performances des turbines à gaz. Un modèle thermodynamique de la compression humide pour la sur-vaporisation a été développé. C'est un moyen économique dans les chaudes journées de refroidir l'air d'entrée du compresseur et pour augmenter le rendement de la turbine. Dans cette optique un modèle d'équilibre thermique pour l'évaporation des gouttelettes est adopté et validé ensuite par les résultats expérimentaux. En raison que l'algorithme de recherche « Cuckoo », est l'un des meilleurs algorithmes mathématiques avec des valeurs plus fiables et une convergence plus rapide, ça nous a permis de trouver le meilleur taux d'injection de vapeur d'eau. Le diamètre des gouttelettes est important pour garantir le fonctionnement de compresseur loin de la zone de surpression. Le rendement total de la turbine à gaz sera maximal si l'on tient compte des valeurs

de « Cuckoo » pour le diamètre des gouttelettes, la sur-vaporisation et la température des gouttelettes.

En février 2019 Bălănescu et al [18] ont fait une étude afin d'analyser les performances d'une centrale électrique à turbine à gaz à cycle combiné avec récupération de la chaleur par le cycle organique de Rankine. En outre, les économies de combustible et leur coût sont évalués. Deux fluides de travail organiques ont été pris en compte, à savoir le R134a et le R123. L'étude indique une température de 188 °C pour les gaz d'échappement de la centrale à cycle combiné gaz-vapeur. En raison de la faible température de la source de chaleur, l'unité organique du cycle de Rankine fonctionne avec une différence de température réduite du fluide caloporteur, de 87 K (120 °C à l'entrée de la turbine et 33 °C dans le condenseur). Par conséquent, l'efficacité du cycle organique de Rankine est inférieure à 11 % dans les deux cas analysés - avec le fluide caloporteur organique R134a et avec le R123, respectivement. Les performances du cycle organique de Rankine sont quasi similaires dans les deux cas. L'ajout de l'unité du cycle organique de Rankine en aval de l'unité du cycle combiné gaz-vapeur augmente l'efficacité globale de la centrale de 1,10 % dans le cas où le R134a est utilisé comme fluide caloporteur et de 1,19 % dans le cas où le R123 est utilisé comme fluide caloporteur. Les résultats de cette étude démontrent que le cycle organique de Rankine fait bénéficier la centrale électrique de 3,39% et 3,58% en puissance développée en utilisant respectivement les deux fluides caloporteurs R134 et R123, cela entraîne une économie considérable de combustible dont les coûts associés aux économies de carburant sont d'environ 16 000 euros et 16 500 euros, respectivement. La solution de récupération de la chaleur perdue analysée est donc jugée intéressante. Afin d'établir la viabilité de cette solution, des études technico-économiques détaillées sont obligatoires.

En octobre 2019, Burnes et al [19] ont mené une étude pour examiner comment différents carburants peuvent affecter les caractéristiques de sortie des moteurs industriels et souligné les avantages de l'utilisation de carburants ayant un rapport hydrogène-carbone plus élevé. Dans le but de fournir une référence claire et concise pour édifier le lecteur en examinant les attributs des combustibles ayant des différentes propriétés et comment le gaz naturel est supérieur aux autres combustibles fossiles ayant un rapport hydrogène-carbone plus faible en termes d'émissions de carbone. Il ressort de cette étude qu'au mesure que la valeur du rapport Hydrogène-Carbone augmente, le combustible devient plus léger avec l'augmentation de l'énergie spécifique de ce dernier, ce qui se traduit par une puissance développée et un rendement plus élevés de la turbine à gaz. De l'autre côté du spectre, les combustibles à faible rapport Hydrogène-Carbone ont tendance à avoir des températures d'allumage plus basses et à présenter des difficultés de conception, comme des processus de traitement du combustible rigoureux pour éliminer les particules et une atomisation permettant une combustion par pulvérisation efficace. Par conséquent, les propriétés physico-chimiques du mélange de carburant doivent être prises en compte lors de l'évaluation des performances. En ce qui concerne les émissions de carbone, il est facile de voir que la combustion d'un bois comprenant environ dix atomes de carbone pour chaque atome d'hydrogène soit un

rapport Hydrogène-Carbone de 1-10, qui libère beaucoup plus de carbone dans l'environnement que le méthane dont le rapport Hydrogène-Carbone est de 4-1.

En 2019, Ditaranto et al [20] ont fait une étude sur les combustibles à haute teneur d'hydrogène utilisé pour alimenter la combustion de la turbine à gaz. Dans le concept analysé dans cette étude, un taux élevé de recirculation des gaz d'échappement est appliqué à la turbine à gaz pour générer de l'air à faible teneur en oxygène. En conséquence, la température de combustion est intrinsèquement limitée, ce qui permet de minimiser les émissions de NO_x sans qu'il soit nécessaire de procéder à une dilution ou à un prémélange dangereux. Le concept est analysé par une simulation de processus basée sur une centrale à cycle combiné de gazéification intégrée de référence avec captage de CO₂. Les conclusions de l'étude peuvent être résumées comme suit :

1. La mise en œuvre de l'une des trois options de recirculation des gaz d'échappement étudiées représente un gain d'efficacité lorsque la dilution de l'azote est néanmoins éliminée ;
2. Le taux de recirculation des gaz d'échappement doit être d'au moins 45 % et 55 % respectivement dans la recirculation des gaz d'échappement humide et dans la recirculation des gaz d'échappement sec pour atteindre la même température de flamme adiabatique que dans le cas de référence avec dilution et donc éventuellement atteindre des niveaux de NO_x similaires ;
3. La forte vitesse de flamme laminaire même à des taux de recirculation des gaz d'échappement élevés indique que la stabilité des flammes ne devrait pas être affectée même dans ces conditions d'air très appauvri en oxygène.

Les résultats indiquent que l'utilisation de la recirculation des gaz d'échappement au lieu de la dilution de l'azote pourrait très probablement accroître le rendement total de la centrale sans compromettre les émissions de NO_x.

II.4) Particularité de fonctionnement :

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité. De même que la turbine à vapeur la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comportant pas, dans toute section donnée, une variation périodique de l'état du fluide ; mais tandis que dans la turbine à vapeur le fluide ne subit qu'une seule transformation, qui est la détente, la turbine à gaz (au sens large de ce terme) est le siège de l'ensemble des transformations constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Vu sous cet aspect, la turbine à gaz peut être assimilée aux moteurs à combustion interne à mouvement alternatif ; mais contrairement à ce qui a lieu dans ceux-ci, les différentes transformations thermodynamiques n'y sont pas successivement décrites à l'intérieur de même cylindre, mais elles sont accomplies dans des enceintes séparées et juxtaposées dans l'espace.

II.5) Appellation des turbines à gaz selon GE (General Electric) :

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs TÁG la forme :

MS X Y Z N T.

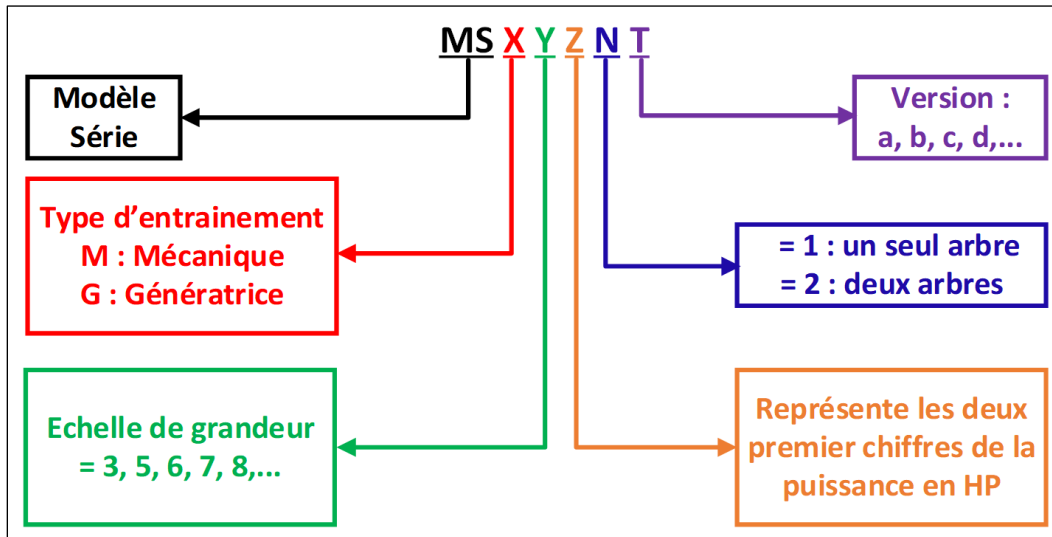


Figure II.1 Méthode d'appellation des TÁG.

Remarque :

L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002B, MS9001B, ... etc. En s'intéressant pas à la puissance développée [21].

II.6) Conclusion :

Ce chapitre présente une évaluation de l'état actuel de la turbine à gaz et des travaux de recherche menés jusqu'à présent, notamment sur son évolution historique et sa particularité de fonctionnement par rapport aux autres machines thermiques. Les turbine à gaz sont susceptibles aux à toute modification pour améliorer les performances du cycle, de réduire les émissions de CO₂ et NO_x, et économiser le combustible.

CHAPITRE III

Analyse thermodynamique

Pour les sciences thermodynamiques, les lois principales, de la nature, sont formulées par les deux premiers principes. Basée sur ces deux principes, la thermodynamique phénoménologique a construit des méthodes pour l'analyse des systèmes thermiques .

L'analyse thermodynamique par première et deuxième loi permet d'identifier les pertes d'énergie mais également les pertes de potentiel de travail dues aux irréversibilités [22].

III.1) Équations d'équilibre pour l'analyse Thermodynamique :

Une analyse thermodynamique est indispensable pour l'évaluation d'un système de conversion d'énergie, dont la 1^{ère} et la 2^{ème} lois doivent être invoqué afin de bien obtenir une visualisation complète du système, en se référant à des critères généralement basées sur les efficacités énergétique et exergetique, qui nous servent à comparer les différents paramètres d'opération de tels systèmes et pour identifier la marge idéale maximale des performances d'un système dans des conditions de travail imposées .

Les bases fondamentales de l'analyse thermodynamique sont les équations d'équilibres suivantes :

III.1.1) L'équation du bilan massique (EBM) :

L'ajout ou l'extraction de masse a un effet sur le bilan énergétique d'un volume de contrôle, cette masse est proportionnelle au débit massique, défini comme la quantité de masse s'écoulant à travers la section transversale d'un courant par unité de temps. Selon le principe de la conservation de la masse, la masse nette introduite au système est égale à la variation nette de masse à l'intérieur du système plus la masse nette sortante du système [22]. L'équation de bilan massique pour un volume de contrôle général peut être écrite comme suit :

$$\text{EBM : } \sum \dot{m}_{\text{entrante}} = \sum \dot{m}_{\text{sortante}} + \frac{dm_{\text{cv}}}{dt}$$

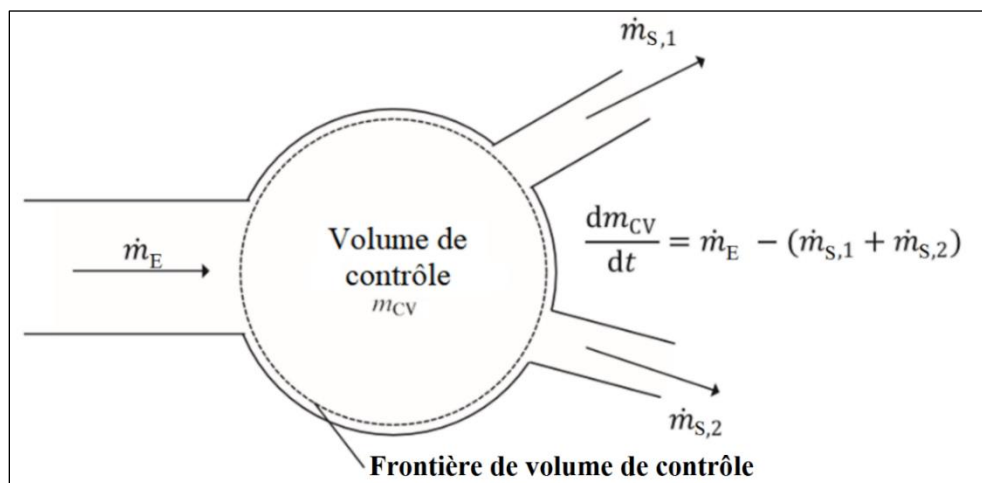


Figure III.1 Schéma illustrant l'équation du bilan de masse.

Notant que pour un régime d'écoulement permanent l'équation III-1 devient :

$$\text{EBM}_{\text{FluxContinu}} : \sum \dot{m}_{\text{entrante}} = \sum \dot{m}_{\text{sortante}}$$

III.1.2) L'équation du bilan énergétique (EBE) :

Le premier principe de la thermodynamique est le principe de la conservation de l'énergie. Bien que l'énergie ne puisse être créée ou détruite, elle peut être convertie d'une forme à une autre. L'énergie peut également être transférée d'un point à un autre, ou d'un corps à un deuxième corps. Le transfert d'énergie peut se faire par flux de chaleur, par transport de masse, ou par l'application d'un travail. [22]. Le bilan énergétique général d'un processus peut être exprimé en termes de :

Energie totale du système = Energie entrante dans le système – Energie sortante du système III-2

Maintenant, l'énergie totale d'un système, tel que considéré ci-dessus, est composée d'énergies cinétique, potentielle et interne. Ces énergies peuvent être transférées dans ou en dehors du système par un flux de masse à travers des flux de processus qui apportent les différentes formes d'énergie avec eux. De plus, elles peuvent être transférées par l'exécution du travail ou par le flux de chaleur [22]. L'équation III-2, après avoir exprimé tous les termes sous forme de valeurs, devient ainsi :

$$\Delta e_{\text{Sys}} = \frac{\Delta E_{\text{Sys}}}{m} = \left[\left(u_2 + \frac{1}{2} v_2^2 + g * z_2 \right) - \left(u_1 + \frac{1}{2} v_1^2 + g * z_1 \right) + q - w \right] \quad \text{III-3}$$

Dans l'équation III-3, l'énergie spécifique totale d'un système thermodynamique est définie comme la somme de l'énergie interne spécifique et des énergies cinétique et potentielle du système, à savoir :

$$e = u + \frac{1}{2} v^2 + g * z \quad \text{III-4}$$

Étant donné que le système est ouvert et que sa masse varie, l'équation du bilan énergétique peut être écrit comme suit :

$$\text{EBE}_{\text{SysO}} : \sum_E \dot{m} * \theta + \sum \dot{Q}_E + \sum \dot{W}_E = \sum_S \dot{m} * \theta + \sum \dot{Q}_S + \sum \dot{W}_S + \left[\frac{d(m * e)}{dt} \right]_{\text{Sys}} \quad \text{III-5}$$

Où $\left[\frac{d(m * e)}{dt} \right]_{\text{Sys}}$ représente la valeur de variation de l'énergie totale du système.

Dans l'équation III-5, « m » est la masse du système et « e » est l'énergie spécifique totale définie par l'équation III-4. L'énergie totale d'une matière en écoulement « θ » qui représente la somme de l'énergie interne, du travail d'écoulement, de l'énergie cinétique et de l'énergie

potentielle est introduite par l'équation III-5 [22]. Comme on peut le remarquer, l'énergie totale d'une matière en écoulement est définie par :

$$\theta = u + P * V + \frac{1}{2} * v^2 + g * z = h + \frac{1}{2} * v^2 + g * z$$

Si le volume de contrôle est stationnaire, il n'y a donc pas de variation d'énergie cinétique associée au système. De plus, s'il y a un changement d'élévation négligeable dans le système, on peut négliger le terme d'énergie potentielle [22]. Pour un système ouvert stationnaire sans variation d'énergie potentielle, l'EBE devient :

$$EBE_{S_{ysO}} : \dot{Q}_E + \dot{W}_E + \sum_E(\dot{m} * h) = \dot{Q}_S + \dot{W}_S + \sum_S(\dot{m} * h) + \left[\frac{d(m * e)}{dt} \right]_{S_{ys}}$$

Si, en plus, le régime est permanent, le système a un état stable, alors il n'y a pas de changement net d'énergie associé au système ouvert. Ce type d'opération est appelé flux continu [22]. Dans ce cas, l'équation du bilan énergétique devient :

$$EBE_{S_{ysO_FluxContinu}} : \dot{Q}_E + \dot{W}_E + \sum_E(\dot{m} * h) = \dot{Q}_S + \dot{W}_S + \sum_S(\dot{m} * h)$$

III.1.3) L'équation du bilan entropique (EBEn) :

Le second principe de la thermodynamique peut être exprimé sous la forme d'une équation du bilan entropique, qui stipule que pour un système thermodynamique, l'entropie d'entrée plus l'entropie générée est égale à l'entropie de sortie plus le changement d'entropie dans le système [22]. L'équation du bilan entropique est schématiquement illustré sur la figure III-2. L'équation du bilan entropique est un énoncé mathématique dérivé de la seconde loi de la thermodynamique, intitulée :

$$EBEn : \sum_E S + S_{gen} = \sum_S S + \Delta S_{sys}$$

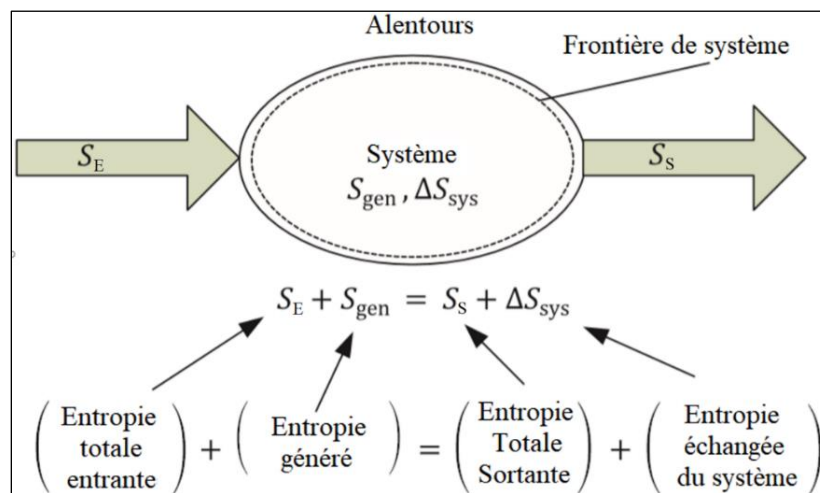


Figure III.2 Schéma explicatif de l'équation d'équilibre d'entropie - énoncé de la seconde loi de la thermodynamique.

L'équation du bilan entropique postule que la variation de l'entropie d'un système thermodynamique est égale à l'entropie générée dans le système plus l'entropie nette transférée au système au-delà de sa limite. Ici, le changement d'entropie d'un système est égal à la différence entre l'entropie finale et initiale $\Delta S_{sys} = S_2 - S_1$ [22]. L'équation du bilan entropique peut également être exprimée sous la forme :

$$EBEn : \sum_E \dot{S} + \dot{S}_{gen} = \sum_S \dot{S} + \frac{dS_{sys}}{dt}$$

L'entropie peut être transférée à travers les limites d'un système par le flux de substances et par la chaleur, mais elle ne peut pas être transférée par le travail [22]. Lorsqu'un transfert de chaleur se produit à travers une limite, le transfert d'entropie associé résulte de l'équation différentielle :

$$dQ = TdS$$

Par conséquent, l'entropie transférée le long d'un processus 1-2 en raison de la chaleur devient :

$$S_{1-2} = \int_1^2 \frac{dQ}{T}$$

Le changement d'entropie d'un système peut être exprimé sur la base de l'entropie spécifique selon $dS_{sys} = d(m * s)$ qui après l'intégration donne $\Delta S_{sys} = m(s_2 - s_1)$ [22]. L'EBEn pour un système ouvert peut se présenter sous la forme suivante où le débit est constant sur le volume de contrôle :

$$EBEn_{CV} : \sum_E \left(\int \frac{d\dot{Q}}{T} \right) + \sum_E \dot{m} * s + \dot{S}_{gen} = \frac{dS_{CV}}{dt} + \sum_S \left(\int \frac{d\dot{Q}}{T} \right) + \sum_S \dot{m} * s$$

Dans le cas où le système est adiabatique, si le débit est constant, cela implique que la masse enfermée dans le volume de contrôle et l'entropie spécifique du volume de contrôle restent constantes au fil du temps et si l'on suppose un volume de contrôle avec une seule entrée et une seule sortie de débit conséquemment [22], l'EBEn se simplifie à :

$$EBEn_{CV} : \dot{m} s_E + \dot{S}_{gen} = \dot{m} * s_S$$

III.1.4) L'équation du bilan exergetique (EBEx) :

L'équation du bilan exergetique est une expression mathématique qui englobe les deux premiers principes de la thermodynamique. Elle introduit le terme d'exergie détruite, qui représente le potentiel de travail maximal qu'il est impossible de récupérer pour un usage pratique en raison des irréversibilités. Pour un système réversible, il n'y a pas de destruction d'exergie car tout le

travail généré par le système peut être rentabilisé [22]. Il existe un lien direct entre la destruction d'énergie, la génération d'entropie et la température de référence de l'environnement, de sorte que :

$$Ex_d = T_0 * \Delta S_{gen}$$

L'exergie d'un système thermodynamique fermé comprend quatre termes, à la fois physique, chimique, cinétique et potentiel [22]. En bref, l'exergie totale d'un système sans flux est écrite comme suit :

$$Ex_T = Ex_{ph} + Ex_{ch} + Ex_C + Ex_P$$

Comme le précisent Dincer et Rosen en 2013, l'exergie d'un flux de matière en écoulement « Ex_T » représente la somme de l'exergie non liée à l'écoulement et de l'exergie associée au travail d'écoulement du flux [22], par conséquent l'exergie totale avec un flux devient :

$$Ex_{TotF} = Ex_T + (P - P_0) * V$$

L'exergie physique d'un écoulement hors flux est définie par :

$$Ex_{ph} = (U - U_0) + P_0 * (V - V_0) - T_0 * (S - S_0)$$

Les exergies cinétique et potentielle d'un système sont égales à l'exergie cinétique et potentielle respectivement [22], qui sont données par des formules connues telles que :

$$Ex_C = \frac{1}{2} * m * v^2$$

$$Ex_P = m * g * (z - z_0)$$

L'exergie chimique est importante dans les systèmes de production d'électricité, propulsion, propulsion navale et propulsion aéronautique basés sur la combustion ou les systèmes basés sur des processus électrochimiques et chaque fois que des réactions chimiques ou d'autres processus tels que le mélange, l'absorption, la désorption, les processus de séparation et de concentration se produisent. Il existe deux composantes principales de l'exergie chimique : l'exergie due à une réaction chimique et l'exergie due à une différence de concentration.

Afin de déterminer l'exergie chimique d'un composé, il faut connaître son énergie de formation libre de Gibbs standard, $\Delta^f_{g^0}$ [22].

Ensuite, en utilisant $\Delta^f_{g^0}$ et l'exergie standard des éléments, la formule suivante est utilisée pour déterminer l'exergie spécifique chimique du composé :

$$ex_{Ch} = \Delta^f_{g^0} + \sum_{\text{élément}} (x * ex^{Ch})_{\text{élément}} \quad \text{III-6}$$

« x » est le facteur stœchiométrique représentant le nombre de moles d'élément par mole de composé chimique.

« Δ^f » est la désignation de l'énergie libre standard de Gibbs de la réaction de formation, tel que :

$$\Delta^f_{g_X} = g_X(T_0, P_0) - \sum_i g_{Y_i}(T_0, P_0)$$

« g » est la désignation de l'énergie libre de Gibbs qui est défini par la fonction d'état :

$$g = h - T * s$$

« X » représente le composé chimique.

« Y » représente les composantes du composé chimique.

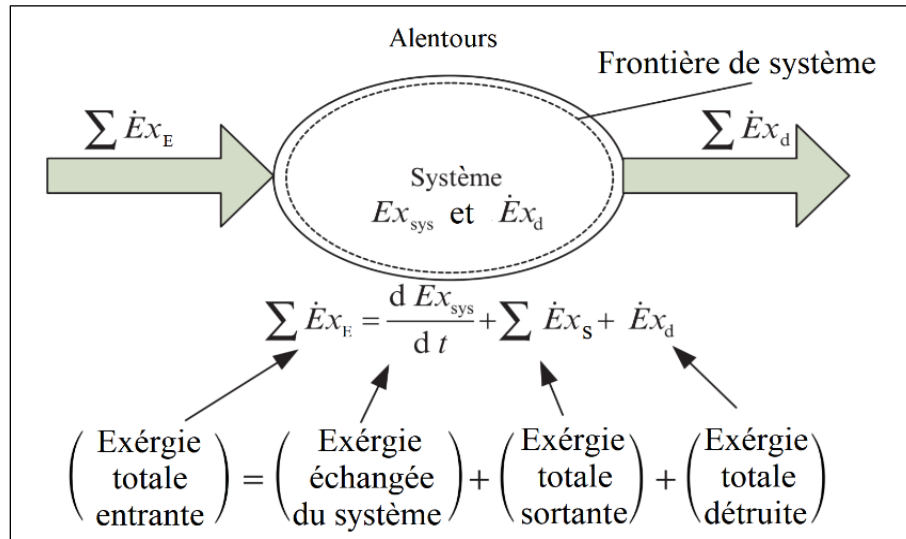


Figure III.3 Schéma explicatif de l'équation du bilan exergetique.

- $\dot{Ex}_d > 0$ un processus irréversible.
- $\dot{Ex}_d = 0$ un processus réversible.
- $\dot{Ex}_d < 0$ un processus impossible.

La figure III.3 présente un schéma explicatif pour illustrer les pertes et les destructions d'exergies entrantes et sortantes. Dans un système thermodynamique, l'exergie totale entrant dans le système doit être équilibrée par l'exergie totale sortant du système, le changement de contenu exergetique du système et la destruction de l'exergie. L'exergie peut être transférée vers ou depuis un système par trois moyens : le travail, la chaleur et la masse [22]. Par conséquent, l'équation du bilan exergetique peut être exprimé de manière générale sous forme :

$$EBEx : \sum_E \left[\dot{W} + \dot{m} * \varphi + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * \dot{Q} \right] = \sum_S \left[\dot{W} + \dot{m} * \varphi + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * \dot{Q} \right] + \dot{Ex}_d$$

Où « φ » est l'exergie spécifique totale, qui s'écrit sous la forme :

$$\varphi = (h - h_0) + T_0 * (s - s_0) + \frac{1}{2} * v^2 + g * (z - z_0) + ex^{Ch}$$

Étant donné qu'il y'a un seul flux :

$$EBEx : \sum_E \left[\dot{W} + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * \dot{Q} \right] = \sum_S \left[\dot{W} + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * \dot{Q} \right] + \dot{m} * (\varphi_2 - \varphi_1) + \dot{E}x_d$$

L'exergie due au transfert de travail Ex^W doit être égale au travail, car par définition, l'exergie représente le potentiel maximum d'un système pour effectuer un travail [22].

$$Ex^W = W$$

III.2) Etude thermodynamique des différentes séquences de la TAG MS5002C :

L'étude du cycle thermodynamique correspondant à la turbine MS5002C présente un grand intérêt pratique, ce modèle de turbine à gaz est réalisé à base du cycle « Joule Brayton ».

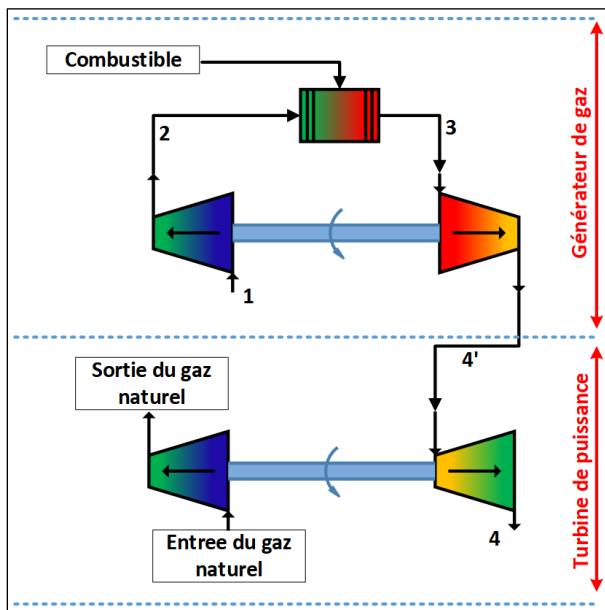


Figure III.5 Schéma explicatif de la turbine à gaz MS5002C.

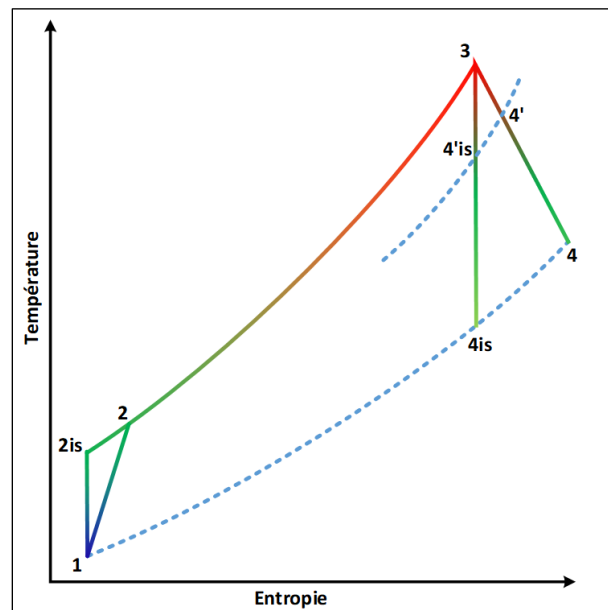


Figure III.4 Diagramme Température-Entropie du cycle théorique et réel de la TAG MS5002C.

La figure **III.4** montre un schéma explicatif de la turbine MS5002C, sur lequel chaque point de cycle a été mentionné afin de bien étudier séparément les composants de cette turbine. La turbine à gaz MS5002C se repartie en deux parties, en premier lieu la partie génératrice de gaz ($1 \rightarrow 2$: Compresseur axial ; $2 \rightarrow 3$: Chambre de combustion ; $3 \rightarrow 4'$: Turbine haute pression), et en second lieu la partie turbine de puissance $4' \rightarrow 4$.

La figure **III.5** représente les différentes évolutions qui se produites au niveau de chaque composant de la TÁG MS5002C, pour le cas d'un cycle réel $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 4'$ et pour le cas d'une cycle théorique (isentropique) $1 \rightarrow 2_{is} \rightarrow 3 \rightarrow 4_{is} \rightarrow 4'_{is}$. La différence entre ces deux cas est liée aux irréversibilités dans le compresseur axial ($2_{is} \rightarrow 2$) et la turbine de détente ($4_{is} \rightarrow 4$). Pour le cycle réel, tout d'abord de l'air ambiant est aspiré, filtré puis dirigé vers le compresseur, cet air subi une compression dans le compresseur axial $1 \rightarrow 2$. L'air ainsi comprimé est ensuite propulsé à la chambre de combustion, dans cette dernière l'air comprimé est mélangé avec le combustible, ce qui va augmenter la température des gaz résultants (évolution 2-3). Les fumés issus de la combustion à haute température seront ensuite refroidis à une température de 966°C par une partie d'air comprimé servant à refroidir l'enceinte de la chambre de combustion, mais surtout de refroidir les fumés issus de la combustion juste avant l'entrée de la turbine haute pression, dans le but de ne pas abimer les aubes de la turbine de détente. Ces fumés après refroidissement sont ensuite propulsés vers la turbine haute pression, et une partie de l'énergie calorifique qu'il comporte est converti en énergie mécanique par la rotation de la turbine haute pression qui génère la rotation du compresseur axial grâce à un arbre d'accouplement afin d'assurer une auto-alimentation $3 \rightarrow 4'$. Les fumés sortant de la turbine haute pression sont propulsés vers la turbine basse pression pour une deuxième détente dans le but de transformer l'énergie calorifique des gaz résultants en énergie mécanique (évolution $4' \rightarrow 4$). Cette turbine basse pression transmis cette énergie mécanique grâce à un deuxième arbre au compresseur centrifuge qui sert à booster le gaz de la station d'une pression de 60 bars à 100 bars.

III.2.1) Séquence compresseur axial :

L'équation de bilan massique :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{III-7}$$

a) L'équation de bilan énergétique :

$$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{W}_{\text{CA}} = \dot{m}_2 * h_2$$

$$\dot{W}_{\text{CA}} = \dot{m}_2 * h_2 - \dot{m}_1 * h_1 \quad \text{III-8}$$

De III-7 et III-8 on aura :

$$\dot{W}_{\text{CA}} = \dot{m}_{\text{air}} * (h_2 - h_1)$$

b) L'équation de bilan entropique :

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_2 s_2 \quad \text{III-9}$$

De III-6 et III-8 on aura :

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{air}} * (s_2 - s_1)$$

c) L'équation de bilan exergétique :

$$\dot{W}_{\text{CA}} = \dot{m}_{\text{air}} * [(h_2 - h_1) - T_0 * (s_2 - s_1)] + \dot{E}x_{\text{dCA}}$$

$$\dot{E}x_{\text{dCA}} = \dot{m}_{\text{air}} * [(h_1 - h_2) - T_0 * (s_1 - s_2)] + \dot{W}_{\text{CA}}$$

d) Le travail consommé par le compresseur axial :

$$W_{\text{CA}} = m_{\text{air}} * (h_2 - h_1)$$

e) La puissance absorbée par le compresseur axial :

$$\dot{W}_{\text{CA}} = \dot{m}_{\text{air}} * (h_2 - h_1)$$

f) Le rendement enthalpique du compresseur axial :

$$\eta_{\text{CA}} = \frac{h_{2\text{th}} - h_1}{h_{2\text{r}} - h_1}$$

g) Le rendement exergétique du compresseur axial :

$$\eta_{\text{EXCA}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\text{dCA}}}{\dot{W}_{\text{CA}}}$$

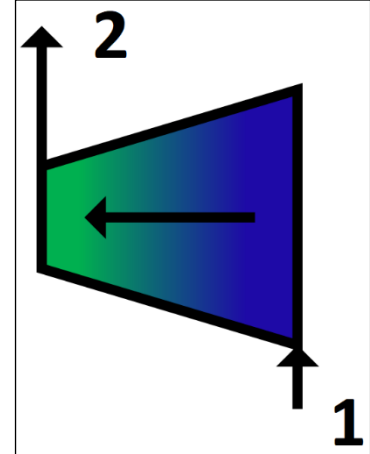


Figure III.6
Schématisation du compresseur axial.

III.2.2) Séquence chambre de combustion :

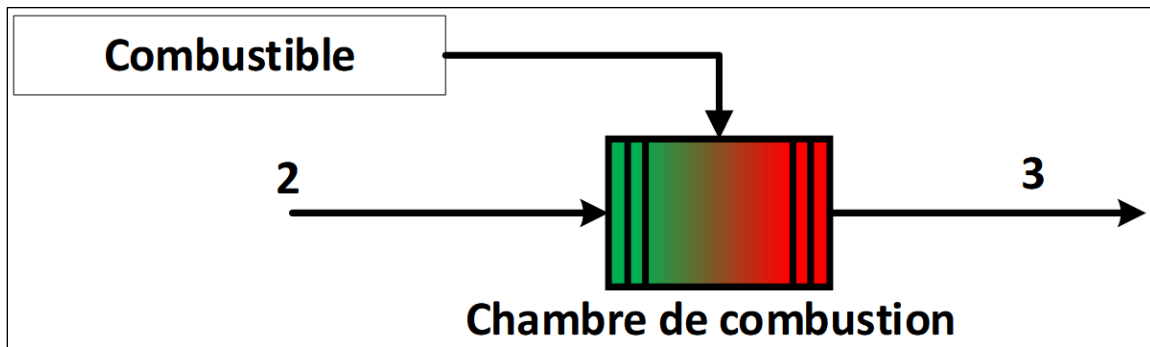


Figure III.7 Schématisation de la chambre de combustion.

a) L'équation de bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_f = \dot{m}$$

b) L'équation de bilan énergétique :

$$\dot{Q}_E = \dot{m} * h_3 - \dot{m}_{\text{air}} * h_2 = \dot{m}_f * (\text{PCI} + h_f) * \eta_{CC}$$

c) L'équation de bilan entropique :

$$\dot{S}_2 + \frac{\dot{Q}_E}{T_3} + \dot{S}_{gen} = \dot{S}_3$$

d) L'équation de bilan exergetique :

$$\dot{E}X_2 + \dot{E}X_f = \dot{E}X_3 + \dot{E}X_{dCC}$$

$$\dot{E}X_{dCC} = [(\dot{m}_{\text{air}} * h_2 - \dot{m} * h_3) - T_0 * (\dot{m}_{\text{air}} * s_2 - \dot{m} * s_3)] + \dot{E}X_f$$

De III-6 on aura :

$$\dot{E}X_f = \dot{m}_f * \sum_i \text{ex}_{Ch_i} * w_i$$

e) La quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_E = (\dot{m} * h_3 - \dot{m}_{\text{air}} * h_2) = \dot{m}_f * (\text{PCI} + h_C) * \eta_{CC}$$

f) La puissance fournie par la chambre de combustion :

$$\dot{Q}_E = \dot{m} * h_3 - \dot{m}_{\text{air}} * h_2 = \dot{m}_f * (\text{PCI} + h_C) * \eta_{CC}$$

Avec « PCI » le pouvoir calorifique inférieur du combustible.

g) Le rendement enthalpique de la chambre de combustion :

$$\eta_{CC} = \frac{h_3 - h_2}{h_{3'} - h_2}$$

Avec « $h_{3'}$ » la température adiabatique des flammes.

h) Le rendement exergetique de la chambre de combustion :

$$\eta_{ExCC} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dCC}}{\dot{E}x_2 + \dot{E}x_f}$$

III.2.3) Séquence turbine de détente :

a) L'équation de bilan massique :

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m} \quad \text{III-10}$$

b) L'équation de bilan énergétique :

$$\dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{W}_T \quad \text{III-11}$$

De III-10 et III-11 on aura :

$$\dot{W}_T = \dot{m} * (h_3 - h_4)$$

c) L'équation de bilan entropique :

$$\dot{m}_3 * s_3 + \dot{S}_{gen} = \dot{m}_4 * s_4 \quad \text{III-12}$$

De III-10 et III-12 on aura :

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} * (s_4 - s_3)$$

d) L'équation de bilan exergetique :

$$\dot{m} * [(h_3 - h_4) - T_0 * (s_3 - s_4)] = \dot{W}_T + \dot{E}x_{dT}$$

$$\dot{E}x_{dT} = \dot{m} * [(h_3 - h_4) - T_0 * (s_3 - s_4)] - \dot{W}_T$$

e) Le travail délivré par la turbine de détente :

$$W_T = m * (h_3 - h_4)$$

f) La puissance délivrée par la turbine de détente :

$$\dot{W}_T = \dot{m} * (h_3 - h_4)$$

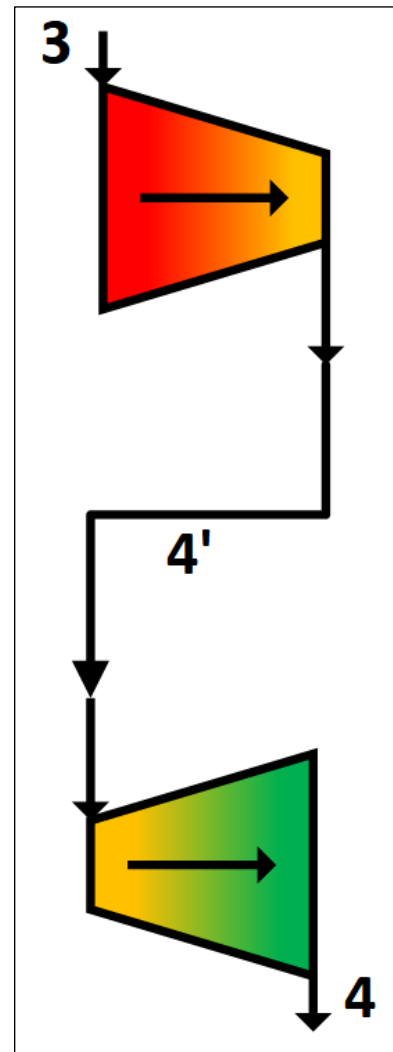


Figure III.8 Schématisation de la turbine de détente.

g) La puissance délivrée par la turbine de détente basse pression :

$$\dot{W}_{\text{THP}} = \frac{\dot{W}_{\text{CA}}}{\eta_{\text{mCA-THP}}}$$

h) La puissance délivrée par la turbine de détente basse pression :

$$\dot{W}_{\text{TBP}} = \dot{W}_{\text{T}} - \dot{W}_{\text{THP}}$$

i) Le rendement enthalpique de la turbine de détente :

$$\eta_{\text{T}} = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4is}}$$

j) Le rendement exergétique de la turbine de détente:

$$\eta_{\text{EXT}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{dT}}{\dot{E}X_3 - \dot{E}X_4}$$

III.2.4) Séquence compresseur centrifuge :

a) La puissance reçue par le compresseur centrifuge :

$$\dot{W}_{\text{Utile}} = \dot{W}_{\text{TBP}} * \eta_{\text{C}} * \eta_{\text{mTBP-Ce}}$$

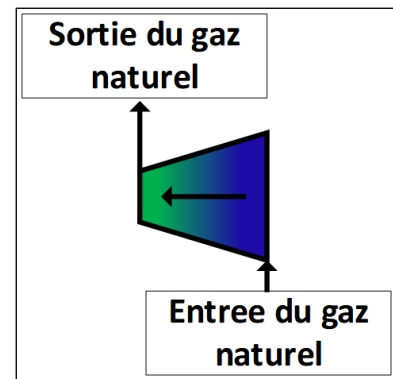


Figure III.9 Schématisation du compresseur centrifuge.

III.3) Conclusion :

Cette analyse thermodynamique nous a permis d'appliquer les différents bilans (massique, énergétique, entropique et exergétique) obtenus à partir des deux premiers principes de la thermodynamique sur chaque organe de l'installation TAG.

CHAPITRE IV

**Étude du cycle réel de la turbine à gaz
MS5002C de Hassi R'mel sur un point de
fonctionnement avec l'humidification de
l'air à l'entrée du compresseur axial**

L'étude du cycle réel de la turbine à gaz MS5002C de Hassi R'mel sur un point de fonctionnement avec l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur axial, a pour but de vérifier la validité de notre programme de calcul concernant la TÁG MS5002C.

IV.1) Données :

IV.1.1) Types de fluide utilisés dans le programme :

L'eau (H₂O) et on le symbolise par « w » ;

L'air sec et on le symbolise par « da » ;

Le diazote et on le symbolise par « N₂ » ;

Le dioxygène et on le symbolise par « O₂ » ;

L'argon et on le symbolise par « Ar » ;

Le dioxyde du carbone et on le symbolise par « CO₂ ».

IV.1.2) Caractéristiques de la turbine MS5002C :

a) Les données du constructeur [23].

Les données du constructeur sont présentées sur le tableau suivant :

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
Pression d'aspiration. (bar)	1,01325
Température d'aspiration. (°C)	15
Température de combustion. (°C)	966
Température des gaz d'échappement. (°C)	517
Débit volumique de l'air à l'entrée du compresseur. (m ³ /s)	80
Débit d'air servant à la combustion. ξ (%)	95%
Débit d'air servant au refroidissement des paliers. (%)	05%
Taux de compression	8,8 : 1
Puissance développée. (MW)	28,377
PCI (kcal/kg)	10 835 (45 290 kJ/kg)
Vitesse de la turbine à haute pression. (tr/min)	5 100
Vitesse de la turbine à basse pression. (tr/min)	4 670
Rendement de transmission turbine haute pression-compresseur axial. $\eta_{mCA-THP}$ (%)	98

Rendement de transmission turbine basse pression-compresseur centrifuge. η_{mTBP-C} (%)	97
Section des tuyères. (m ²)	194,7
Pertes de charge à l'admission. ΔP_{AD} . (bar)	0,03
Pertes de charge dans la chambre de combustion ΔP_{CC} . (%)	06
Pertes de charge à l'échappement ΔP_{EC} . (bar)	0,02
Rendement chambre combustion. η_{CC} (%)	97
Rendement compresseur axial. η_{CA} (%)	85
Rendement de la turbine de détente. η_T (%)	90
Rendement de la turbine à gaz. $\eta_{TAG-ISO}$ (%)	28.8
Humidité relative. Φ (%)	60

Tableau IV.1 Caractéristiques techniques de la turbine gaz MS 5002C.**b) Les données d'exploitation :**

Les données d'exploitation ont été retirées du manuel opératoire SBC Hassi R'mel [2].

Paramètres de fonctionnement selon la salle d'exploitation	
Pression de fioul injecté dans la chambre de combustion. (bar)	12,75
Température d de fioul injecté dans la chambre de combustion. (°C)	25
Rendement isentropique du compresseur centrifuge. (%)	85

Tableau IV.2 Caractéristiques opérationnelles de la turbine gaz MS 5002C.**IV.1.3) La composition de l'air :**

L'air est un mélange de différents gaz ou vapeurs qu'il est habituel de classer en deux catégories :

- Les constituants permanents : qui sont toujours présents dans l'air, et ce en proportions fixes.
- Les constituants variables : présents en proportions variant avec le temps et avec le lieu.

Constituants principaux permanents.		Constituants principaux variables.	
Constituant.	Fraction molaire. x_i	Constituant.	Fraction molaire. x_i
Azote (N ₂)	0,781 10	Eau (H ₂ O)	De 0 à 0,07
Oxygène (O ₂)	0,209 53	Dioxyde de carbone (CO ₂)	De 0,001 à 0,0001
Argon (Ar)	0,009 34		

Tableau IV.3 Constituants principaux de l'air en fractions molaires [24].

Pour avoir les fractions massiques des constituants, il suffit juste de procéder au calcul suivant :

$$m_{Z^A} = x_i * M_{Z^A}$$

$$m_{\text{Air}} = \sum_i m_{Z^A_i}$$

$$w_i = m_{Z^A} / m_{\text{Air}}$$

Constituants principaux permanents.	
Constituant.	Fraction massique. w_i
Azote (N ₂)	0,755 60
Oxygène (O ₂)	0,231 50
Argon (Ar)	0,012 90

Tableau IV.4 Constituants principaux permanents de l'air en fractions massiques.

IV.1.4) Données du fioul :

Élément chimique	Symbolisation	Fraction molaire x_i	Fraction massique w_i	ΔG_{f^0} (kJ/kmol)	Exergie chimique standard $e_{x,ch}^0$ (kJ/kmol)	Exergie chimique standard $e_{x,ch}^0$ (kJ/kg)
Méthane	CH ₄	0,8378	0,7151	-50,8	831,67	51,8407
Ethane	C ₂ H ₆	0,0770	0,1232	-32,9	1495,9	49,7502
Propane	C ₃ H ₈	0,0191	0,0448	-23,4	2151,8	48,7987
Isobutane	C ₄ H ₁₀	0,0026	0,0080	110	2931,6	50,4382
Butane	C ₄ H ₁₀	0,0042	0,0130	-15,6	2806	48,2773
Isopentane	C ₅ H ₁₂	0,0007	0,0027	36,5	3504,5	48,5725
Pentane	C ₅ H ₁₂	0,0011	0,0042	-9,2	3458,8	47,9391
Hexane	C ₆ H ₁₄	0,0005	0,0023	-4,2	4110,1	47,6948
Dioxyde de Carbone	CO ₂	0,0021	0,0049	-394,4	19,77	0,4492
Diazote	N ₂	0,0549	0,0818	-	0,72	0,0257
Fioul	-	1	1	-	-	46,8624

Tableau IV.5 Composition et données du fioul.

a) Calcul de l'exergie chimique standard selon la méthode générale [22]:

Le calcul de l'exergie chimique d'une substance se base sur les valeurs de l'exergie standard des différents éléments qui la composent. Avec l'exergie chimique des éléments et la valeur de la fonction de Gibbs pour la formation du composé chimique « XY_Z » considéré, on calcule son exergie chimique standard, étant donné que :

$$e_{XY_Z,ch}^0 = \Delta G_{f^0 XY_Z} + e_{X,ch}^0 + Z * e_{Y,ch}^0$$

Eléments.	Exergie chimique standard des éléments. (kJ/kmol)
H ₂ (g)	236,1
C (graphite)	410,27
O ₂ (g)	3,9
N ₂ (g)	0,72

Tableau IV.6 Exergie chimique standard des éléments composants du fioul [25].

IV.2) Méthode de calcul :

IV.2.1) Calcul des fractions molaires et massiques pour l'air sec et la vapeur d'eau :

On prend l'air humide comme fluide qui est un mélange binaire d'air sec et de vapeur d'eau ; la fraction massique de la vapeur d'eau peut varier de près de zéro à 20g H₂O par kg d'air sec en fonction de la température et de la pression.

a) L'humidité relative :

L'expression fondamentale de l'humidité relative (Φ), définie par la formule :

$$\Phi = \frac{P_v}{P_{vs}}$$

Dans notre étude paramétrique du cycle la valeur de l'humidité relative est de 60% :

$$\Phi = 0,60$$

b) La pression de saturation de la vapeur d'eau :

La pression de saturation de la vapeur d'eau est nécessaire pour déterminer un certain nombre de propriétés de l'air humide, principalement dans notre cas la pression partielle de vapeur d'eau vu que l'humidité relative est donnée. Ça valeur est obtenue grâce au programme qui relie Refprop à Matlab.

$$P_{vs}(T1; Q = 1) = 0,0171 \text{ bar}$$

Tel que « Q » est le titre de vapeur.

c) La pression partielle de vapeur d'eau :

La pression partielle de la vapeur d'eau est une propriété primordiale pour le calcul des fractions massiques et molaires qui vont suivre.

$$P_v = P_{vs} * \Phi$$

$$P_v = 0,0102 \text{ bar}$$

d) La pression partielle de l'air sec :

$$P_{as} = P_1 - P_v$$

$$P_{as} = 0,9730 \text{ bar}$$

e) La fraction molaire de vapeur d'eau :

La fraction molaire de la vapeur d'eau dans l'air humide à la température T_1 et à la pression P , et P_0 est la pression barométrique totale de l'air humide.

$$x_v = \frac{P_v}{P_1}$$

$$x_v = 0,0104$$

f) La fraction molaire d'air sec :

La fraction molaire de la vapeur d'eau dans l'air humide à la température T_1 et à la pression P , elle est obtenue grâce à la fraction massique de l'air sec.

$$x_{as} = 1 - x_v$$

$$x_{as} = 0,9896$$

g) La fraction massique de vapeur d'eau :

La fraction massique de vapeur d'eau est obtenue en multipliant la fraction massique de vapeur d'eau par le rapport des masses molaires ($18,015\ 268/28,966 = 0,621\ 945$) [26].

$$w_v = x_v * 0,621\ 945$$

$$w_v = 0,0065$$

h) La fraction massique de l'air sec :

La fraction molaire de la vapeur d'eau dans l'air humide à la température T_1 et à la pression P , elle est obtenue grâce à la fraction massique de l'air sec [26].

$$w_{as} = 1 - w_v$$

$$w_{as} = 0,9935$$

i) L'humidité spécifique :

Le concept le plus logique pour caractériser la teneur en humidité de l'air consiste à utiliser la notion d'humidité spécifique, qui est définie comme la masse de la vapeur d'eau contenue dans l'air sec. L'humidité spécifique est exprimée en kilogramme d'eau par kilogramme d'air sec [$\text{kg}_v/\text{kg}_{as}$] [26].

$$\psi = w_v/w_{as}$$

$$\psi = 0,0065 \frac{\text{kg vapeur d'eau}}{\text{kg d'air sec}}$$

La notion humidité spécifique en kilomole d'eau par kilomole d'air sec [$\text{kmol}_v/\text{kmol}_{as}$].

$$\psi' = x_v/x_{as}$$

$$\psi' = 0,0105 \frac{\text{kmol vapeur d'eau}}{\text{kmol d'air sec}}$$

j) Les fractions massiques des composantes de l'air humide.

Calcul des fractions massiques des substances composant l'air humide :

$$\mathcal{W}_{N_2} = w_{N_2}/w_{\text{Air}_\text{humide}}$$

$$\mathcal{W}_{N_2} = 0,7507$$

$$\mathcal{W}_{O_2} = w_{O_2}/w_{\text{Air}_\text{humide}}$$

$$\mathcal{W}_{O_2} = 0,2300$$

$$\mathcal{W}_{Ar} = w_{Ar}/w_{\text{Air}_\text{humide}}$$

$$\mathcal{W}_{Ar} = 0,0128$$

$$\mathcal{W}_{H_2O} = \psi/w_{\text{Air}_\text{humide}}$$

$$\mathcal{W}_{H_2O} = 0,0065$$

Tel que :

$$w_{\text{Air}_\text{humide}} = w_{N_2} + w_{O_2} + w_{Ar} + \psi$$

IV.2.2) Calculs des grandeurs physiques thermodynamiques au niveau de compresseur axial :

a) La température à l'entrée de compresseur axial : $T_1 = 15 \text{ °C}$
 $T_1 = 288,15 \text{ K}$

b) La pression à l'entrée de compresseur axial :

La pression barométrique de l'air atmosphérique varie considérablement avec l'altitude ainsi qu'avec les conditions géographiques et météorologiques locales. La norme de la pression atmosphérique est estimée au niveau de la mer ($P_0 = 1,01325 \text{ bar}$).

Donc :

$$P_a = P_0 * (1 - 2,25577 * 10^{-5} * Z)^{5.2559}$$

Ainsi, pour une altitude nulle (niveau de la mer) nous obtenons :

$$P_a = 1,01325 \text{ bar}$$

Au final, la pression « P_1 » à l'entrée de compresseur axial devient :

$$P_1 = P_a - \Delta P_{AD}$$

$$P_1 = 0,98325 \text{ bar}$$

c) La masse volumique de l'air humide à l'admission :

La masse volumique de l'air humide à l'admission est calculée à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de T_1, P_1 ainsi les types de fluides composants ce mélange et leurs fractions massiques :

$$\rho = 1,1892 \text{ kg/m}^3$$

d) Le débit massique de l'air humide à l'admission :

Le débit massique est calculé à partir de la masse volumique calculé dernièrement :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{Q} * \rho$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 95,1353 \text{ kg/s}$$

e) L'enthalpie et l'entropie spécifiques à l'entrée de compresseur axial :

L'enthalpie spécifique : Il s'agit de l'énergie par kilogramme de gaz. Les changements d'enthalpie, plutôt que les valeurs absolues, sont importants pour le rendement des turbines à gaz. L'enthalpie totale, comme la température totale, est la plus courante dans les calculs de performance. Et à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de T_1, P_1 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$h_1 = 289,43 \text{ kJ/kg}$$

L'entropie spécifique : Traditionnellement, l'entropie de la matière a été mystérieuse, principalement parce qu'elle est une grandeur moins concrète que d'autres propriétés. L'entropie désigne le degré de désordre de la matière, et elle est liée à d'autres propriétés thermodynamiques pertinentes pour les performances des turbines à gaz, et aide ainsi à surmonter ces difficultés. Et à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de T_1, P_1 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$s_1 = 6,8358 \text{ kJ/kg.K}$$

f) Pression intermédiaire de compresseur axial :

Tenant compte de refroidissement exercé au niveau de compresseur axial, il est indispensable dans ce cas de déterminer la pression intermédiaire, tout en considérant que la température intermédiaire est égale à T_1 . A la fin de cette compression primaire nous obtenons un air humide d'une pression de :

$$P_{\text{inter}} = P_1 * \tau_{\text{BP}}$$

Tel que :

$$\tau_{\text{BP}} = \sqrt{\tau_{\text{max}}}$$

τ_{max} est le taux de compression maximal du compresseur axial.

Ainsi, nous obtenons :

$$P_{\text{inter}} = 2,9168 \text{ bars}$$

g) L'enthalpie spécifique isentropique à la fin de la première compression :

Disposant du rendement isentropique de compresseur axial la notion enthalpie spécifique isentropique à l'entrée de ce dernier nous y utile pour le calcul de l'enthalpie à la fin de la première compression « H'_2 », à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de S_1, P_{inter} ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$h'_{2\text{is}} = 394,90 \text{ kJ/kg}$$

h) L'enthalpie spécifique à la fin de la première compression :

Conformément à Ibrahim Dincer et Calin Zamfirescu, le rendement isentropique de compresseur est considéré comme suit :

$$\eta_{\text{CA}} = \frac{h'_{2\text{is}} - h_1}{h'_2 - h_1}$$

Donc Disposant des trois valeurs h_1 , h'_{2is} et η_{CA} nous pouvons obtenir la valeur de l'enthalpie spécifique à la fin de la première compression suite à l'équation suivante :

$$h'_2 = h_1 + \frac{h'_{2is} - h_1}{\eta_{CA}}$$

$$h'_2 = 413,51 \text{ kJ/kg}$$

i) L'entropie spécifique et la température à la fin de la première compression :

Toujours à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de h'_2 , P_{inter} ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$s'_2 = 6,8821 \text{ kJ/kg. K}$$

$$T'_2 = 411,026 \text{ K}$$

$$T'_2 = 137,876 \text{ °C}$$

j) Pression à la sortie de compresseur axial :

Après avoir comprimé l'air admis au compresseur, Ce dernier subit un refroidissement pour retrouver sa température initiale tout en gardant sa pression intermédiaire pour subir à nouveau une seconde compression afin d'obtenir la pression maximale fourni par le compresseur qui est de :

$$P_2 = P_{int} * \tau_{HP}$$

Tel que :

$$\tau_{HP} = \sqrt{\tau_{max}}$$

Ainsi, nous obtenons :

$$P_2 = 8,6526 \text{ bars}$$

k) L'enthalpie et l'entropie spécifiques à la reprise de la deuxième compression.

À l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de T_1 , P_{inter} ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$h'_1 = 302,22 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_1 = 6,5360 \text{ kJ/kg. K}$$

l) L'enthalpie spécifique isentropique à la sortie de compresseur axial :

Comme nous l'avons déjà fait pour la première compression, nous allons déduire l'enthalpie spécifique à la sortie de compresseur axial « h_2 » grâce à l'enthalpie spécifique isentropique à la sortie de compresseur, à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de s'_1, P_2 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$h_{2is} = 394,46 \text{ kJ/kg}$$

m) L'enthalpie spécifique à la sortie de compresseur axial :

Disposant des trois valeurs h'_1, h_{2is} et η_{CA} nous pouvons obtenir la valeur de l'enthalpie spécifique à la sortie de compresseur axial suite à l'équation suivante :

$$h_2 = h'_1 - \frac{h_{2is} - h'_1}{\eta_{CA}}$$

$$h_2 = 413,08 \text{ kJ/kg}$$

n) L'entropie spécifique et la température à la sortie de compresseur axial :

Toujours à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de h_2, P_2 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$s_2 = 6,5684 \text{ kJ/kg. K}$$

$$T_2 = 411,179 \text{ K}$$

$$T_2 = 137,815 \text{ °C}$$

o) Pression de soutirage au 10^{ème} étage :

Comme il est assigné par le constructeur, 5% de l'air humide aspiré par le compresseur est soutiré pour refroidir les différentes pièces de la turbine et afin de définir les paramètres de soutirage, il est indispensable de calculer la pression de soutirage par la formule ci-dessous :

$$\frac{P_{Sout_n}}{P_{Sout_{n-1}}} = \tau^{1/n}$$

Sachant que $P_{Sout_{16}} = P_2$, nous obtenons :

$$P_{Sout_{10}} = 3,2394 \text{ bars}$$

p) L'enthalpie spécifique isentropique de soutirage au 10^{ème} étage du compresseur axial :

Comme nous l'avons déjà fait pour les deux exemples précédents, nous allons déduire l'enthalpie spécifique de soutirage au 10^{ème} étage « h_{sout} » à l'aide d'un couplage entre Refprop et Matlab

$$h_{\text{sout}_{\text{is}}} = 297,75 \text{ kJ/kg}$$

q) L'enthalpie spécifique de soutirage au 10^{ème} étage du compresseur axial :

Disposant des trois valeurs h'_1 , $h_{\text{s}_{\text{is}}}$ et η_{CA} nous pouvons obtenir la valeur de l'enthalpie spécifique à la sortie de compresseur axial suite à l'équation suivante :

$$h_{\text{sout}} = h'_1 - \frac{h_{\text{sout}_{\text{is}}} - h'_1}{\eta_{\text{CA}}}$$

$$h_{\text{sout}} = 299,30 \text{ kJ/kg}$$

r) Entropie spécifique et température de soutirage au 10^{ème} étage du compresseur axial:

Toujours à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de h_s , $P_{s_{10}}$ ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$s_{\text{sout}} = 6,5273 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_{\text{sout}} = 298,332 \text{ K}$$

$$T_{\text{sout}} = 25,182 \text{ °C}$$

s) Le travail spécifique consommé par le compresseur axial :

Le travail nécessaire pour la compression de l'air humide est :

$$w_{\text{CA}} = (h'_2 - h_1) + [(h_2 - h'_1) * \xi] + [(h_{\text{sout}} - h'_1) * (1 - \xi)]$$

$$w_{\text{CA}} = 242,52 \text{ kJ/kg}$$

t) La puissance consommée par le compresseur axial :

La puissance nécessaire pour la compression de l'air humide est :

$$\dot{W}_{\text{CA}} = [(h'_2 - h_1) * \dot{m}_{\text{air}}] + [(h_2 - h'_1) * \xi^2 * \dot{m}_{\text{air}}] + [(h_{\text{sout}} - h'_1) * (1 - \xi)^2 * \dot{m}_{\text{air}}]$$

$$\dot{W}_{\text{CA}} = 22\,465 \text{ kWatts}$$

Tel que $\xi = 0,95$.

IV.2.3) Calculs des grandeurs physiques thermodynamiques au niveau de la chambre de combustion :

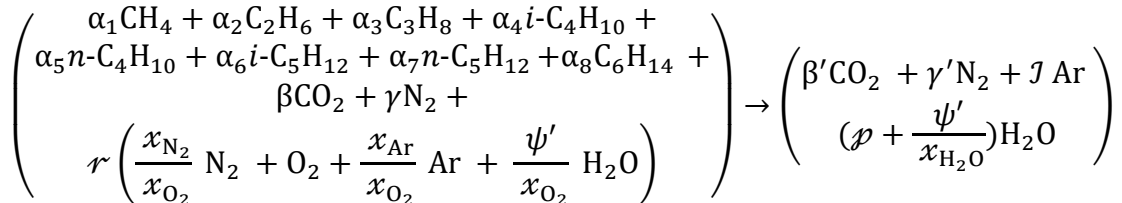


Figure IV.1 Illustration des paramètres d'entrée et de sortie de la chambre de combustion.

a) La température à l'entrée de la turbine de détente : $T_3 = 966 \text{ °C}$
 $T_3 = 1\,239,15 \text{ K}$

b) La pression à l'entrée de la turbine de détente :
 $P_3 = P_2 * (1 - \Delta P_{cc})$
 $P_3 = 8,1334 \text{ bars}$

c) L'équation standard :



d) Les compositions des réactifs et fumées produits pour 100 Kmoles de combustible :

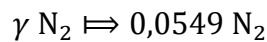
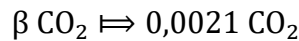
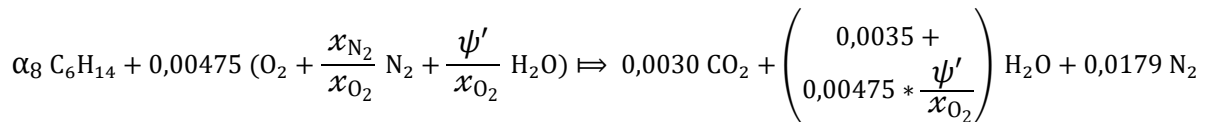
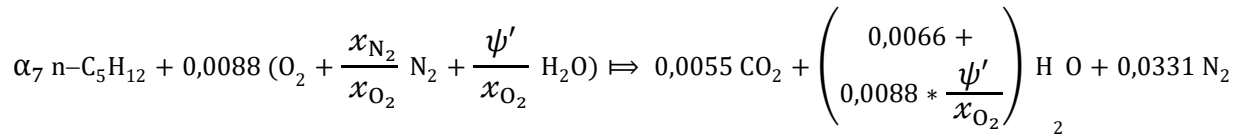
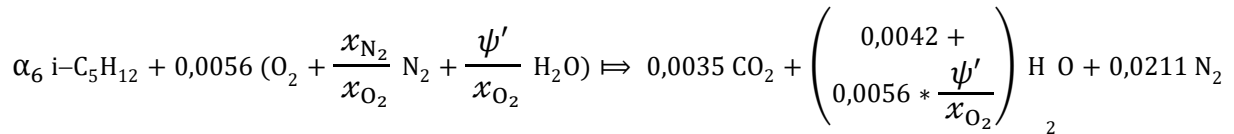
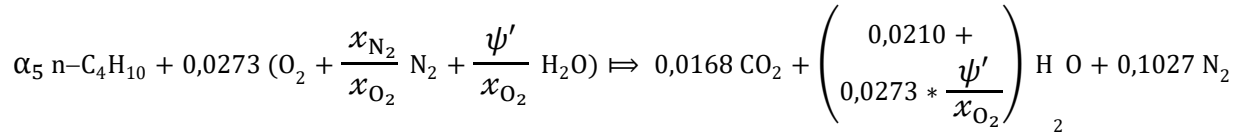
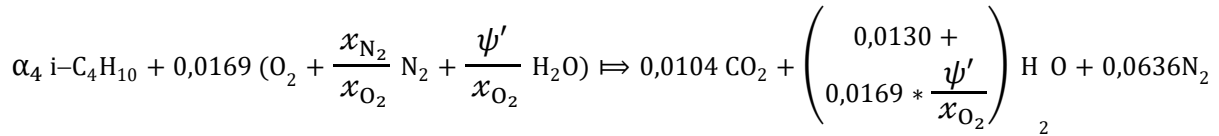
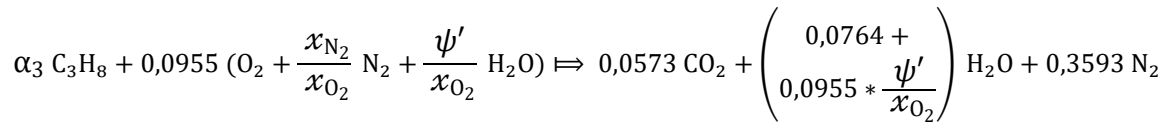
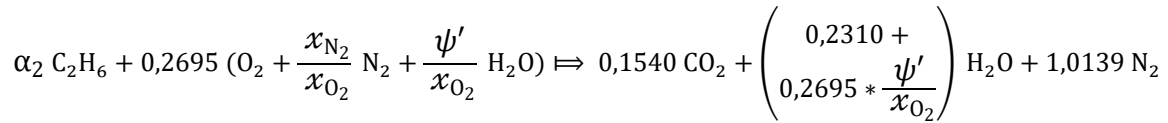
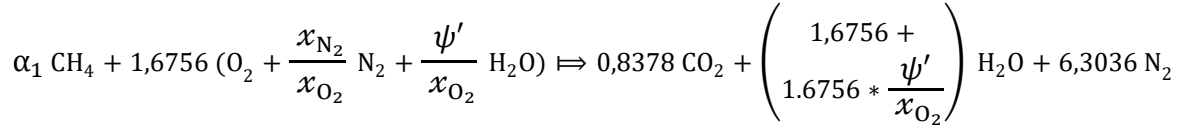
Composant du Combustible	Fraction molaire x (%)	O ₂ pour la combustion (Kmol)	Composition des fumées (Kmol)				Composant du Combustible
			CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	
CH ₄	83,78	167,56	83,78	167,56	0	630,36	CH ₄
C ₂ H ₆	7,70	26,95	15,4	23,1	0	101,39	C ₂ H ₆
C ₃ H ₈	1,91	9,55	5,73	7,64	0	35,93	C ₃ H ₈
i-C ₄ H ₁₀	0,26	1,69	1,04	1,3	0	6,36	i-C ₄ H ₁₀
n-C ₄ H ₁₀	0,42	2,73	1,68	2,1	0	10,27	n-C ₄ H ₁₀
i-C ₅ H ₁₂	0,07	0,56	0,35	0,42	0	2,11	i-C ₅ H ₁₂
n-C ₅ H ₁₂	0,11	0,88	0,55	0,66	0	3,31	n-C ₅ H ₁₂
C ₆ H ₁₄	0,05	0,475	0,3	0,35	0	1,79	C ₆ H ₁₄
CO ₂	0,21	-	0,21	-	-	-	CO ₂
N ₂	5,49	-	-	-	-	5,49	N ₂
Total	100	210,395	109,05	203,14	0	797,01	Total

Tableau IV.7 Quantité de comburant nécessaire pour 100 kilos moles de carburant et la composition des fumés.

Remarque : Dans le tableau ci-dessus l'argon n'a pas été pris en considération suite à son rôle négligeable.

e) Réaction chimique de la combustion :

La combustion provient de l'oxydation des différents composant du fioul selon les réactions suivantes :



Tout d'abord nous calculons la somme de fraction molaire de « Carbone » en réaction :

$$\beta' = \sum_{1 \leq i \leq 8} \alpha_i + \beta$$

$$\beta' = 1,0905$$

Ensuite nous calculons la somme de fraction molaire de « Dihydrogène » en réaction :

$$p = \left((\alpha_1 * 4) + (\alpha_2 * 6) + (\alpha_3 * 8) + ((\alpha_4 + \alpha_5) * 10) \right. \\ \left. + ((\alpha_6 + \alpha_7) * 12) + (\alpha_8 * 14) \right) / 2$$

$$p = 2,0314$$

Nous passons maintenant au calcul de la somme de fraction de « Dioxygène » produit :

$$r = \beta' + \frac{p}{2} - \beta = 1,0905 + \frac{2,0314}{2} - 0,0021$$

$$r = 2,1039$$

Passant ensuite à la somme de fraction molaire de « Diazote » en réaction/produit :

$$\gamma' = \gamma + (3,76 * r) = 0,0549 + (3,76 * 2,1039)$$

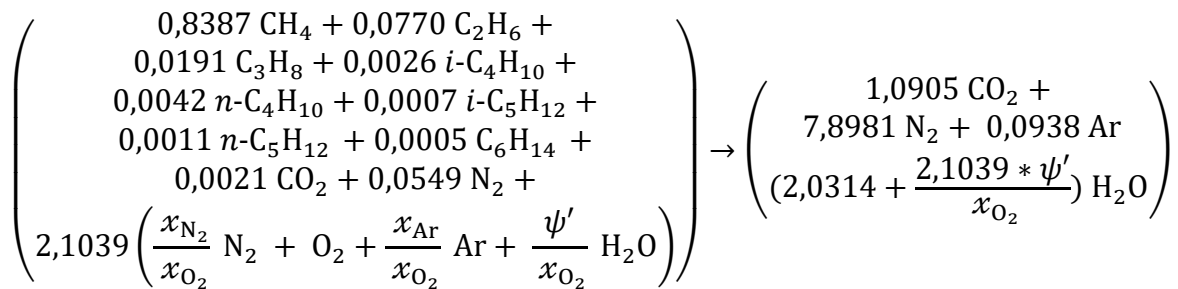
$$\gamma' = 7,8981$$

Et pour finir nous calculons la fraction molaire de « l'Argon » en réaction/produit :

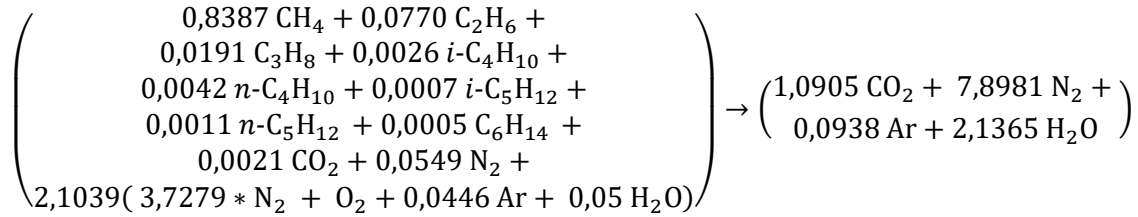
$$j = \frac{x_{Ar}}{x_{O_2}} * r$$

$$j = 0,0938$$

De sort l'équation de la combustion en fonction de l'humidité spécifique devient :



Connaissant les valeurs de x_{O_2} , x_{N_2} , x_{Ar} et ψ' l'équation stœchiométrique de la combustion devient :



f) Les valeurs des fractions massiques des produits de la combustion :

Nous les avons prélevées grâce au programme qui relie Refprop à Matlab, et ils figurent dans le tableau ci-dessous :

Eléments produits.	Fractions massiques.
CO ₂	0,1541
N ₂	0,7103
H ₂ O	0,1236
Ar	0,0120

Tableau IV.8 Fractions massiques des éléments constituant les fumés.

g) L'enthalpie spécifique du fioul à l'entrée de la chambre de combustion :

Elle est déduite à partir de sa pression P_f et sa température T_f grâce au programme qui relie Refprop à Matlab :

$$h_f = 764,65 \text{ kJ/kg}$$

h) L'enthalpie et l'entropie spécifiques à la sortie de la chambre de combustion :

L'enthalpie et l'entropie spécifiques à la sortie de la chambre de combustion sont calculées à partir de la température T_3 , la pression P_3 et les fractions massiques des produits en se servant de programme qui relie Refprop à Matlab.

$$h_3 = 1763,40 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 7,2683 \text{ kJ/kg.K}$$

i) Le rapport massique fioul-air :

Le rapport massique fioul-air est celui où le fioul est suffisant pour brûler avec tout l'air et peut être calculé à partir de la formule du bilan énergétique au niveau de la chambre de la combustion.

$$\text{FAR} = \frac{h_3 - h_2}{(\text{PCI} * \eta_{CC}) * h_f - h_3}$$

$$\text{FAR} = 0,0315 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{kg}_f$$

La masse du fioul injecté dans la chambre de combustion :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{\text{air}} * \text{FAR} * \xi$$

$$\dot{m}_f = 2,8377 \text{ kg/s}$$

j) La masse des fumées issues de la combustion :

La masse des fumées est obtenue à partir du bilan massique au niveau de compresseur et de rapport fioul-air sa formule est donnée comme suit :

$$\dot{m} = (\dot{m}_{\text{air}} * \xi) + \dot{m}_f = \dot{m}_{\text{air}} * \xi * (1 + \text{FAR})$$

$$\dot{m} = 93,2212 \text{ kg/s}$$

k) La puissance thermique fournie :

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_f * \text{PCI} * \eta_{CC}$$

$$\dot{Q}_{CC} = 124\,880 \text{ kWatts}$$

IV.2.4) Calculs des paramètres thermodynamiques au niveau de la turbine de détente :

a) La pression à l'échappement :

$$P_4 = P_a + \Delta P_{EC}$$

$$P_4 = 1,0325 \text{ bars}$$

b) L'enthalpie spécifique isentropique à la sortie de la turbine de détente :

Ce paramètre est primordial pour le calcul de de l'enthalpie spécifique à la sortie de la turbine, et son calcul se fait grâce à l'enthalpie isentropique à la sortie de compresseur, à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de s_3 , P_4 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$h_{4is} = 981,65 \text{ kJ/kg}$$

c) L'enthalpie spécifique à la sortie de la turbine haute pression :

Disposant du rendement isentropique de la turbine de détente « η_{THP} », et aussi de l'enthalpie spécifique isentropique à la sortie de cette dernière « h_{4is} », nous pouvons calculer l'enthalpie spécifique à l'échappement tel que:

$$h_4 = h_3 - \frac{(h_3 - h_{4is})}{\eta_{THP}}$$

$$h_4 = 1\,059,80 \text{ kJ/kg}$$

d) L'entropie spécifique et la température à la sortie de la turbine de détente :

Toujours à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de h_4 , P_4 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques nous obtenons :

$$s_4 = 7,3865 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_4 = 694,398 \text{ K}$$

$$T_4 = 421,248 \text{ °C}$$

e) Le travail délivré par la turbine de détente :

Le travail délivré par la turbine de détente :

$$w_T = (h_3 - h_4)$$

$$w_T = 703,61 \text{ kJ/kg}$$

f) La puissance délivrée par la turbine de détente:

$$\dot{W}_T = w_T * \dot{m}$$

$$\dot{W}_T = 65\,591,00 \text{ kWatts}$$

g) La puissance délivrée par la turbine basse pression :

$$\eta_{mCA-THP} = \frac{\dot{W}_{CA}}{\dot{W}_{THP}}$$

$$\dot{W}_{THP} = \frac{\dot{W}_{CA}}{\eta_{mCA-THP}}$$

$$\dot{W}_T - \dot{W}_{TBP} = \frac{\dot{W}_{CA}}{\eta_{mCA-THP}}$$

La puissance délivrée par la turbine basse pression pour l'entraînement du compresseur centrifuge est :

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{W}_T - \frac{\dot{W}_{CA}}{\eta_{mCA-THP}}$$

$$\dot{W}_{TBP} = 42\,668,00 \text{ kWatts}$$

h) La puissance consommée par le compresseur centrifuge :

La puissance consommée par le compresseur centrifuge est toute fois la puissance utile, elle est donnée en fonction de rendement isentropique de ce dernier et le rendement mécanique de transmission de l'arbre connectant la turbine basse pression au compresseur centrifuge :

$$\dot{W}_{\text{utile}} = \dot{W}_{\text{TBP}} * \eta_{\text{Ce}} * \eta_{\text{mTBP-Ce}}$$

$$\dot{W}_{\text{utile}} = 35\,180 \text{ kWatts}$$

IV.2.5) La consommation spécifique du fioul :

Il s'agit de la masse de carburant brûlée par unité de temps par unité de puissance développée. Il est important de réduire au minimum les SFC pour les applications où le poids et/ou le coût du combustible est important par rapport aux pénalités qu'il entraîne.

$$\text{CSF} = \frac{3600 * \dot{m}_f}{\dot{W}_{\text{utile}}}$$

$$\text{CSF} = 0,2909 \text{ kg/kWh}$$

IV.2.6) Le rendement thermique globale de l'installation :

Le rendement global est en effet un critère majeur pour l'évaluation des systèmes, des applications et des processus de toute sorte. Le terme rendement provient principalement de la thermodynamique. La tentative visant à évaluer la conversion de la chaleur en travail a conduit à sa formulation initiale comme étant le "travail net généré par l'apport total d'énergie thermique". Ce critère d'efficacité est également appelé efficacité énergétique. L'expression générale du rendement d'une installation - en tant que mesure de sa performance et de son efficacité - est représentée par le rapport entre la production utile et la consommation d'énergie requise.

$$\eta_{\text{TAG}} = \frac{\dot{W}_{\text{utile}}}{\dot{Q}_{\text{CC}}}$$

$$\eta_{\text{TAG}} = 28,17 \%$$

IV.3) Etude Exergétique du cycle :

Le long de cette étude nous devront toujours faire appel à ces trois paramètres d'état de référence P_0 , T_0 et S_0 , de sorte que l'entropie de référence sera calculée à l'aide de programme qui relie Refprop à Matlab en fonction de P_0 , T_0 ainsi les types de fluides composants l'air entrant dans le compresseur et leurs fractions massiques :

$$s_0 = 6,8620 \text{ kJ/kg.K}$$

Calcul exergétique au niveau du compresseur axial :

a) L'exergie spécifique à l'entrée du compresseur axial :

$$ex_1 = h_1 - [T_0 * (s_1 - s_0)]$$

$$ex_1 = 297,24 \text{ kJ/kg}$$

b) Le taux d'exergie à l'entrée du compresseur axial :

$$\dot{Ex}_1 = ex_1 * \dot{m}$$

$$\dot{Ex}_1 = 26\,864 \text{ kWatts}$$

c) L'exergie spécifique à la fin de la première compression :

$$ex'_2 = h'_2 - [T_0 * (s'_2 - s_0)]$$

$$ex'_2 = 407,51 \text{ kJ/kg}$$

d) Le taux d'exergie à la fin de la première compression :

$$\dot{Ex}'_2 = ex'_2 * \dot{m}$$

$$\dot{Ex}'_2 = 36\,830 \text{ kWatts}$$

e) L'exergie spécifique à la reprise de la deuxième compression de fluide destiné à la combustion :

$$ex'_1 = [h'_1 - (T_0 * (s'_1 - s_0))] * \xi$$

$$ex'_1 = 370,78 \text{ kJ/kg}$$

f) Le taux d'exergie à la reprise de la deuxième compression de fluide destiné à la combustion:

$$\dot{Ex}'_1 = ex'_1 * (\xi * \dot{m})$$

$$\dot{Ex}'_1 = 33\,511 \text{ kWatts}$$

g) L'exergie spécifique à la sortie du compresseur axial:

$$ex_2 = h_2 - [T_0 * (s_2 - s_0)]$$

$$ex_2 = 475,58 \text{ kJ/kg}$$

h) Le taux d'exergie à la sortie du compresseur axial:

$$\dot{E}x_2 = ex_2 * \xi * \dot{m}$$

$$\dot{E}x_2 = 42\,983 \text{ kWatts}$$

i) L'exergie spécifique à la reprise de la deuxième compression de fluide destiné au refroidissement des pièces :

$$ex'_{Sout} = [h'_1 - (T_0 * (s'_1 - s_0))] * (1 - \xi)$$

$$ex'_{Sout} = 19,955 \text{ kJ/kg}$$

j) Le taux d'exergie à la reprise de la deuxième compression pour le fluide destiné au refroidissement des pièces :

$$\dot{E}x'_{Sout} = ex'_{Sout} * [(1 - \xi) * \dot{m}]$$

$$\dot{E}x'_{Sout} = 92,828 \text{ kWatts}$$

k) L'exergie spécifique au soutirage de fluide destiné au refroidissement des pièces :

$$ex_{Sout} = h_{Sout} - [T_0 * (s_{Sout} - s_0)] * (1 - \xi)$$

$$ex_{Sout} = 20,639 \text{ kJ/kg}$$

l) Le taux d'exergie au soutirage de fluide destiné au refroidissement des pièces :

$$\dot{E}x_{Sout} = ex_{Sout} * [(1 - \xi) * \dot{m}]$$

$$\dot{E}x_{Sout} = 94,920 \text{ kWatts}$$

m) L'exergie spécifique détruite dans le compresseur :

$$ex_{d,CA} = (ex_1 - ex'_2) + (ex'_1 - ex_2) + (ex'_{Sout} - ex_{Sout}) + w_{CA}$$

$$ex_{d,CA} = 27,007 \text{ kJ/kg}$$

n) Le taux d'exergie détruite dans le compresseur :

$$\dot{E}x_{d,CA} = (\dot{E}x_1 - \dot{E}x'_2) + (\dot{E}x'_1 - \dot{E}x_2) + (\dot{E}x'_{Sout} - \dot{E}x_{Sout}) + \dot{W}_{CA}$$

$$\dot{E}x_{d,CA} = 302,45 \text{ kWatts}$$

o) Le rendement exergetique du compresseur axial :

$$\eta_{EX_{CA}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{d,CA}}{\dot{W}_{CA}}$$

$$\eta_{EX_{CA}} = 86,54\%$$

IV.3.2) Calcul d'exergie détruite au niveau de la chambre de combustion :**a) L'exergie spécifique du fioul :**

En se servant de l'équation **IV.6**, des deux tableaux **IV.5** et **IV.6** et de langage de programmation « MATLAB », nous calculons l'exergie chimique standard de chacune des substances constituantes notre modèle du fioul, ainsi l'exergie spécifique du mélange.

$$ex_f = 46\,862 \text{ kJ/kg}$$

b) Le taux d'exergie du fioul :

$$\dot{E}X_f = 133\,210 \text{ kWatts}$$

c) L'exergie spécifique à la sortie de la chambre de combustion :

$$ex_3 = h_3 - [T_0 * (s_3 - s_0)]$$

$$ex_3 = 1\,642,30 \text{ kJ/kg}$$

d) Le taux d'exergie à la sortie de la chambre de combustion :

$$\dot{E}X_3 = ex_3 * \xi * \dot{m}_{\text{fumées}}$$

$$\dot{E}X_3 = 153\,100 \text{ kWatts}$$

e) L'exergie spécifique détruite dans la chambre de combustion :

$$ex_{d,CC} = ex_2 + ex_f - ex_3$$

$$ex_{d,CC} = 4\,569,60 \text{ kJ/kg}$$

f) Le taux d'exergie détruite dans la chambre de combustion :

$$\dot{E}X_{d,CC} = \dot{E}X_2 + \dot{E}X_f - \dot{E}X_3$$

$$\dot{E}X_{d,CC} = 23\,101 \text{ kWatts}$$

g) Le rendement exergetique de la chambre de combustion :

$$\eta_{EX_{CC}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{d,CA}}{\dot{E}X_2 + \dot{E}X_f}$$

$$\eta_{EX_{CC}} = 86,89 \%$$

IV.3.3) Calcul exergetique dans la turbine de détente :**a) L'exergie spécifique à l'échappement :**

$$ex_4 = h_4 - [T_0 * (s_4 - s_0)]$$

$$ex_4 = 903,43 \text{ kJ/kg}$$

b) Le taux d'exergie à l'échappement :

$$\dot{E}x_4 = ex_4 * \xi * \dot{m}$$

$$\dot{E}x_4 = 84\,219 \text{ kWatts}$$

c) L'exergie spécifique détruite dans la turbine de détente :

$$ex_{d,T} = ex_3 - ex_4 - w_T$$

$$ex_{d,T} = 35,242 \text{ kJ/kg}$$

d) Le taux d'exergie détruite dans la turbine de détente :

$$\dot{E}x_{d,T} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}_T$$

$$\dot{E}x_{d,T} = 3\,285,3 \text{ kWatts}$$

e) Le rendement exergetique de la turbine de détente :

$$\eta_{ExT} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,T}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}$$

$$\eta_{ExT} = 95,23 \%$$

IV.3.4) Le Rendement exergetique global de l'installation turbine à gaz:

$$\eta_{\text{EXTAG}} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_{CA}}{\dot{E}_{Xf}}$$

$$\eta_{\text{EXTAG}} = 32,37 \%$$

IV.4) Conclusion :

Cette étude a montré qu'il existe plusieurs types de facteurs qui affectent directement les performances de la TÁG et qui peuvent être divisés en plusieurs catégories, des facteurs liés à la qualité du carburant, des facteurs liés à la conception de la machine tels que la température maximale du cycle « T₃ » et le taux de compression « τ », et d'autres qui sont les conditions climatiques liées à la zone où la TÁG est installée.

Les résultats obtenus par cette étude montrent une très bonne concordance entre les résultats de constructeur et les résultats de code développé, tel que l'erreur relatif entre les deux rendements est de 2.19%. ce qui prouve la solidité du programme.

CHAPITRE V

Interprétations des résultats

Influence de l'altitude sur la pression atmosphérique :

Comme la turbine à gaz est un moteur disposant d'un compresseur d'air, ses performances sont modifiées par tout ce qui affecte la densité et/ou le débit massique de l'admission d'air au compresseur.

La densité de l'air diminue à mesure que l'altitude du site augmente. Alors que le débit d'air et le rendement qui en résultent, diminuent proportionnellement [21].

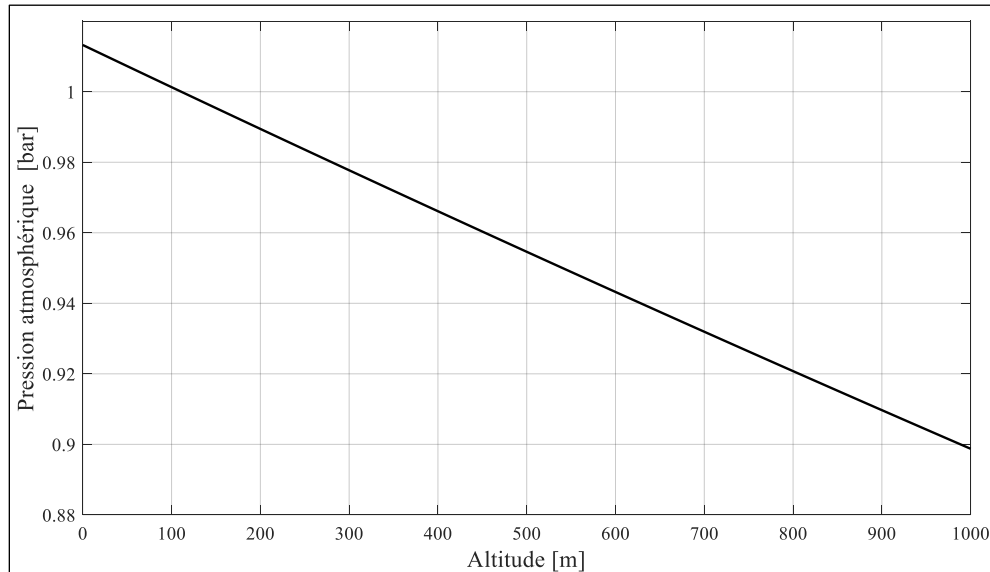


Figure V.1 Effet de l'altitude sur la pression atmosphérique.

La figure **V.1** montre que la pression atmosphérique est inversement proportionnelle à l'altitude, sachant que l'altitude de référence est celle de $Z=00\text{m}$, elle est au niveau de la mer, elle donne la pression atmosphérique de référence de $1,01325\text{ bar}$, d'après les coordonnées géophysique du site gazier de Hassi R'mel, on constate que l'altitude est de $Z=760\text{m}$ avec une pression atmosphérique référenciée par $0,92522\text{ bar}$. El Hadik [4] a conclu en 1990 que la pression ambiante n'affecte que le rendement par unité de volume, et n'a aucun effet sur le travail net par unité de masse ni sur le rendement thermique.

V.1) Influence de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de bar, une humidité relative de 60% et une température à l'entrée de la turbine de 966°C, l'étude minutieuse de l'influence de taux de compression sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

V.1.1) Température à la sortie de compresseur axial et température à la sortie de la turbine :

Les évolutions de la température à la sortie du compresseur axial est directement proportionnelle à la température ambiante à cause de l'augmentation du volume massique de l'air à l'entrée du compresseur, tandis que la température d'échappement reste invariante avec la température ambiante car cette température est influencée seulement par la température à l'entrée de la turbine et la charge imposée.

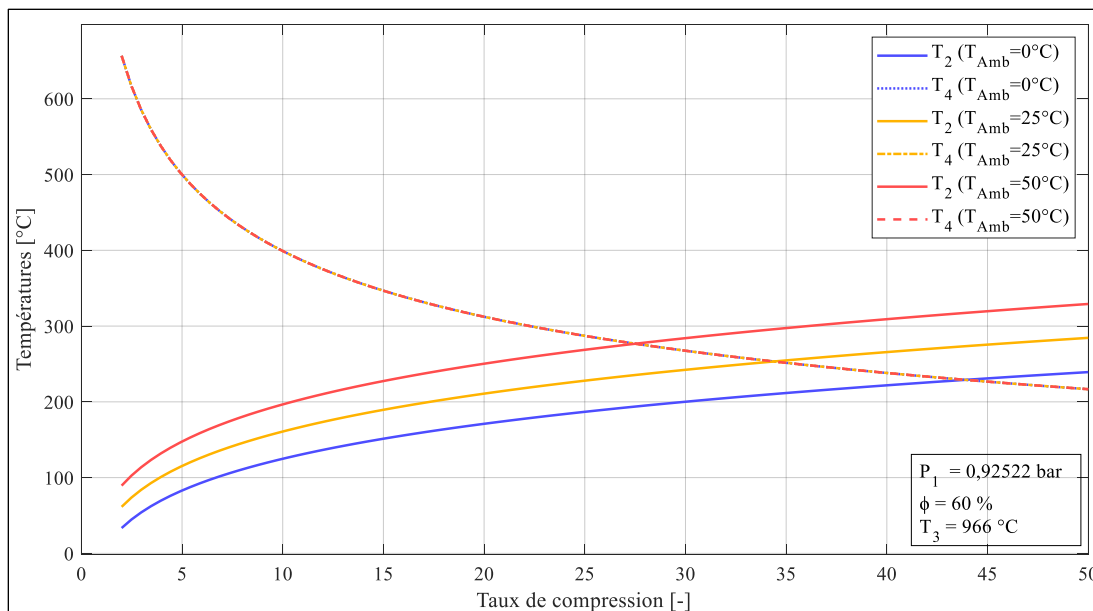


Figure V.2 Effet du taux de compression sur T_2 et T_4 .

Par conséquent, pour n'importe quelle température ambiante dans la plage étudiée, la température à la sortie du compresseur axial et la température d'échappement sont influencées par le taux de compression du compresseur. Une augmentation du taux de compression conduit à une élévation de la pression à la sortie du compresseur, et le fait que la pression est proportionnelle à la température, alors la température à la sortie du compresseur augmente. Néanmoins, la température d'échappement est inversement proportionnelle au taux de compression. Une augmentation du taux de compression conduite a une augmentation de taux d'expansion de la turbine avec une température à l'entrée de la turbine constante, d'où la température d'échappement diminue avec l'augmentation du taux de compression.

V.1.2) Travaux spécifiques du compresseur axial et de la turbine de détente (HP-BP) :

Le travail reçu ou fourni correspond aux échanges macroscopiques d'énergie ; il doit pouvoir être déterminé en mesurant les forces diverses qu'on applique sur le système ou que le système applique [27].

Les conditions environnementales ont des effets primordiaux sur les puissances spécifiques et surtout la température ambiante. Tel que le travail spécifique absorbé par compresseur axial augmente avec la température ambiante, par contre la puissance spécifique développée par la turbine est indépendante de la température ambiante. Cette remarque est montrée par El Hadik [4] en 1990. Il montre aussi que l'augmentation du taux de compression a une influence considérable sur les puissances spécifiques consommée par le compresseur et délivrée par la turbine. On peut dire que l'augmentation de la température ambiante affecte la température à la sortie du compresseur axial (Figure V.2) qui entraîne à son tour l'augmentation du travail spécifique absorbé par le compresseur axial et pour un taux de compression fixe cette variation est de plus en plus importante, ceci est dû à la variation du volume spécifique du fluide comprimé par le compresseur axial. En plus, il est important de dire que le travail spécifique délivré par la turbine de détente est aussi proportionnel au taux de compression.

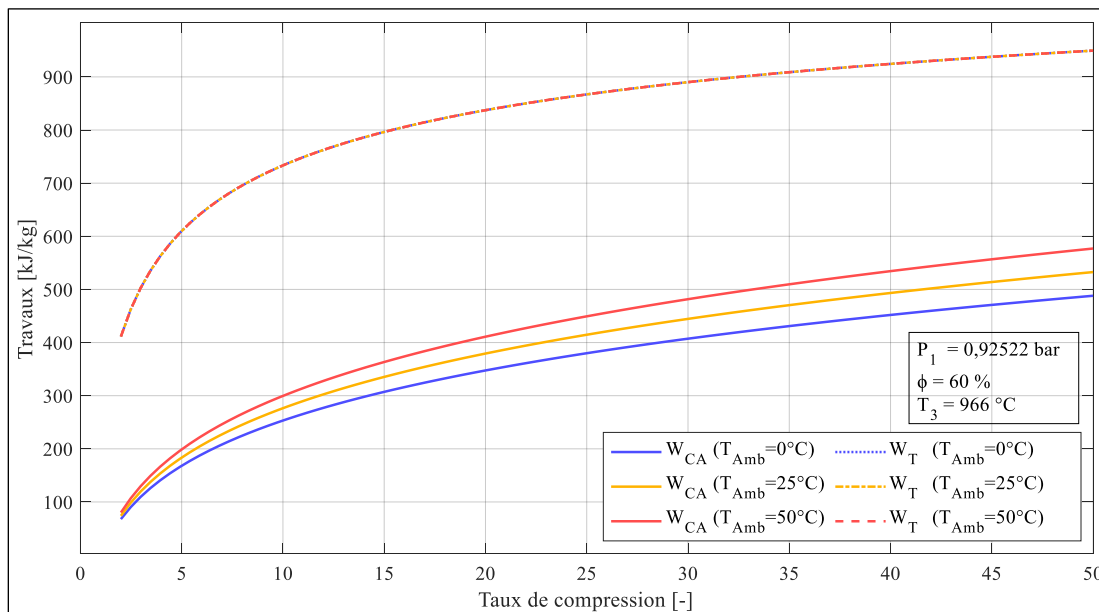


Figure V.3 Effet du taux de compression sur W_{CA} et W_T .

V.1.3) Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile :

En plus du travail mécanique et, il faut tenir compte de la puissance qui définit un travail accompli par unité de temps. En général, si l'on exécute un travail rapidement, la puissance exigée est plus grande que si l'on prend plus de temps pour le faire.

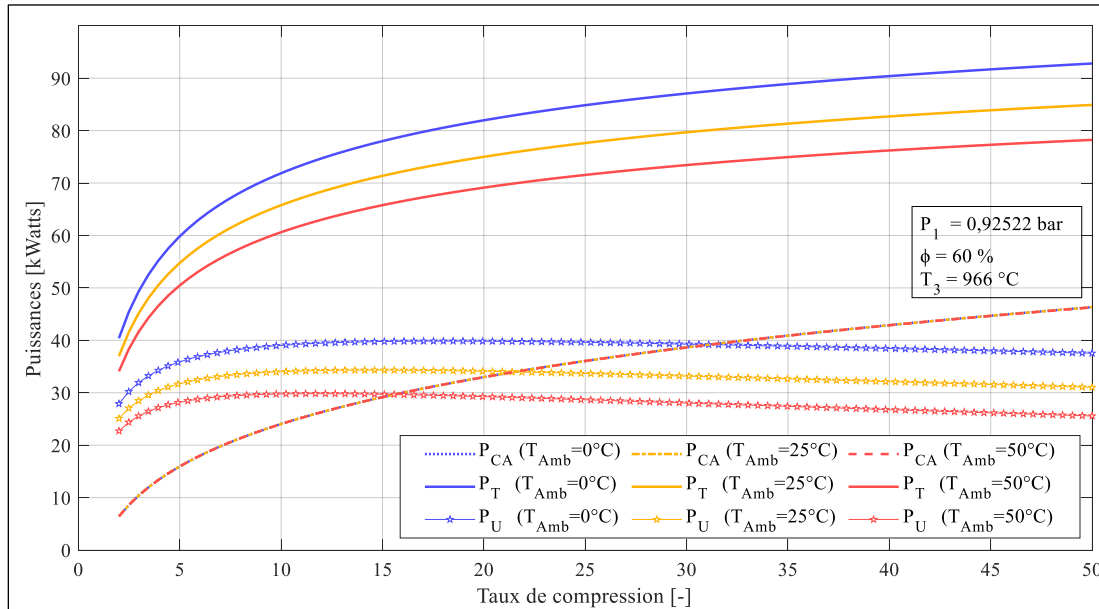


Figure V.4 Effet du taux de compression sur \dot{W}_{CA} , \dot{W}_T et \dot{W}_{Utile} .

Il convient de dire que la puissance absorbée par le compresseur axial \dot{W}_{CA} ainsi que celle délivrée par la turbine de détente \dot{W}_T sont proportionnels au taux de compression. Pour un taux de compression fixe, la puissance développée par la turbine est toujours supérieure à celle consommée par le compresseur. Par conséquent, on distingue deux plages de la puissance utile, une plage de croissance et autre de décroissance, ce qui montre la présence d'un taux de compression optimal qui dépend de la température ambiante ($\tau_{opt} = 18$ pour $T_1 = 00^\circ\text{C}$; $\tau_{opt} = 11,7$ pour $T_1 = 50^\circ\text{C}$). Donc on peut dire que le taux d'augmentation de la puissance développée par la turbine est supérieur au taux d'augmentation de la puissance consommée par le compresseur pour des valeurs de taux de compression inférieures à τ_{opt} , par contre pour des valeurs $\tau > \tau_{opt}$ la vitesse d'augmentation de la puissance du compresseur est supérieure à celle de la turbine ce qui engendre une présentation de point de fonctionnement optimale de la centrale. Autrement, On constate que la température ambiante est inversement proportionnelle à la puissance délivrée par la turbine de détente ainsi qu'à la puissance utile, cependant la température ambiante a une influence insignifiante sur la puissance consommée par le compresseur, où El Hadik [4] montre qu'une température ambiante plus basse entraîne une densité de l'air plus élevée et un travail du compresseur plus faible qui, à son tour, donne une puissance développée de la turbine à gaz plus élevée.

V.1.4) Rapport massique Fioul-air « FAR » :

Le rapport massique fioul-air « FAR » nécessaire durant le fonctionnement de la turbine à gaz pour trois valeurs de température dont deux sont extrêmes, en fonction de taux de compression est représenté ci-dessous sur la figure V.5.

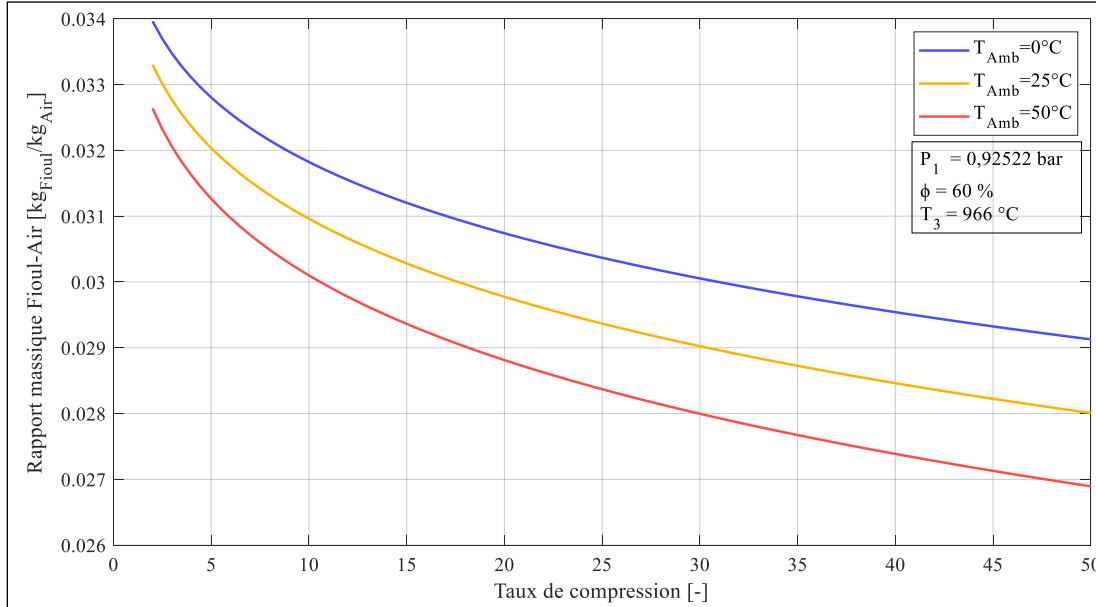


Figure V.5 Effet du taux de compression sur Le rapport massique fioul-air.

Les allures de cette figure montrent que le rapport massique fioul-air est inversement proportionnel au taux de compression ; l'augmentation du taux de compression de $\tau=2$ à $\tau=50$ entraîne une augmentation de la température de sortie du compresseur axial et pour garder la température à l'entrée de la turbine constante « $T_3 = 966 \text{ °C}$ » la quantité du fioul injectée sera diminuée, et le rapport massique fioul-air sera diminué à son tour de 15,28% ; l'augmentation de la température ambiante entraîne la chute du rapport fioul-air et pour un taux de compression fixe cette variation devient de plus en plus importante ; ceci est dû aussi à l'air comprimé car pour une température ambiante de 50 °C la température à la sortie du compresseur axial sera supérieure à celle pour une température ambiante de 0 °C (Figure V.2).

V.1.5) Consommation spécifique du fioul « CSF » :

Bien que le concept de rendement thermique soit utile pour la comparaison énergétique de cycles thermodynamiques, le concept de consommation spécifique du fioul est une mesure plus pratique qui inclut le débit de carburant. Sur la figure V.6 le profil de consommation spécifique du fioul en fonction du taux de compression pour trois valeurs de température ambiante dont deux sont extrêmes.

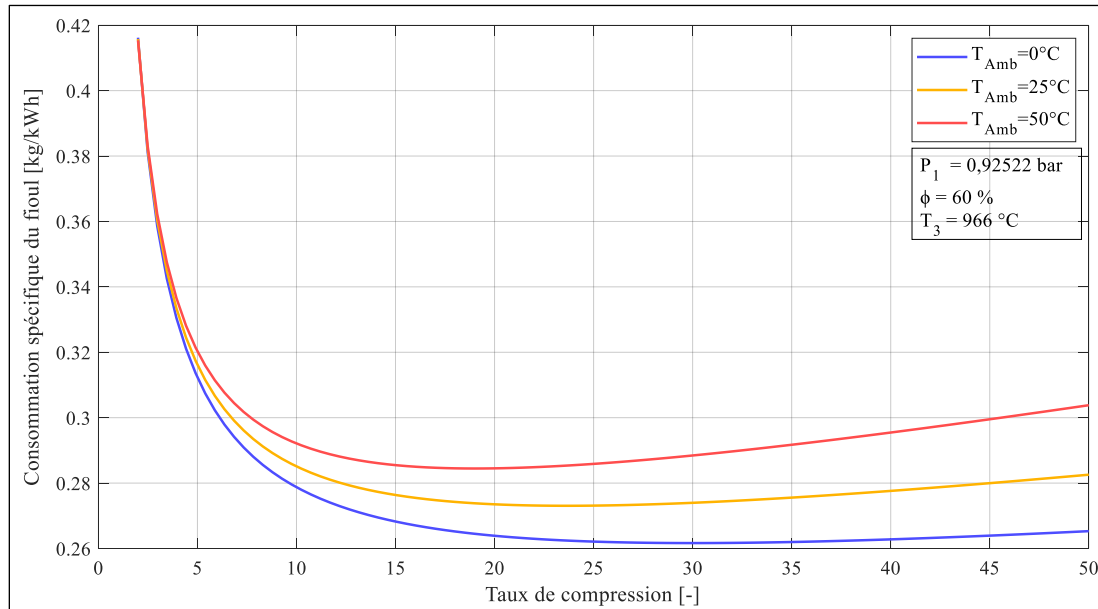


Figure V.6 Effet du taux de compression sur la consommation spécifique du fioul.

D'après la figure V.6, on constate que la consommation spécifique est inversement proportionnelle à la température ambiante d'une part, et la présence de consommations optimales pour les trois valeurs de la température ambiante d'une autre part. Dans le cas de $T_1 = 0^{\circ}\text{C}$ la consommation spécifique est minimale pour un taux de compression $\tau = 28$, par contre pour les deux autres températures $T_1 = 25^{\circ}\text{C}$ et $T_1 = 50^{\circ}\text{C}$ les optimums sont pour les taux de compression $\tau = 23$ et $\tau = 18$ respectivement. De ce fait, on peut dire que la diminution de la température ambiante pousse l'optimum de la consommation spécifique vers des taux de compression plus élevés. Cela s'explique par le déclin du rapport fioul-air (Figure V.5) et l'allure de la puissance utile (Figure V.4) étant donné que ces deux derniers ont une relation directe avec la consommation spécifique du fioul, ceci est affirmé en 2004 par Alhazmy [28] et en étalant que l'augmentation du rapport de pression entraîne une réduction de la consommation de carburant, donc une diminution de la masse de vapeur d'eau dans les gaz d'échappement.

V.1.6) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » :

Le rendement d'une machine motrice est le rapport entre la puissance mécanique restituée par la puissance thermique fournie. Ce rendement est toujours majoré par le rendement de Carnot, et ce dernier varie seulement avec les températures des sources chaude et froide.

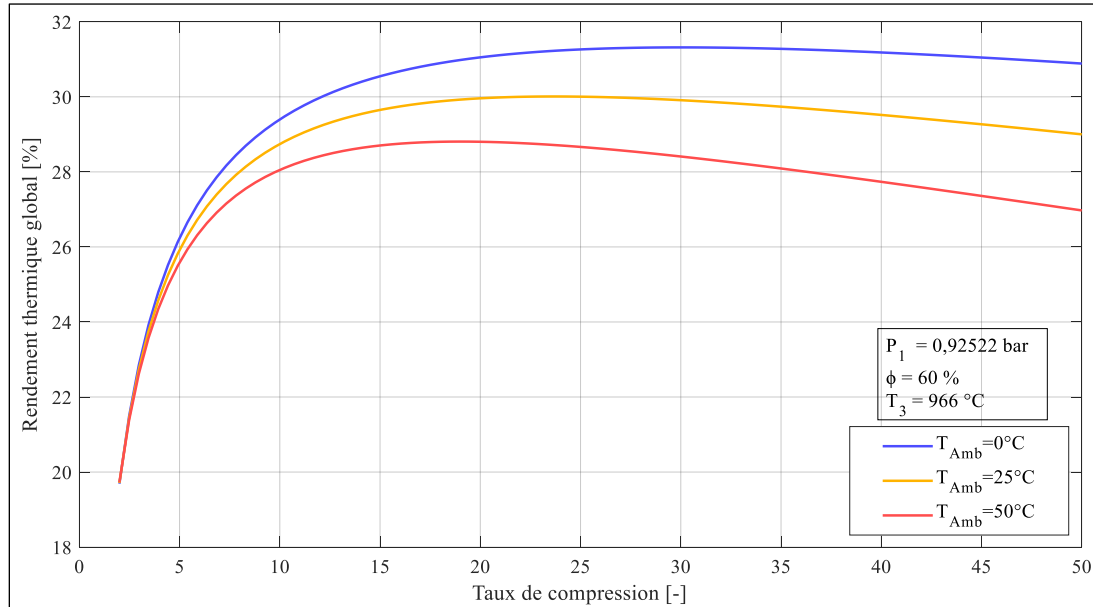


Figure V.7 Effet du taux de compression sur le rendement thermique global.

La figure V.7 montre les allures des rendements thermiques en fonction de taux de compression pour trois valeurs de la température ambiante. Il est très claire que le rendement thermique est inversement proportionnel à la température ambiante, par contre, les allures de rendement thermique global sont inversement identique à celle de la consommation spécifique du fioul, étant donné que le profil du rendement thermique global de la turbine à gaz augmente de 50% dans la première phase qui va de $\tau = 2$ jusqu'à $\tau = 23$ pour une température ambiante de $T_1 = 25 \text{ °C}$, l'évolution du rendement énergétique global dans cette intervalle a été prouvé par el Hadik [4] en 1990 tout en faisant l'étude sur une plage du rapport de compression allant de 0 à 16 et en prenant quatre valeur de température à l'entrée de la turbine.

À partir de cette valeur pic du rendement thermique global, ce dernier commence diminuer légèrement de 3,33% jusqu'à un taux de compression de $\tau = 50$.

V.1.7) Rendement exergetique global de turbine à gaz « $\eta_{EXERGETIQUE}$ GLOBAL » :

Le rendement exergetique mesure la quantité d'énergie maximale qu'on peut récupérer du système par rapport à celle fournie au système. Il permet de mesurer le degré d'irréversibilité d'une installation thermodynamique ou encore le degré de dégradation de l'énergie qu'il s'y produit.

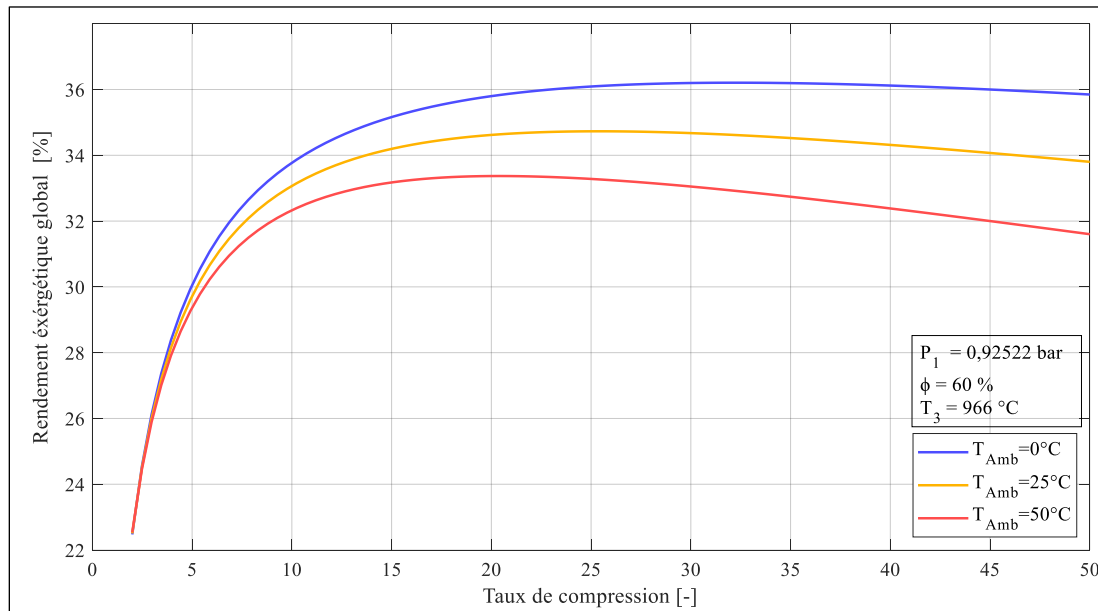


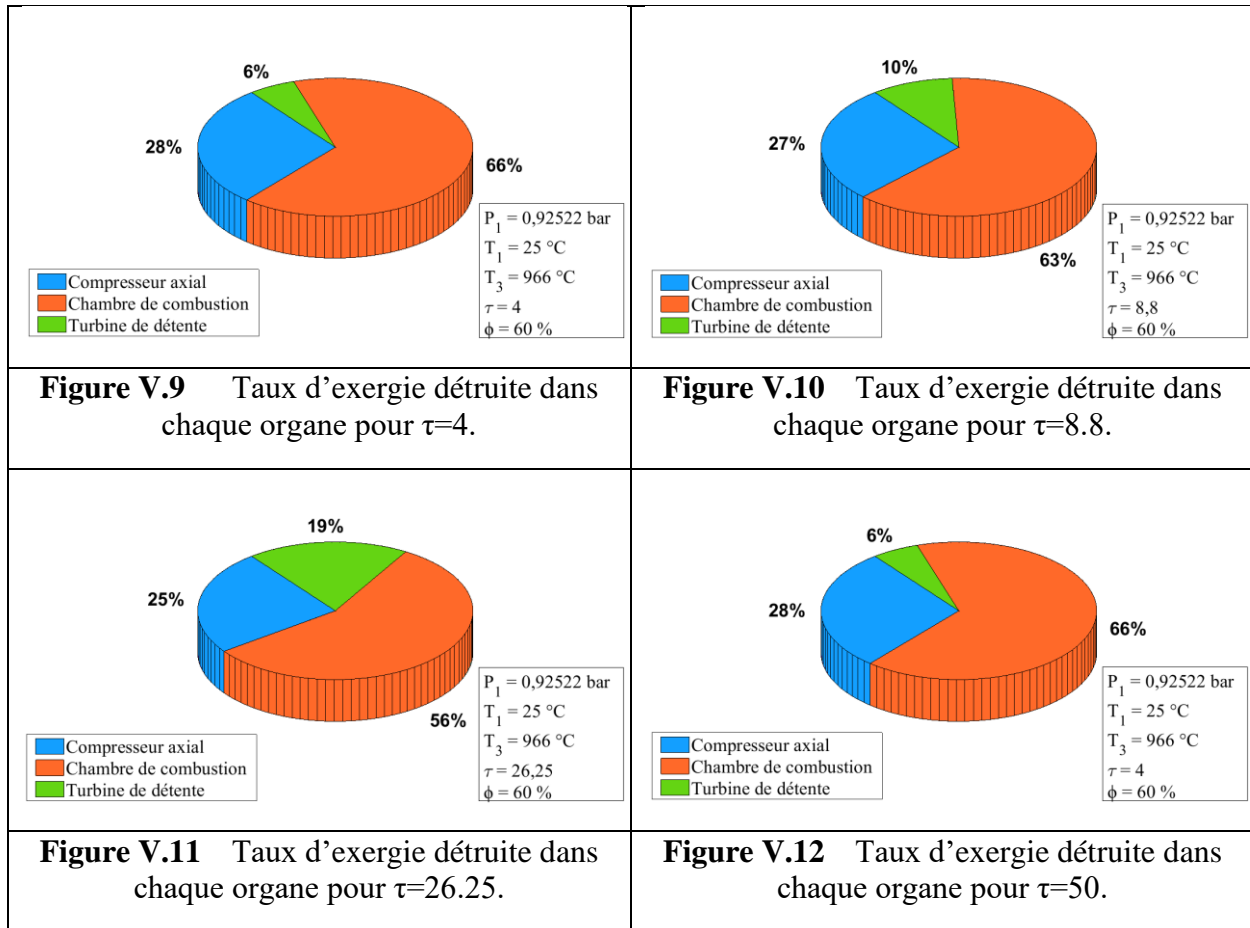
Figure V.8 Effet du taux de compression sur le rendement exergetique global.

Semblablement aux allures du rendement énergétique global (Figure V.7), le rendement exergetique augmente de 50,44% pour une augmentation du taux de compression de $\tau = 2$ jusqu'à $\tau = 23$ pour une température ambiante de $T_1 = 25^\circ\text{C}$ ($\tau = 28$ pour $T_1 = 00^\circ\text{C}$; $\tau = 18$ pour $T_1 = 50^\circ\text{C}$), et à partir de cette valeur pic pour un taux de compression de $\tau = 23$ ($\tau = 28$ pour $T_1 = 00^\circ\text{C}$; $\tau = 18$ pour $T_1 = 50^\circ\text{C}$) jusqu'à $\tau = 50$ le rendement exergetique global régresse de 2,3%.

La température ambiante affecte aussi le rendement exergetique. Il est clair aussi que plus le taux de compression est important plus la sensibilité du rendement exergetique à la température ambiante augmente.

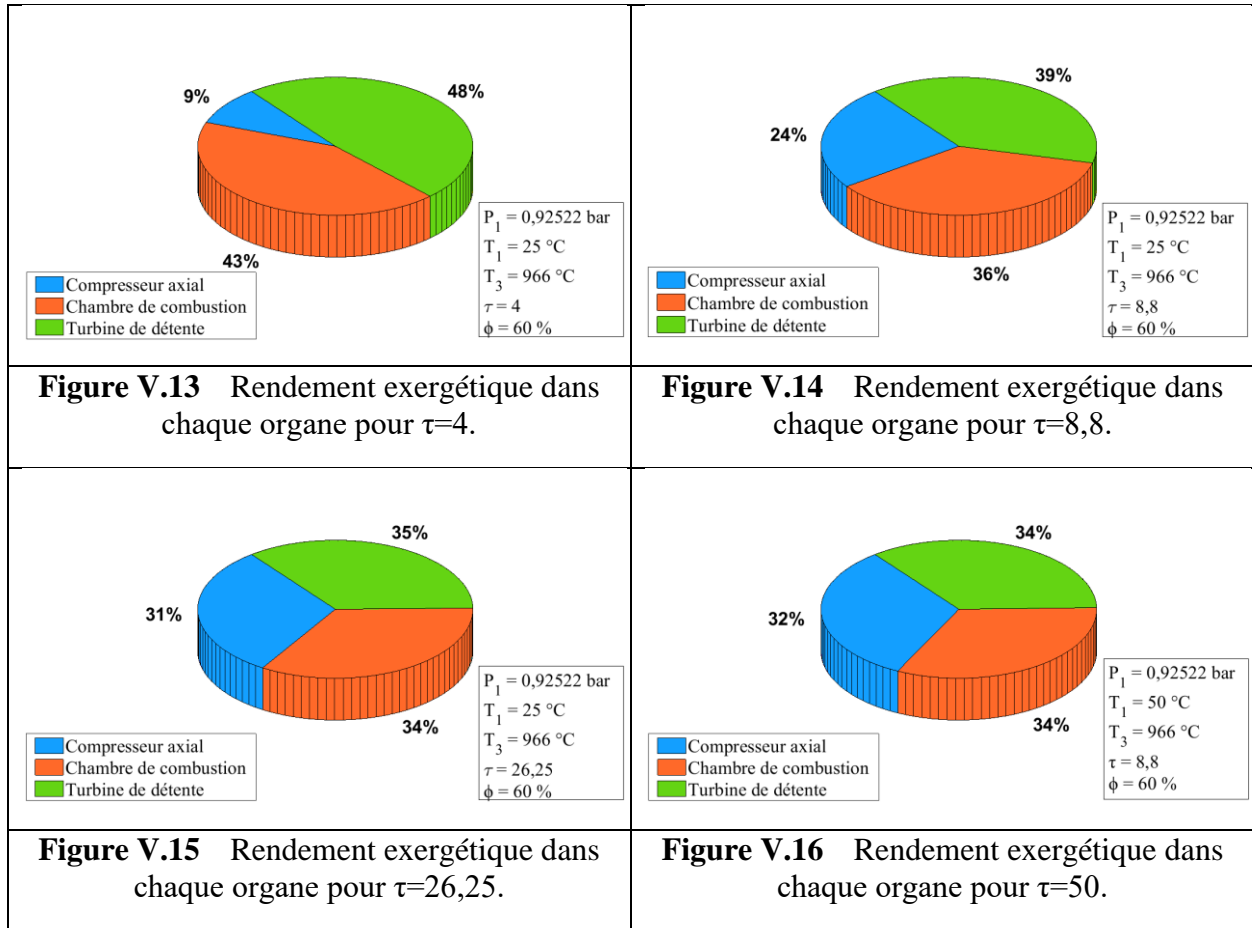
V.1.8) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz :

Le terme de destruction d'exergie interprète la création d'entropie. Si l'on veut limiter cette destruction, il faudra généralement apporter des changements structurels conséquents au système moteur à l'étude [29].



On constate que pour les quatre valeurs du taux de compression, la plus grande partie d'exergie détruite existe au niveau de la chambre de combustion, aussi le pourcentage de taux d'exergie détruite dans la chambre de combustion diminue de 66% pour $\tau=4$ à 50% pour une valeur de $\tau=50$, et que le pourcentage de taux d'exergie détruite dans le compresseur axial diminue de 28% pour $\tau=4$ à 22% pour une valeur de $\tau=50$, contrairement au pourcentage de taux d'exergie détruite dans la turbine de détente qui augmente de 6% pour $\tau=4$ à 28% pour une valeur de $\tau=50$, M. Fallah et al [30] montrent que l'augmentation du rapport de pression fait que les taux de destruction d'exergie de la chambre de combustion diminuent rapidement, et que le taux de destruction d'énergie du compresseur axial diminue progressivement, de plus, toute augmentation du rapport de pression entraîne une augmentation de la destruction d'énergie de la turbine.

V.1.9) Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz :



On tire de cette illustration que pour les quatre valeurs du taux de compression, le rendement exergetique du compresseur axial augmente de 9% pour $\tau=4$ à 32% pour une valeur de $\tau=50$, en 2015, Y. Şöhret et al [31] ont prouvés que le rendement exergetique du compresseur est proportionnel au taux de compression. Par contre le rendement exergetique de la chambre de combustion est inversement proportionnel au taux de compression, à titre d'exemple, il diminue de 43% jusqu'à 34% pour une augmentation de taux de compression de $\tau=4$ à $\tau=50$. Par conséquence, pour la turbine de détente, on constate que pour une augmentation de taux de compression de 4 à 26.25, le rendement exergetique diminue de 48% à 34%, mais au-delà de $\tau=26,25$ le rendement exergetique reste constant.

V.2) Influence de la température à l'entrée de la turbine de détente sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de 0,92522 bar, une température ambiante de 15°C, une humidité relative de 60% et un taux de compression de 8,8 , l'étude de l'influence de la température à l'entrée de la turbine sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

V.2.1) Températures d'échappement :

La figure V.17 ci-dessous illustre les profils de température à la sortie de de la turbine basse pression en fonction de la température à l'entrée de la turbine haute pression.

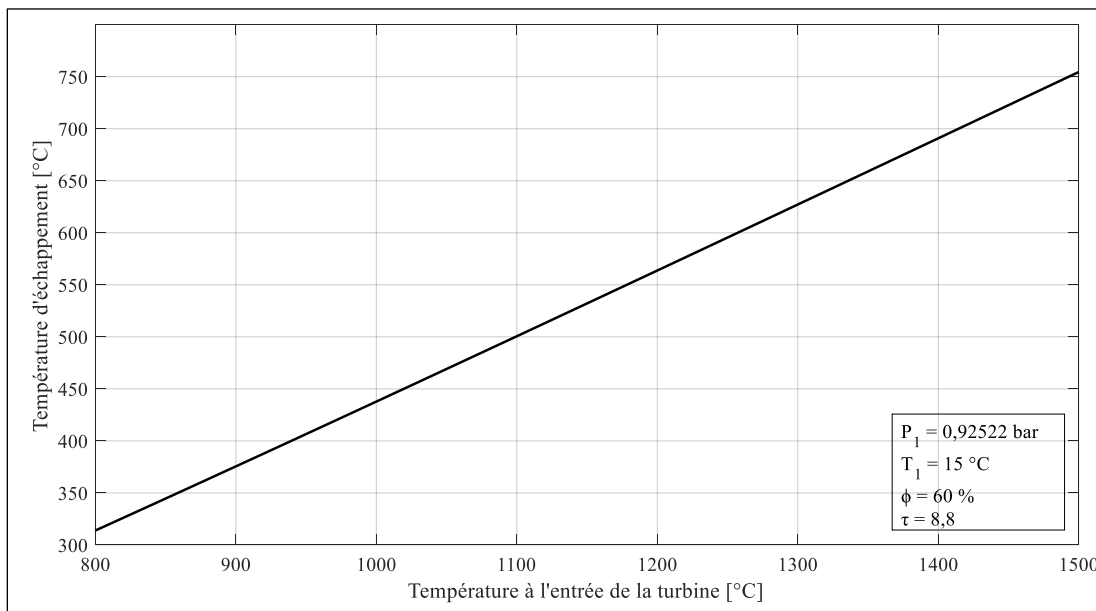


Figure V.17 Effet de la température à l'entrée de la turbine sur T4.

On peut s'aviser que la courbe est linéairement croissante, la température d'échappement augmente de 135% lorsque la température à l'entrée de la turbine augmente de 800°C à 1500°C, ce qui explique l'augmentation de la différence d'enthalpie dans la turbine.

V.2.2) Puissances calorifique et mécaniques :

La température à l'entrée de la turbine a un impact primordial sur les différentes puissances au sein de la turbine à gaz excepté celle du compresseur axial.

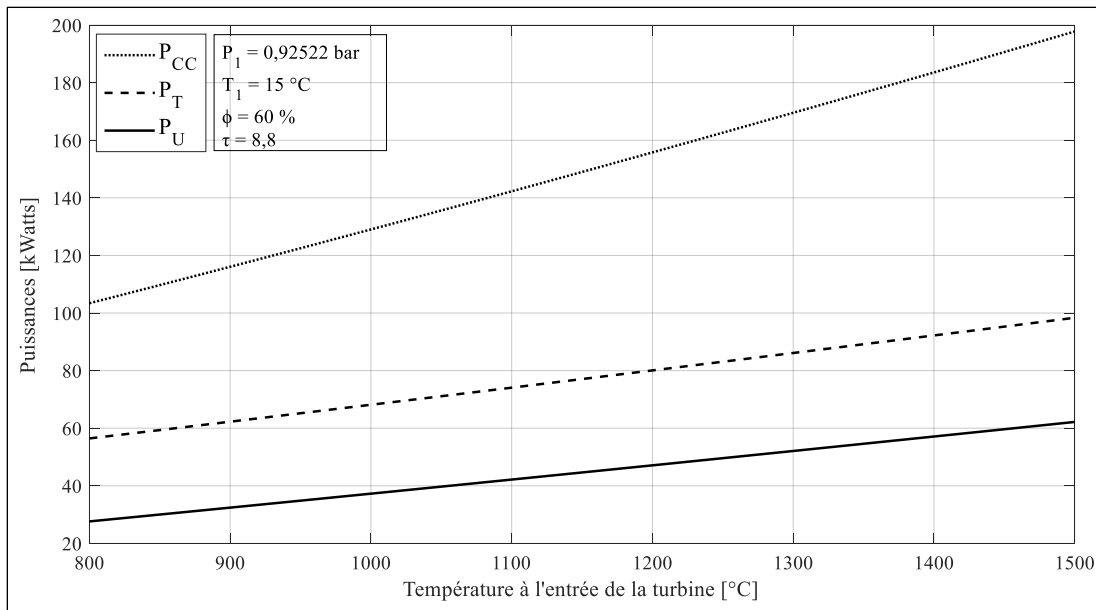


Figure V.18 Effet de la température à l'entrée de la turbine sur \dot{Q}_{CC} , \dot{W}_T et \dot{W}_{Utile} .

D'après la figure V.18 on s'aperçoit que les trois puissances sont proportionnelles à la température à l'entrée de la turbine, on constate que la puissance utile augmente intensément par rapport aux autres, du fait que lorsque la température à l'entrée de la turbine augmente de 800°C à 1500°C, la puissance utile augmente de 125,13%, la puissance calorifique augmente de 91,29% et la puissance de la turbine de détente (BP et HP) quant à elle augmente de 74,26%. Cette différence importante de puissance calorifique est expliquée par l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine « T_3 » devant la stagnation de la température à la sortie du compresseur axial. Et en se basant sur les propos de I. Tlili et al [32] en 2019 énonçant l'influence de la température à l'entrée de la turbine sur la puissance développée, on peut éprouver ce qui a été constaté au début.

V.2.3) Rapport Fioul-air « FAR » :

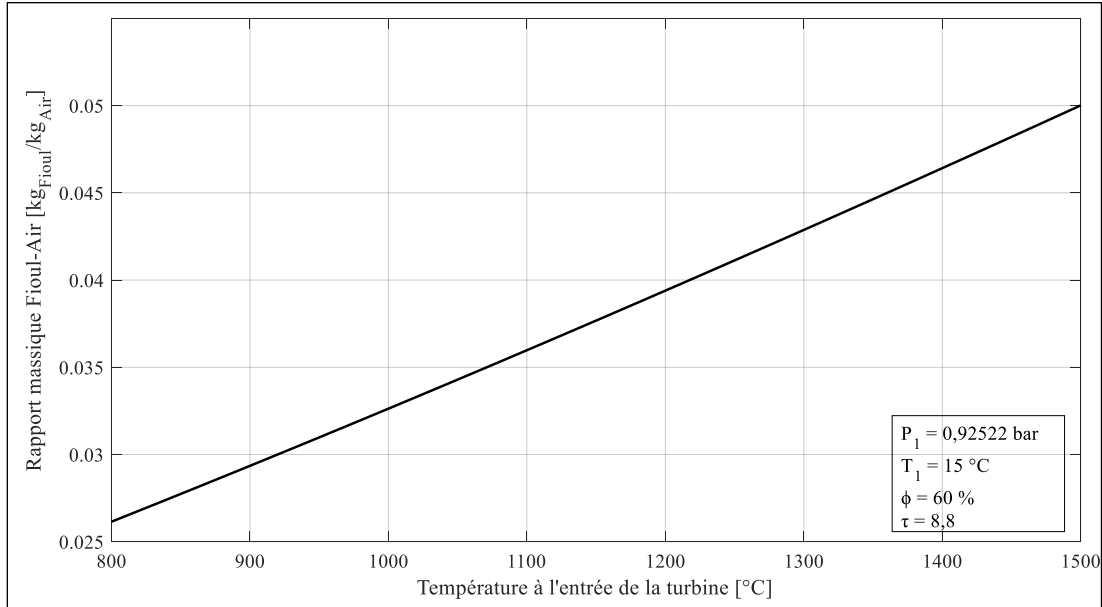


Figure V.19 Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le FAR.

Comme il est indiqué sur la figure **V.19**, Le rapport massique fioul-air (FAR) est proportionnel à la température d'entrée de la turbine haute pression, et que le FAR augmente linéairement de 91,29%, ceci est dû au débit massique du fioul qu'il se doit de rajouter à un certain débit massique d'air, que selon les conditions de départ, il est maintenu constant, pour augmenter la température à l'entrée de la turbine. G. Barigozzi et al [8] ont montré que le combustible en surplus comble l'écart de température entre la température à l'entrée de la turbine « T_3 » et celle à sa sortie « T_4 ». Et d'après M. Alhazmy et H. Najjar [28], une augmentation de la température d'entrée de la turbine implique la combustion d'une plus grande quantité de fioul.

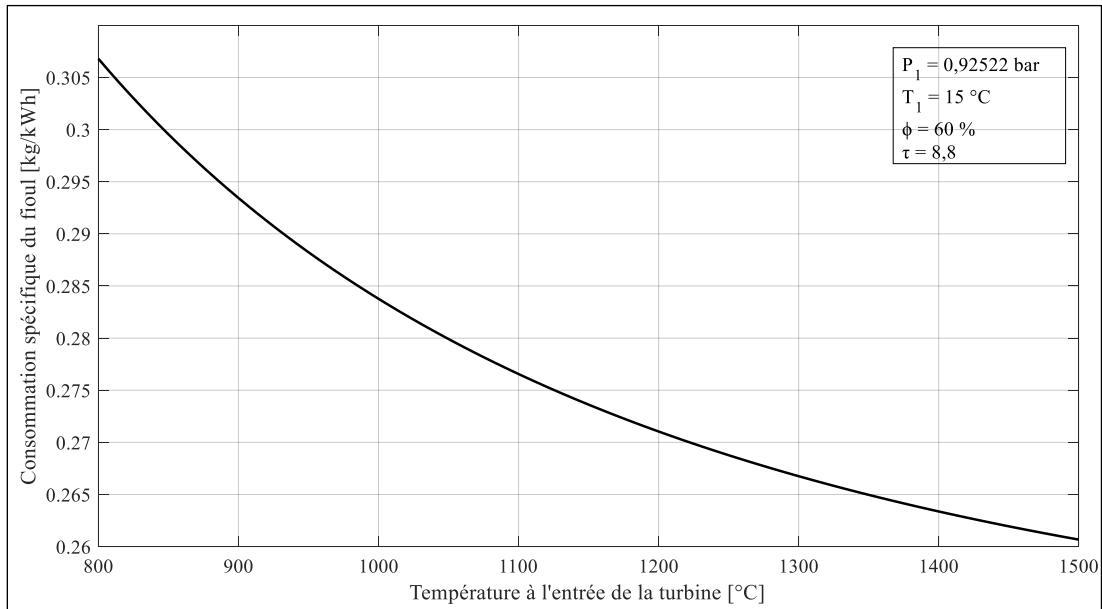
V.2.4) Consommation spécifique du fioul « CSF » :

Figure V.20 Effet de la température à l'entrée de la turbine sur consommation spécifique du fioul.

D'après la figure V.20, la consommation spécifique du fioul est inversement proportionnelle à la température d'entrée de la turbine et que pour une variation de T_3 de 800°C jusqu'à 1500° la consommation spécifique du fioul diminue de 15%.

V.2.5) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » :

La notion du rendement thermique est importante dans le domaine de l'ingénierie mécanique, du fait que c'est une méthode classique pour caractériser les performances d'une machine thermique.

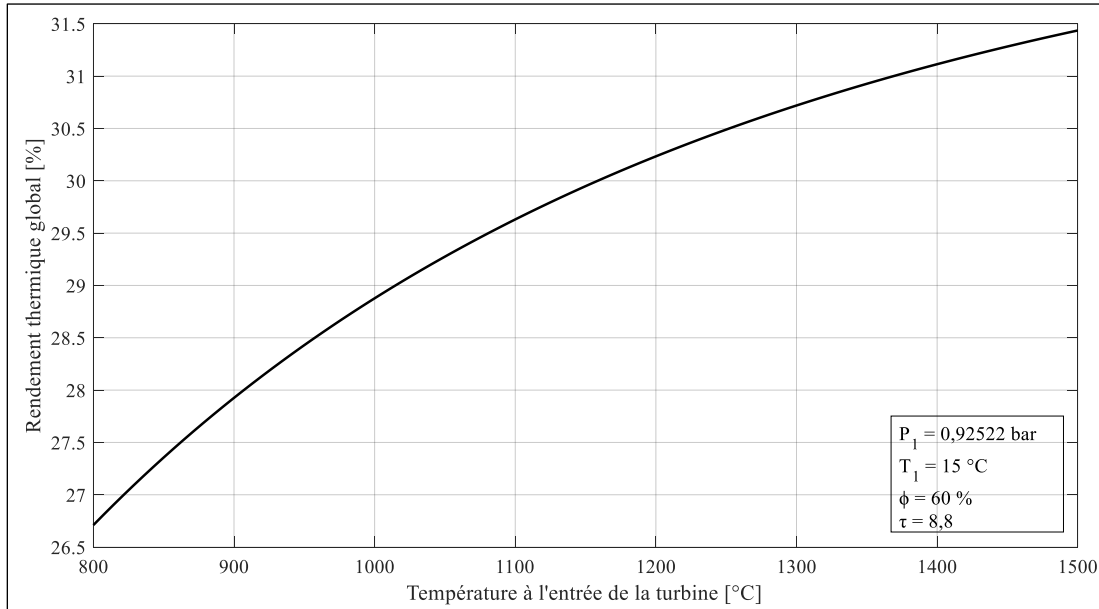


Figure V.21 Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le rendement thermique global.

La figure **V.21** montre que le rendement thermique global de l'installation s'accroît de 17,69% lorsque la température à l'entrée de la turbine augmente de 800°C jusqu'à 1500°C, néanmoins on ne peut dépasser considérablement la valeur $T_3 = 966^\circ\text{C}$ pour des raisons de sécurité étant donné que le matériau composant les aubes de la turbine est caractérisé par une résistance thermique de l'ordre de 966°C . Z.A Zainal et al [15] en 2018 énoncent que l'augmentation de la température d'entrée de la turbine est un autre aspect important pour obtenir un meilleur rendement, mais avec le souci d'endommager les aubes de la turbine et de les corroder.

V.2.6) Rendement exergetique global de turbine à gaz « $\eta_{EXERGÉTIQUE}$ GLOBAL » :

Salpingidou et al [33] en 2017, ont montré que pour l'analyse, un coefficient de rendement exergetique est introduit, qui tente de quantifier l'énergie inexploitée à la fin de l'ensemble du processus.

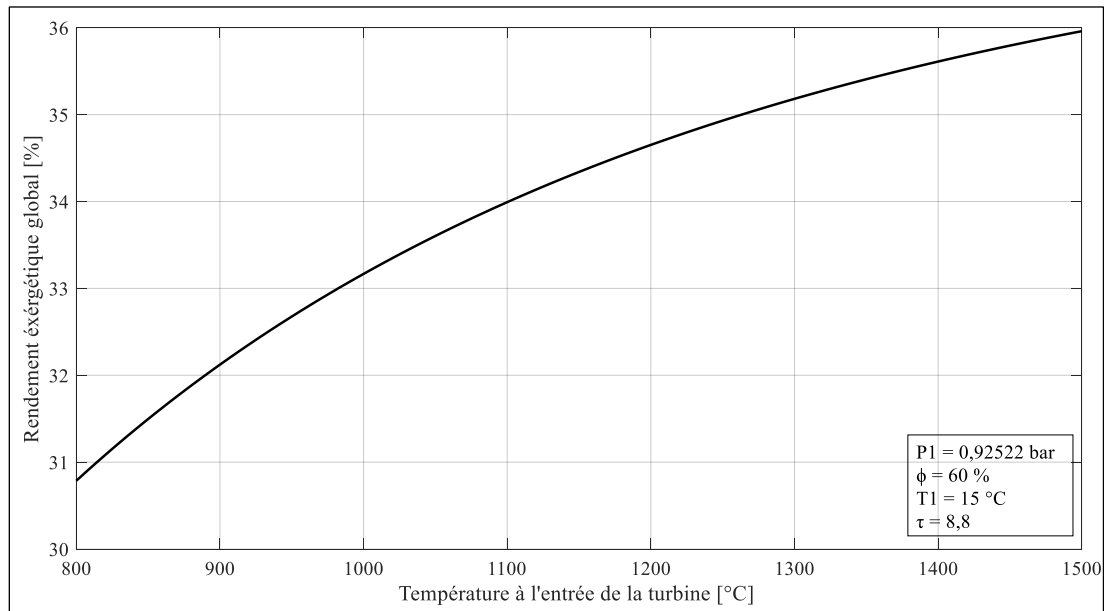


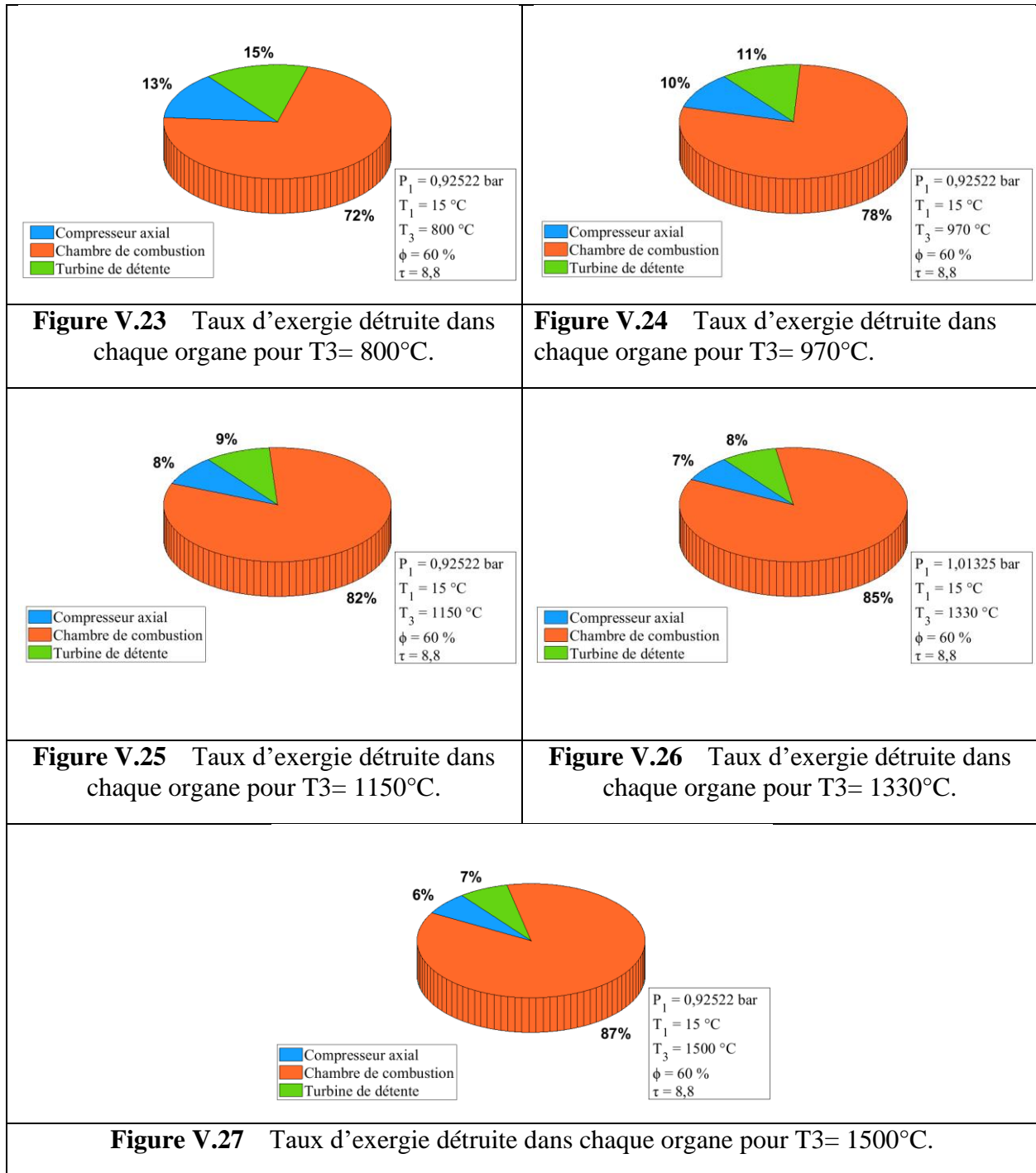
Figure V.22 Effet de la température à l'entrée de la turbine sur le rendement exergetique global.

Le rendement exergetique global augmente de 16,84 pour une augmentation de température à l'entrée de la turbine de 800°C jusqu'à 1500°C.

A partir de ces trois dernières figures (V.20 ; V.21 ; V.22) on peut dire que la température à l'entrée de la turbine affecte positivement les performances d'une turbine à gaz, néanmoins selon Alan H. Epstein [34], il avise que des températures plus élevées à l'entrée des turbines nécessiteront un meilleur refroidissement et une meilleure technologie de fabrication pour des matériaux tels que le carbure de silicium, le nitrure de silicium et le saphir. L'efficacité de la propulsion peut être améliorée grâce à la conception de moteurs en dérivation. De meilleures performances du système de compression nécessiteront une plus grande attention à l'isolation thermique. Tout cela est physiquement possible, mais nécessitera des investissements considérables dans les technologies disciplinaires et de micro-fabrication.

V.2.7) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz :

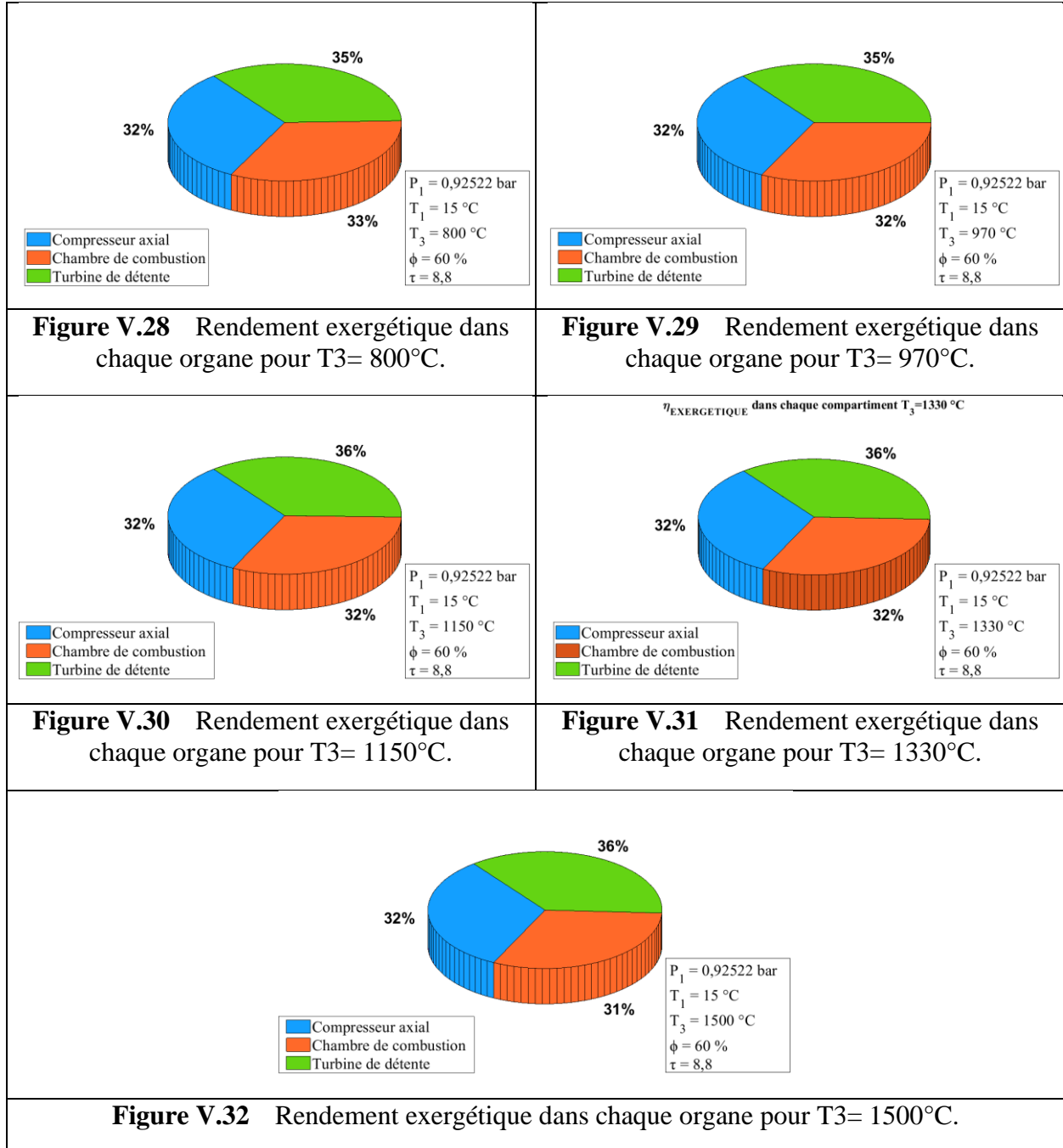
D'après une étude de Yasin Şöhret et al [31] en 2016 le taux de destruction exergétique signifie la réduction de l'effet positif du système sur la durabilité énergétique. L'impact positif du système est la fourniture d'une plus grande quantité d'exergie désirée et une diminution de la destruction d'exergie et de la minimisation de la production d'énergie résiduelle.



On s'aperçoit que pour les cinq valeurs de la température à l'entrée de la turbine haute pression, la plus grande partie d'exergie est détruite au niveau de la chambre de combustion avec une valeur qui va de 72 à 87% en augmentant la température à l'entrée de la turbine de 800°C jusqu'à 1500°C, pour la même variation de la température à l'entrée de la turbine, le pourcentage de taux d'exergie détruite du compresseur axial diminuent légèrement de 13 à 6% et une diminution de taux d'exergie détruite de turbine de détente de 15 à 7%. L'augmentation du taux de destruction exergetique dans la chambre de combustion est entraîné par le taux d'exergie du fioul rajouté afin de remonter la température à l'entrée de la turbine.

V.2.8) Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz :

Wang et al [35] ont constaté en 2016 que le rendement exergetique était plus sensible au rendement énergétique.



On aperçoit que pour les cinq valeurs du taux de compression, que le rendement exergetique du compresseur axial se maintient à une valeur de 32% du fait que la variation de la

température à l'entrée de la turbine n'influence pas les performances du compresseur axial. Tandis que le rendement exergétique de la chambre de combustion diminue légèrement de 33 à 31% pour une augmentation de la température à l'entrée de la turbine de 800°C jusqu'à 1500°C, contrairement au rendement exergétique de la turbine de la détente qui augmente de 35 à 36%.

V.3) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de 0,92522 bar, un taux de compression de $\tau = 8,8$ et une température à l'entrée de la turbine de 966°C, l'étude de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz est présentée ci-dessous :

V.3.1) Masse volumique :

La figure V.33 ci-dessous montre les profils de la masse volumique de l'air humide admis dans le compresseur axial en fonction de la température ambiante pour quatre valeurs d'humidité relative ($\phi = 05\%$; $\phi = 40\%$; $\phi = 60\%$; $\phi = 95\%$).

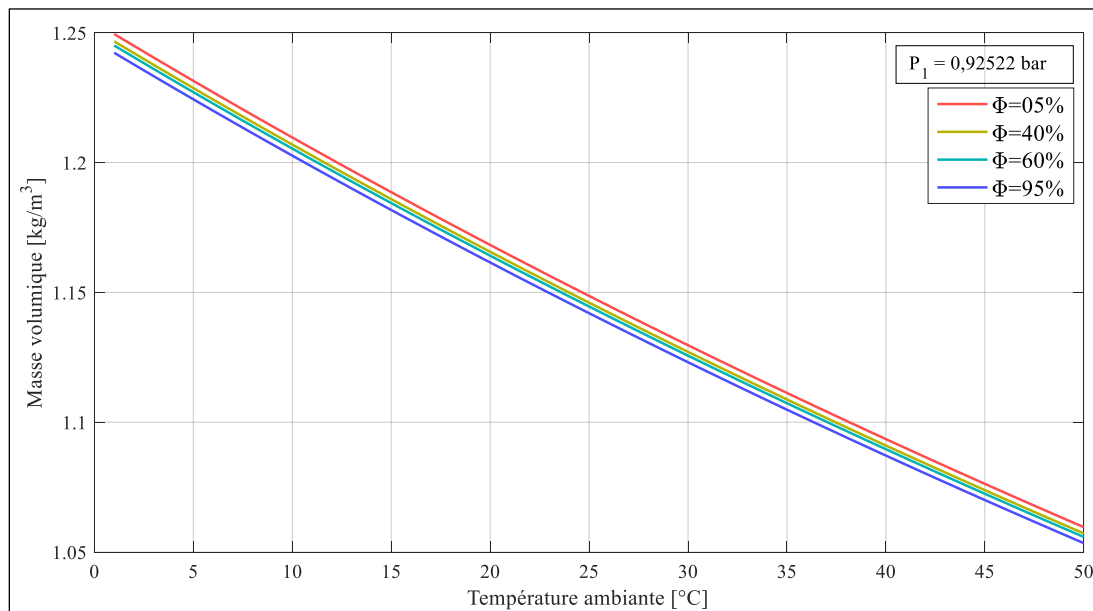


Figure V.33 Effet de la température ambiante sur la masse volumique de l'air ambiant.

La masse volumique de l'air ambiant est inversement proportionnelle à la température ambiante car pour une augmentation de température ambiante de 0 à 50°, on perd 15,20% de la masse volumique, cette approche est montrée en 2018 par Shukla et al [13], dans lequel ils montrent que lorsque la température ambiante de l'air d'entrée du compresseur augmente, la densité de l'air diminue en raison de la diminution du débit massique de l'air. Cette diminution a immédiatement influencé les performances du cycle de la turbine à gaz pour se traduire en moins de puissance.

On observe en parallèle que la masse volumique est aussi inversement proportionnelle à l'humidité relative mais sa variation est minime devant celle de la température ambiante, car lorsque la teneur en vapeur augmente dans l'air humide, la quantité d'oxygène et d'azote par unité de volume diminue et la densité du mélange diminue puisque la masse diminue.

V.3.2) Débit massique :

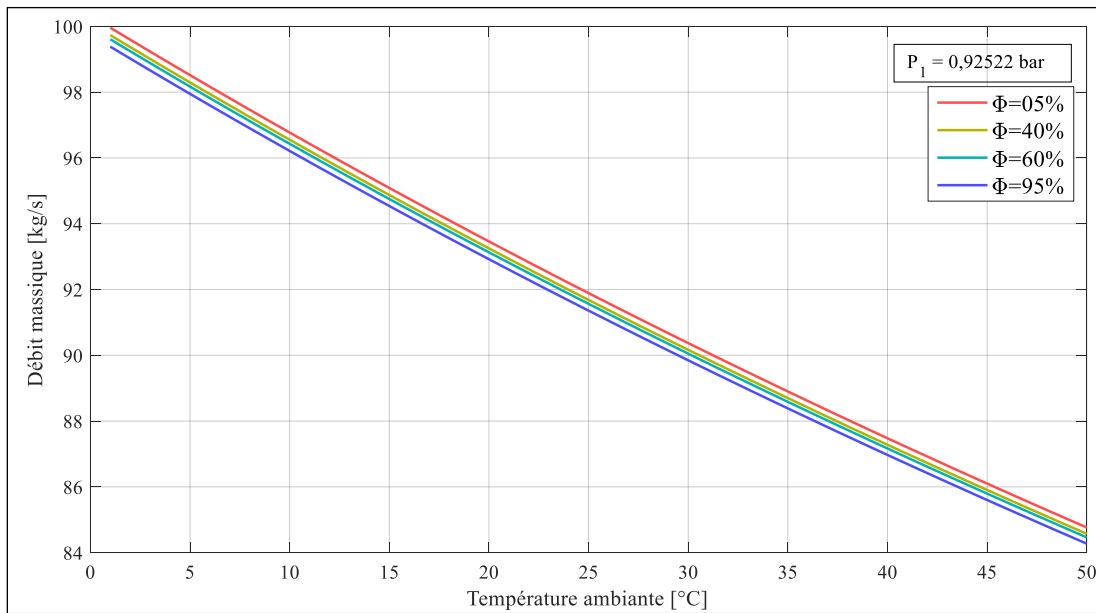


Figure V.34 Effet de la température ambiante sur le débit massique de l'air ambiant admis.

D'après la figure **V.34** le débit massique de l'air ambiant est inversement proportionnel à la température ambiante car pour une augmentation de cette dernière de 0 à 50°C, la masse volumique diminue de 15,20% , on s'aperçoit aussi dans la même figure que la masse volumique est aussi inversement proportionnelle à l'humidité relative mais sa variation est minime devant celle de la température ambiante, et cela du fait que le débit massique a une relation proportionnelle avec la masse volumique.

V.3.3) Débit massique en fonction de la masse volumique :

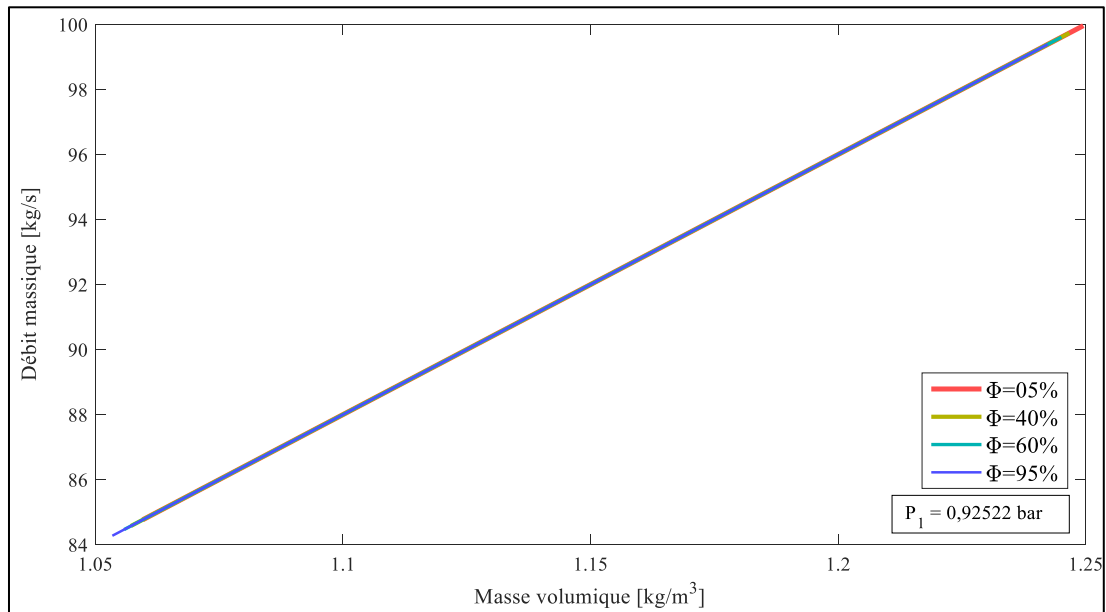


Figure V.35 Effet de la masse volumique sur le débit massique de l'air ambiant admit.

D'après la figure **V.35** on peut repérer que le débit massique est proportionnel à la masse volumique, comme il s'avère déjà mentionner dans le paragraphe précédent, il est clair aussi que les allures des différentes humidités relatives sont superposées ce qui traduit la légèreté de l'effet de cette dernière sur la masse volumique ainsi que le débit massique.

V.3.4) Températures à la sortie du compresseur axial et à la sortie de la turbine basse pression :

On s'aperçoit que la température à la sortie du compresseur axial est proportionnelle à la température ambiante, et que pour une augmentation de température ambiante de 0 à 50°C la température à la sortie du compresseur axial augmente de 17,63%, Zhao Yin et al [36] ont montrés en 2020 qu'une température ambiante plus basse entraîne une température de sortie du compresseur plus basse.

Or que la température ambiante n'influence pas sur la température d'échappement . On peut s'apercevoir aussi que l'effet de l'humidité relative sur la température à la sortie du compresseur axial et la température d'échappement, est minime.

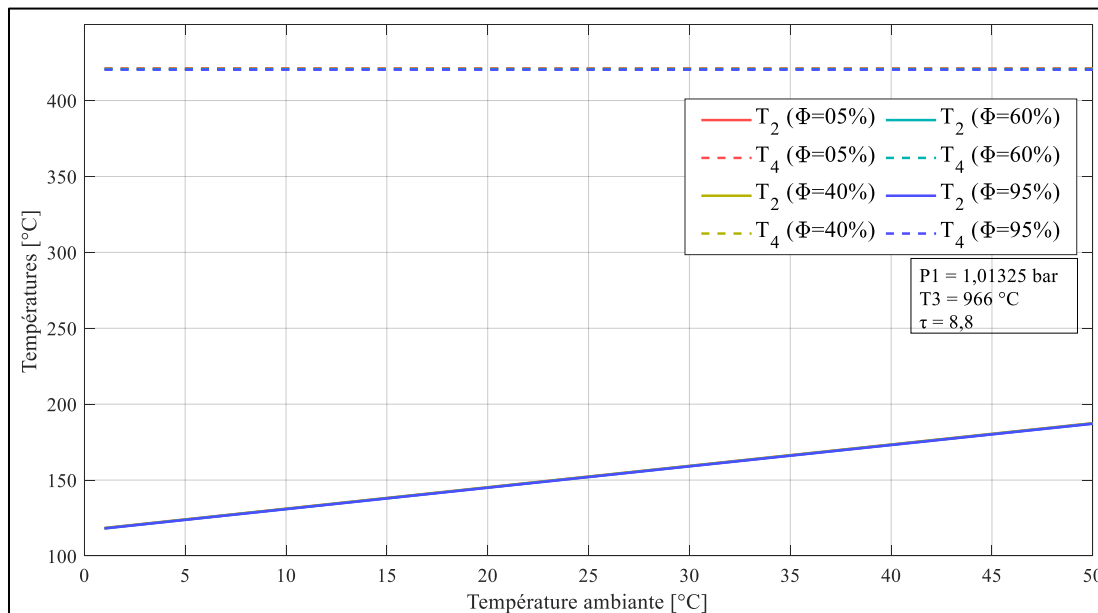


Figure V.36 Effet de la température ambiante sur T_2 et T_4 .

V.3.5) Travaux spécifiques du compresseur axial et de la turbine de détente (HP-BP) :

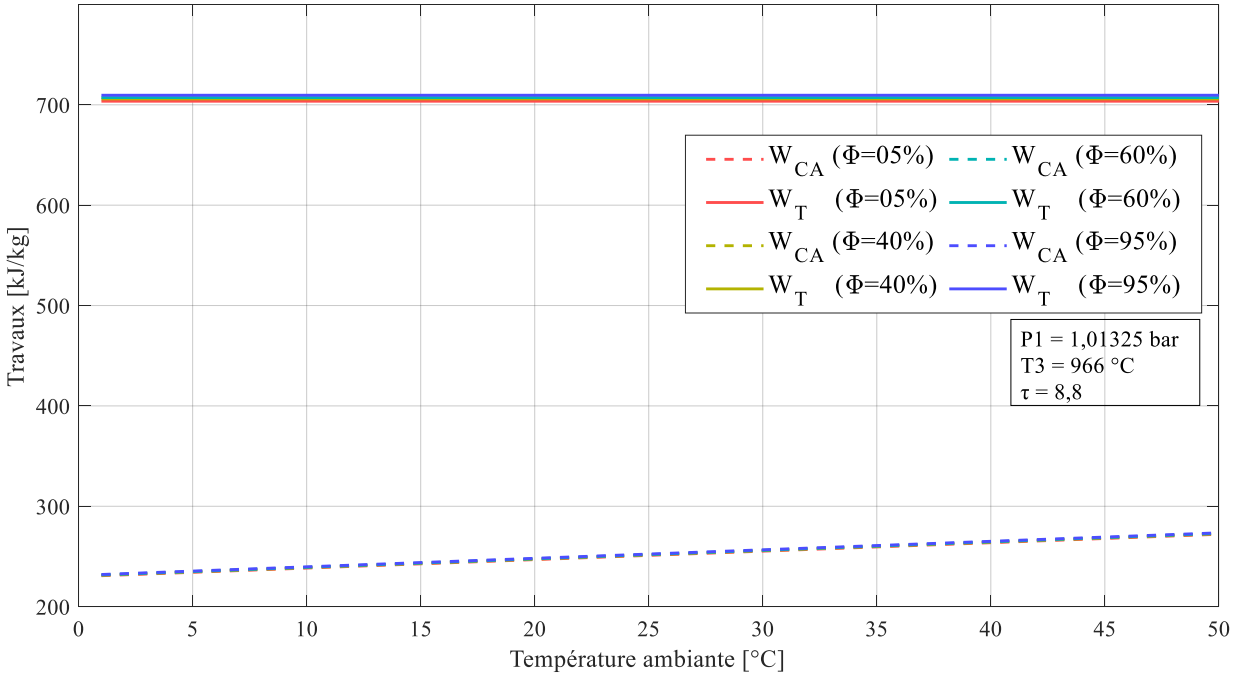


Figure V.37 Effet de la température ambiante sur W_{CA} et W_T .

On constate que les allures des travaux spécifiques dans la figure **V.37** sont similaires à ceux des températures (Figure **V.36**), vu que pour une augmentation de température ambiante de 0 à 50 °C, le travail spécifique du compresseur augmente de 17,89% et cela s'explique du fait que plus l'air à comprimer est plus chaud, plus il faut plus de travail pour le comprimer, car la température joue un rôle majeur sur la densité de l'air ambiant, dans ce cas, il est permis de dire que le travail spécifique du compresseur axial varie proportionnellement avec la température ambiante qui a une influence négligeable sur le travail spécifique de la turbine de détente.

On peut tirer aussi que l'influence de l'humidité relative sur le travail spécifique du compresseur axial est minime, et que la variation du travail spécifique de la turbine de détente est proportionnelle à la variation de l'humidité relative de l'air ambiant.

V.3.6) Rapport Fioul-Air « FAR » :

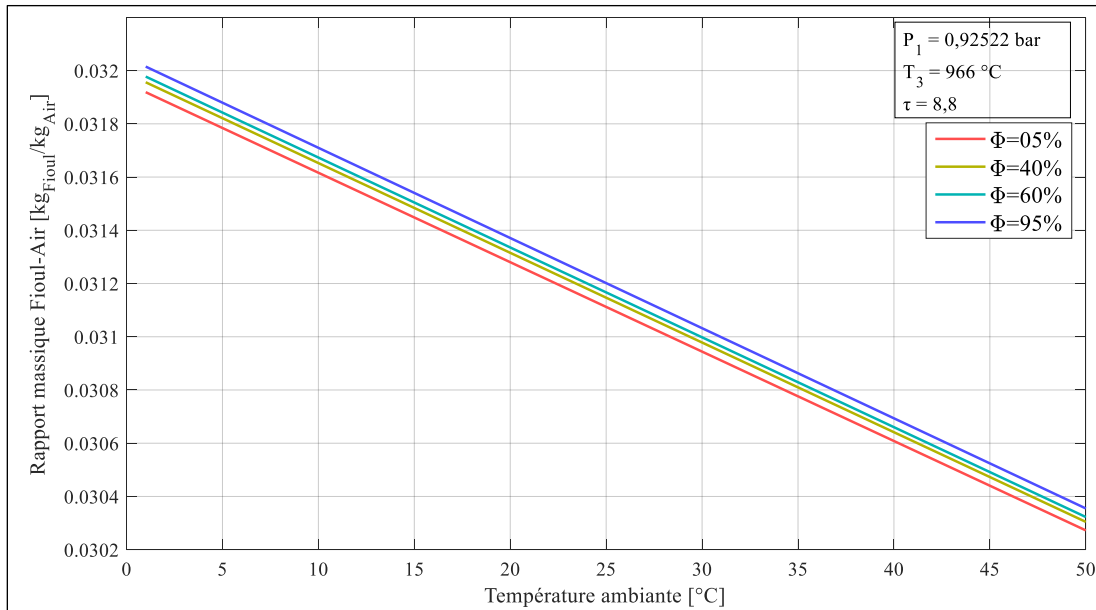


Figure V.38 Effet de la température ambiante sur le FAR.

Le rapport massique fioul-air est inversement proportionnelle à la température ambiante, et que pour une augmentation de température ambiante de 0 à 50°C, le FAR diminue de 5,16%, cela s'explique par le fait que plus l'air ambiant entrant dans la chambre de combustion est moins chauffé, plus le débit nécessaire de fioul pour effectuer la combustion est plus important afin de faire fonctionner le cycle dans les conditions de point de fonctionnement exigé.

Thamir K. Ibrahim [12] a montré en 2017 que lorsque la température ambiante augmente, la densité de l'air diminue, Le rapport massique fioul-air diminue.

On s'aperçoit aussi que plus l'air ambiant est humide plus le FAR est plus important car une partie d'enthalpie sera absorbée pour évaporer les gouttelettes d'eau contenu dans l'air ambiant.

V.3.7) Consommation spécifique du fioul « CSF » :

La consommation spécifique de fioul est une indication de la quantité de fioul à consommer pour produire l'énergie.

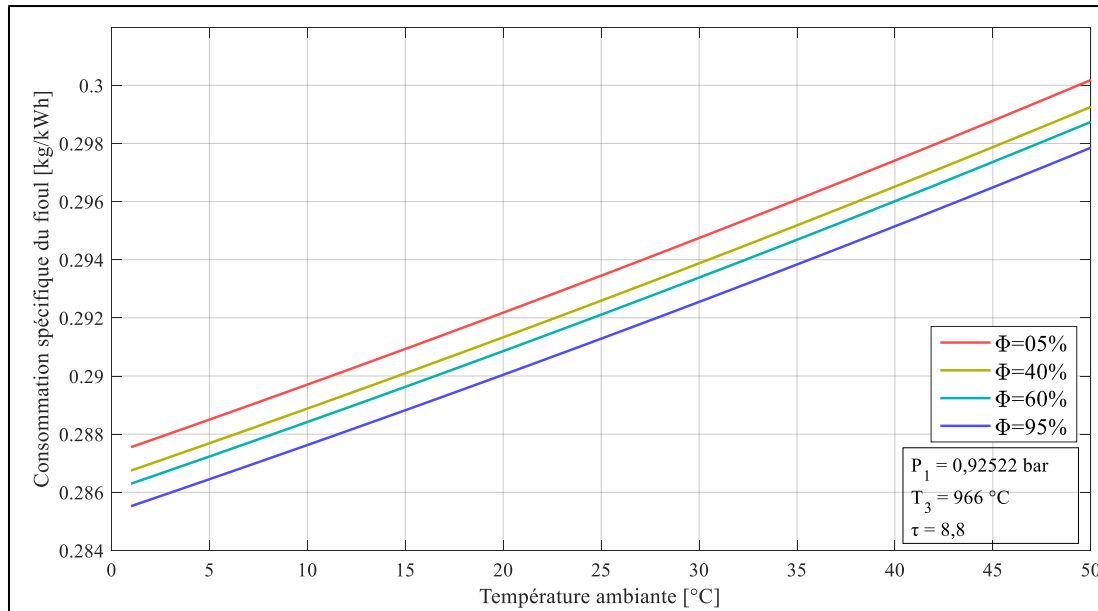


Figure V.39 Effet de la température ambiante sur la consommation spécifique du fioul.

La figure **V.39** illustre les courbes représentatives de la consommation spécifique du fioul pour chaque valeur d'humidité relative. De ce fait, on constate une proportionnalité entre la température ambiante et la consommation spécifique. Par conséquent, pour une augmentation de température ambiante de 0°C jusqu'à 50°C, la consommation spécifique du fioul augmente de 4,39%. El-Shazly [11] montre en 2016 que lorsque la température ambiante augmente, le travail produit par la turbine à gaz diminue. Par conséquent, la consommation spécifique de fioul augmente. Dans tous les cas, la consommation spécifique de fioul de la turbine à gaz augmente avec l'augmentation de la température ambiante de l'air.

Il est indiqué aussi que la consommation spécifique du fioul est inversement proportionnelle à l'humidité relative.

V.3.8) Puissances du compresseur axial, de la turbine de détente (HP-BP) et la puissance utile :

Sur la figure V.40 on peut voir que la puissance absorbée par le compresseur axial est constante à une valeur de $\dot{W}_{CA} \approx 22,45$ MWatts, et que pour une augmentation de température ambiante de 0°C jusqu'à 50°C , la puissance délivrée par la turbine de détente diminue de 15,34% ainsi que la puissance utile diminue de 22,96%.

On voit aussi que l'influence de l'humidité est très légère devant celle de la température ambiante au point que la différence est inapparente sur la figure.

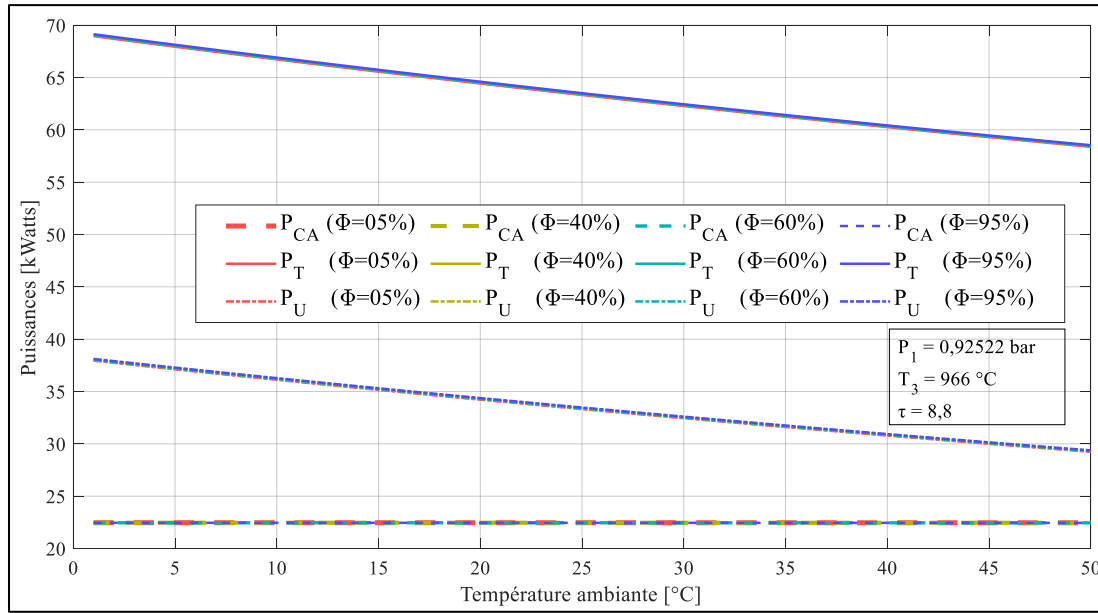


Figure V.40 Effet de la température ambiante sur \dot{W}_{CA} , \dot{W}_T et \dot{W}_{Utile} .

V.3.9) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » :

La figure V.41 montre que le rendement thermique global est inversement proportionnel à la température ambiante de fait que pour une augmentation de température de l'air ambiant de 0 à 50°C le cycle perd relativement environ 4,20% du rendement thermique global.

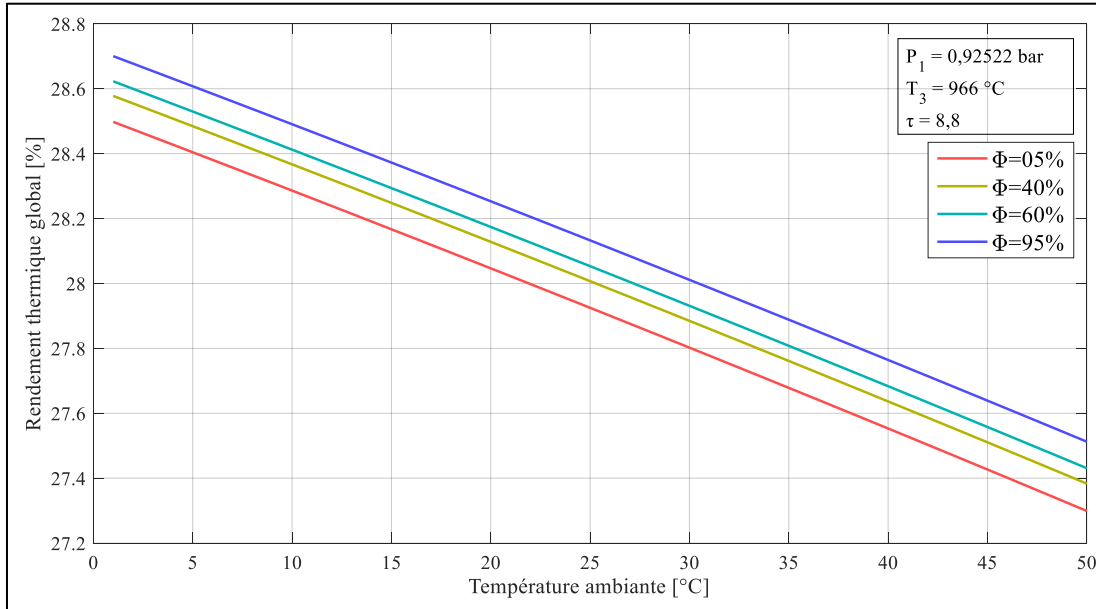


Figure V.41 Effet de la température ambiante sur le rendement thermique global.

En 2018, Shukla et al [13] ont conclu que le rendement thermique et la puissance utile du cycle diminuent avec l'augmentation de la température ambiante.

On s'aperçoit sur la même figure que pour une valeur de température ambiante fixe, le rendement augmente avec l'augmentation de l'humidité relative, par conséquent on peut insinuer que le rendement thermique global de l'installation est proportionnel à l'humidité relative de l'air ambiant.

V.3.10) Rendement exergetique global de turbine à gaz « $\eta_{\text{EXERGETIQUE GLOBAL}}$ » :

Toute augmentation de la température ambiante a un effet négatif sur le rendement exergetique du cycle et sur le fonctionnement des turbines à gaz suivant une étude menée par I. Tlili [32] en 2019.

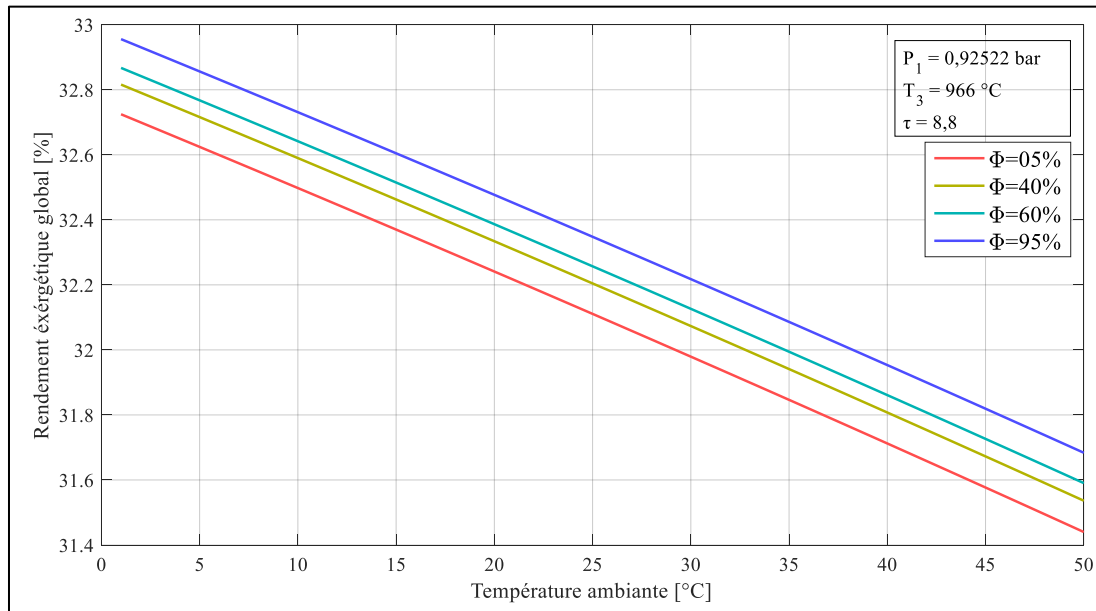


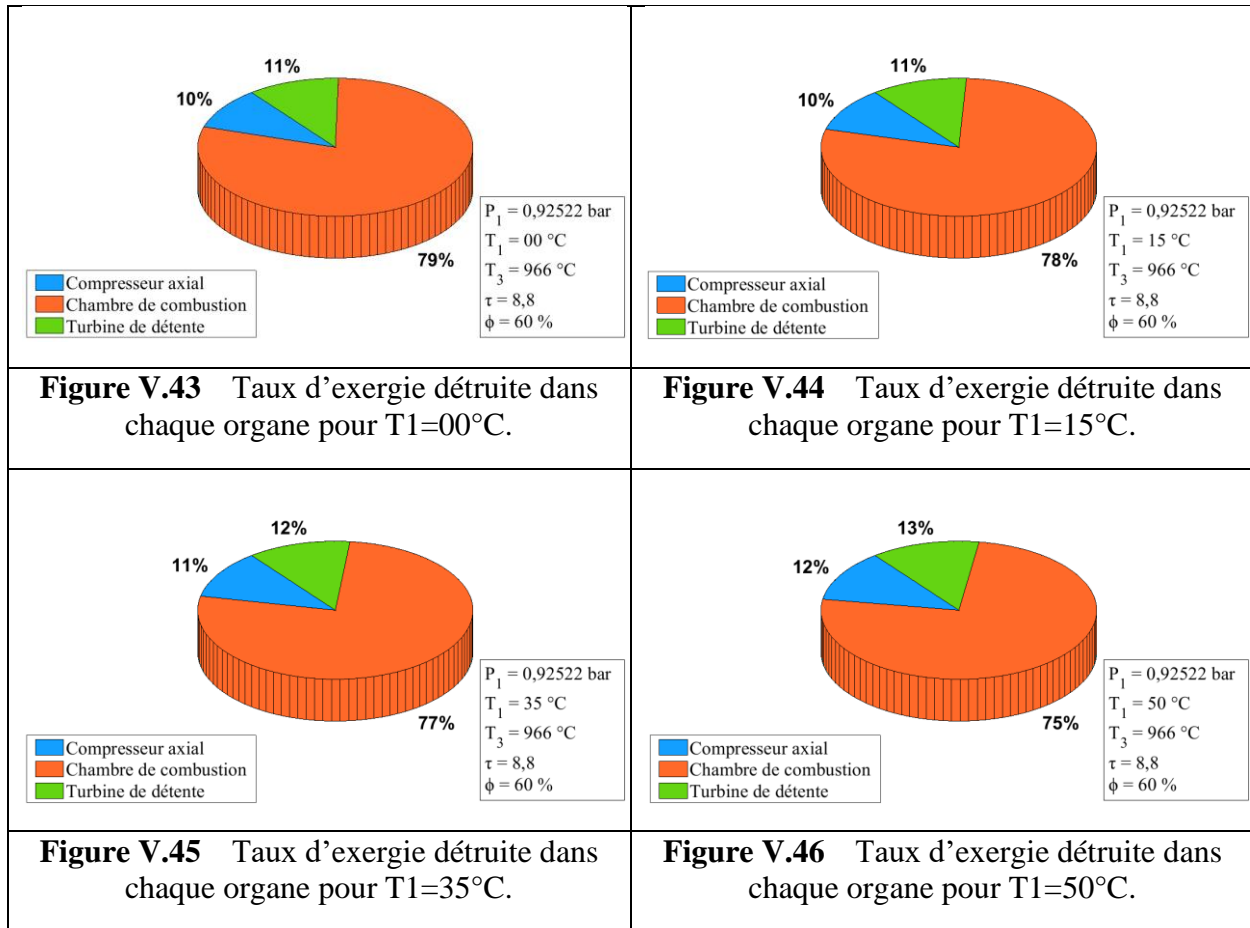
Figure V.42 Effet de la température ambiante sur le rendement exergetique global.

On constate que la figure **V.42**, qui représente l'évolution du rendement exergetique global en fonction de la température ambiante, ressemble beaucoup à la figure **V.41**. Entre les deux figures, on constate que le rendement exergetique est supérieur au rendement énergétique, sur la figure **V.42** on peut constater que pour une augmentation de température ambiante de 0 à 50°C la dégradation relative de rendement exergetique est de 3,93%, ce qui concorde avec ce qui a été énoncé par I. Tlili [32].

On peut constater aussi que le rendement exergetique est proportionnel à l'humidité relative.

V.3.11) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz :

La destruction d'exergie est une mesure de la dégradation des ressources. Bien que l'efficacité énergétique mesure la qualité de l'énergie exploitée par le système, le taux de destruction d'exergie évalue les ressources dégradées et précise les éléments du système où la destruction a eu lieu.

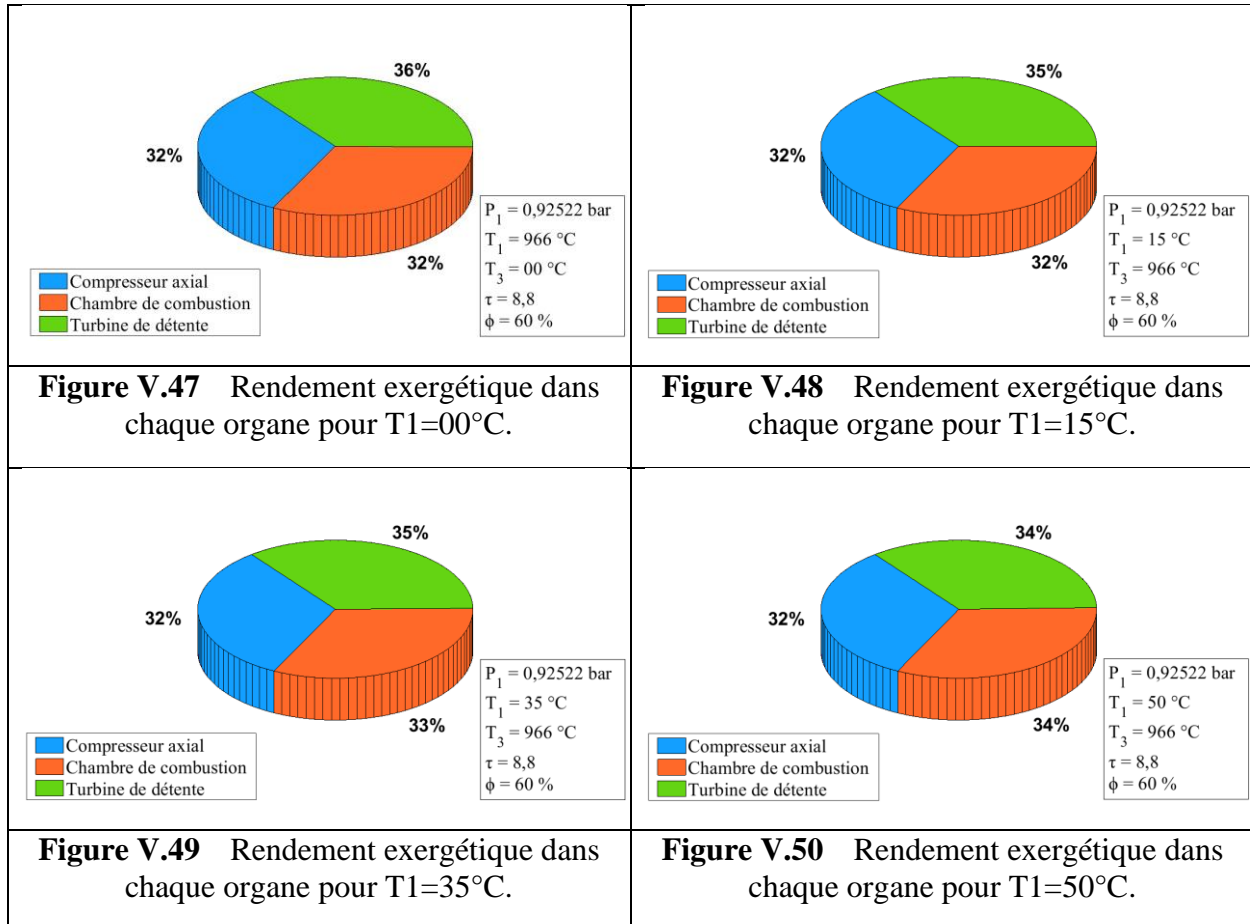


Il est clair que pour les quatre valeurs de température de l'air ambiant, la plus grande partie d'exergie est détruite au niveau de la chambre de combustion, et le pourcentage de taux d'exergie détruite dans la chambre de combustion diminue de 79 à 75% pour une variation de température ambiante de 0 à 50°C, et que le pourcentage de taux d'exergie détruite dans le compresseur axial augmente de 10 à 12% pour la même variation de température ambiante, ce qui a été approuvé par Thamir K. Ibrahim et al [12] en janvier 2017, énonçant que lorsque la température ambiante augmente, la destruction de l'énergie au niveau du compresseur d'air augmente également. Une température de l'air d'admission élevée, entraîne une diminution de la densité de l'air et donc une augmentation du travail du compresseur.

Ainsi on constate que le pourcentage de taux d'exergie détruite dans la turbine de détente augmente de 11 à 13% pour la même variation de température ambiante.

V.3.12) Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz :

Le taux d'exergie détruite affecte l'efficacité exergetique des composants. Les composants deviendront moins efficaces au fur et à mesure que la destruction exergetique augmente.



On constate pour les quatre valeurs de la température ambiante, que le rendement exergetique de compresseur axial ne varie pas et se maintient à un rendement de 32%, et que le rendement exergetique de la chambre de combustion augmente légèrement de 32 à 33% pour une variation de température ambiante de 0 à 50°C, contrairement au rendement exergetique de la turbine de détente qui diminue de 36 à 35% pour la même variation de température ambiante. Cette diminution du rendement exergetique au sein de la turbine vient suite à l'augmentation de la température ambiante est évoqué dans l'article précédent de Thamir K. Ibrahim [12].

V.4) Effet de l'humidification de l'air à l'entrée du compresseur axial sur les performances de la turbine à gaz :

Pour une pression atmosphérique fixe de 0,92522 bar, un taux de compression de 6,5 et une température à l'entrée de la turbine de 966°C, l'étude minutieuse de l'influence de l'humidité relative de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz est représentée ci-dessous :

V.4.1) Masse volumique :

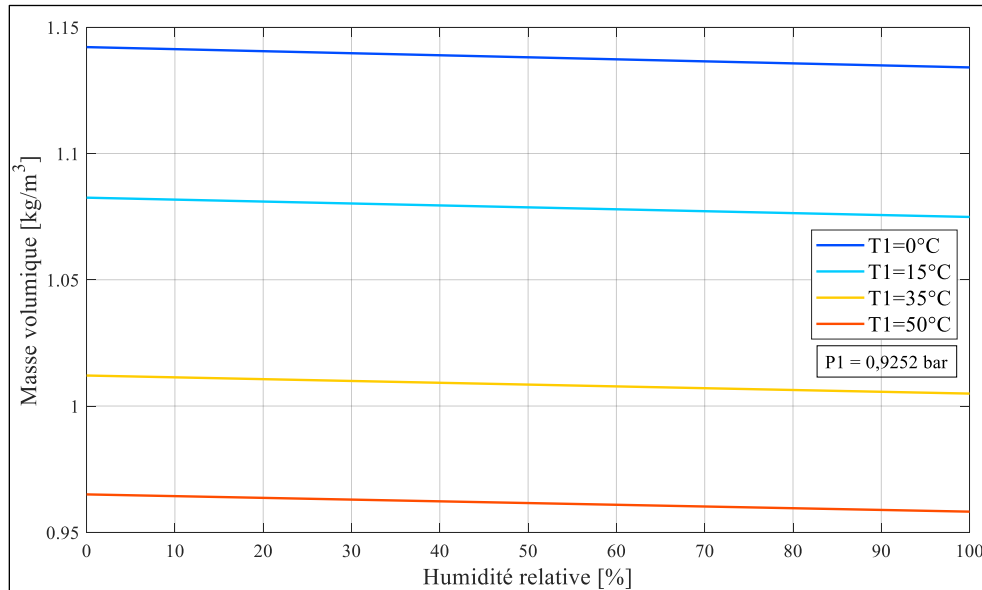


Figure V.51 Effet de l'humidité relative sur la masse volumique de l'air ambiant.

On constate dans cette figure que la masse volumique de l'air ambiant est inversement proportionnelle à l'humidité relative de l'air ambiant, et que cette dernière influence légèrement la masse volumique de l'air ambiant, tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, la masse volumique diminue de 0,71%.

On constate également que pour une valeur d'humidité relative fixe la masse volumique est inversement proportionnelle à la température ambiante (Figure V.33).

V.4.2) Débit massique :

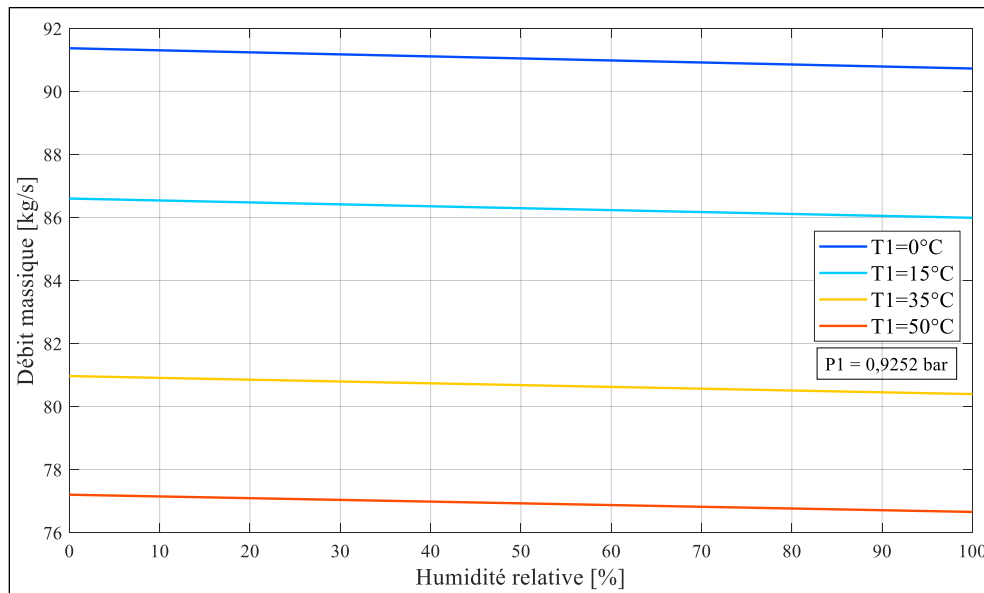


Figure V.52 Effet de l'humidité relative sur le débit massique de l'air ambiant admis.

Alors que le débit massique est corrélatif à la masse volumique, on s'aperçoit que l'humidité de l'air ambiant est inversement proportionnel au débit massique, l'effet de l'humidité relative de l'air ambiant sur le débit massique est minime mais significatif quand-même car pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, le débit massique de l'air à l'admission augmente de 0,71%.

On peut tirer aussi que le débit massique de l'air à l'admission est inversement proportionnel à la température ambiante (Figure V.34).

V.4.3) Températures à la sortie du compresseur axial :

D'après la figure V.53 il est clair que l'effet de l'humidité relative sur la température à la sortie du compresseur axial est infime au point où on obtient une diminution de température à la sortie du compresseur axial de 0,09% pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau.

Il est de même remarquable aussi que la température à la sortie du compresseur axial est proportionnelle à la température ambiante (Figure V.36), sachant que plus l'air à compresser est chaud plus il gagne de la chaleur dans le compresseur axial, cela s'explique par le travail fourni par le compresseur afin de compresser l'air car plus l'air à compresser est chaud, plus le travail fourni pour sa compression est important.

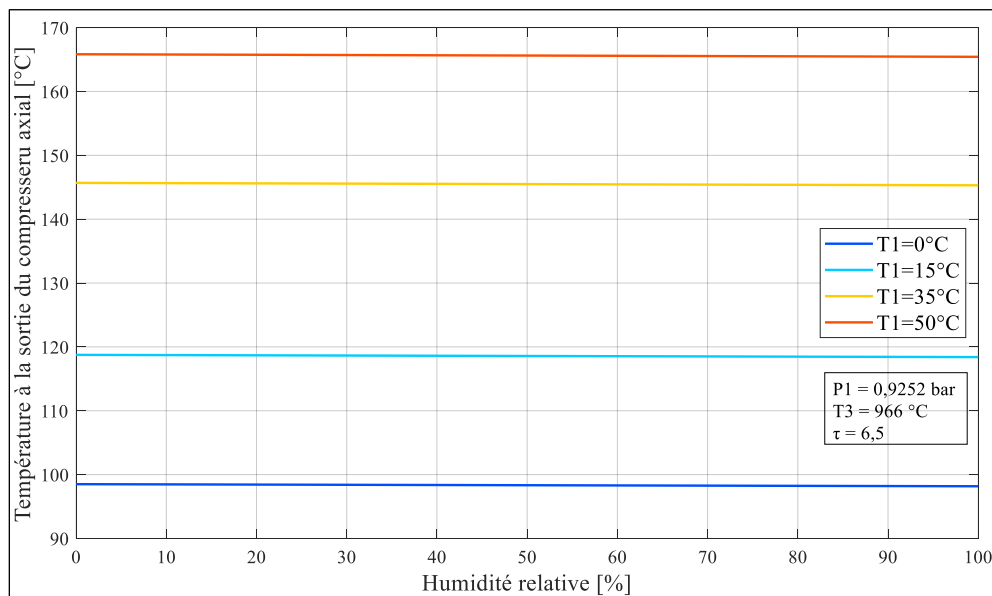


Figure V.53 Effet de l'humidité relative sur la température à la sortie du compresseur axial.

V.4.4) Travail spécifique du compresseur axial :

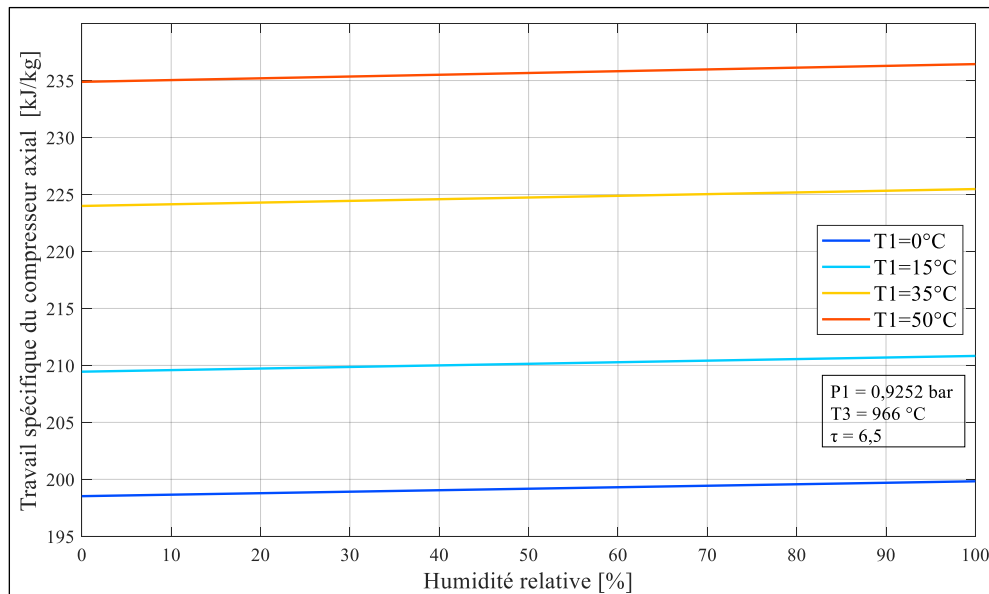


Figure V.54 Effet de l'humidité relative sur le travail spécifique du compresseur axial.

Dans cette figure on constate que le travail spécifique du compresseur axial est proportionnel à l'humidité relative de l'air ambiant tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau le travail spécifique augmente de 0,66%, ceci est dû à la masse de vapeur d'eau contenu dans l'air ambiant qui absorbe une certaine quantité d'enthalpie pour garder son état vapeur.

Il est constatable aussi que le travail spécifique du compresseur axial est proportionnel à la température ambiante (Figure V.37), comme il se fut déjà expliquer l'air plus chaud (moins dense) nécessite plus de travail spécifique à le comprimer.

V.4.5) Puissance du compresseur axial :

La figure V.55 permet de bien apercevoir la faiblesse de l'effet de l'humidité de l'air ambiant ainsi que la température de ce dernier sur la puissance du compresseur axial, tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, la puissance du compresseur axial chute de 0,05%.

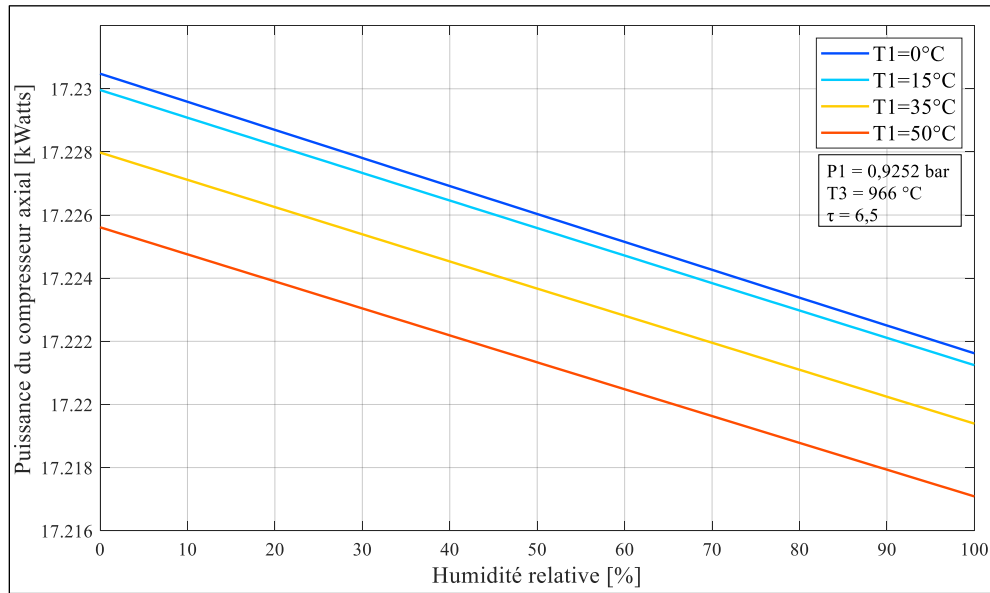


Figure V.55 Effet de l'humidité relative sur la puissance du compresseur axial.

V.4.6) Rapport massique Fioul-air « FAR » :

On s'aperçoit que le rapport massique fioul-air est proportionnel à l'humidité relative de l'air ambiant, car pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, le FAR augmente de 0,36%, cette légère augmentation de FAR s'explique par la la chaleur latente de vaporisation des gouttelettes d'eau contenu dans l'air ambiant.

On constate aussi que le FAR est inversement proportionnel à la température ambiante (Figure V.38), car plus l'air entrant dans la chambre de combustion est chaud, plus il est plus susceptible à l'inflammation, donc il nécessite moins de combustible.

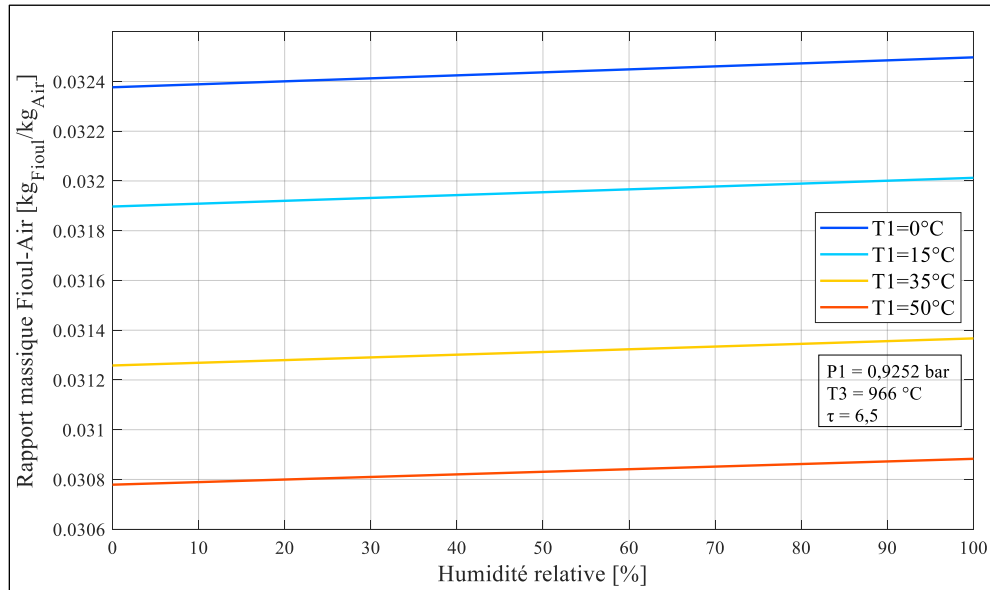


Figure V.56 Effet de l'humidité relative sur le rapport massique Fioul-Air.

V.4.7) Puissance calorifique :

Dans la figure V.57, il est montré que la puissance calorifique dégagée par la combustion est légèrement influencée par l'effet de l'humidité relative de l'air ambiant du fait que pour une variation d'humidité relative de l'air sec à ce saturé en vapeur d'eau, le cycle perd 0,35% de sa puissance calorifique, donc ces deux paramètres sont inversement proportionnels.

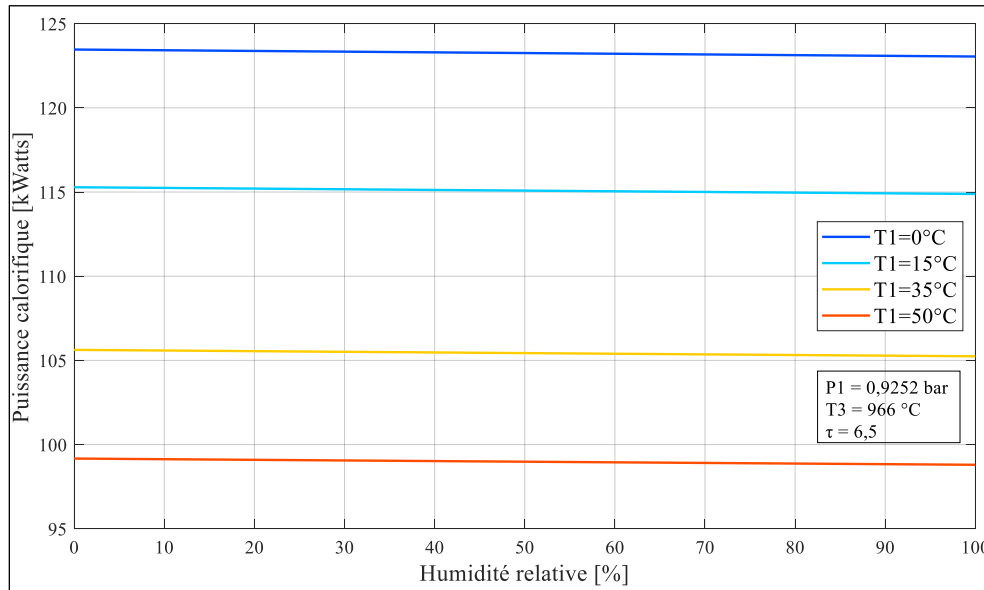


Figure V.57 Effet de l'humidité relative sur la puissance calorifique.

Quant à l'effet de la température ambiante sur la puissance thermique est bien flagrant par rapport à l'humidité, on voit bien que ces deux paramètres sont inversement proportionnels, ceci est dû à la quantité du fioul injecté dans la chambre de combustion qui est corrélatif à la puissance thermique.

V.4.8) Température d'échappement :

Tout d'abords on constate que l'effet de la température ambiante sur la température d'échappement est infime, car cette dernière est reliée à une seule température qui est la température à l'entrée de la turbine. Ensuite on constate que la température d'échappement est inversement proportionnelle à l'humidité relative de l'air ambiant, tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, la température d'échappement diminue de 0,17%.

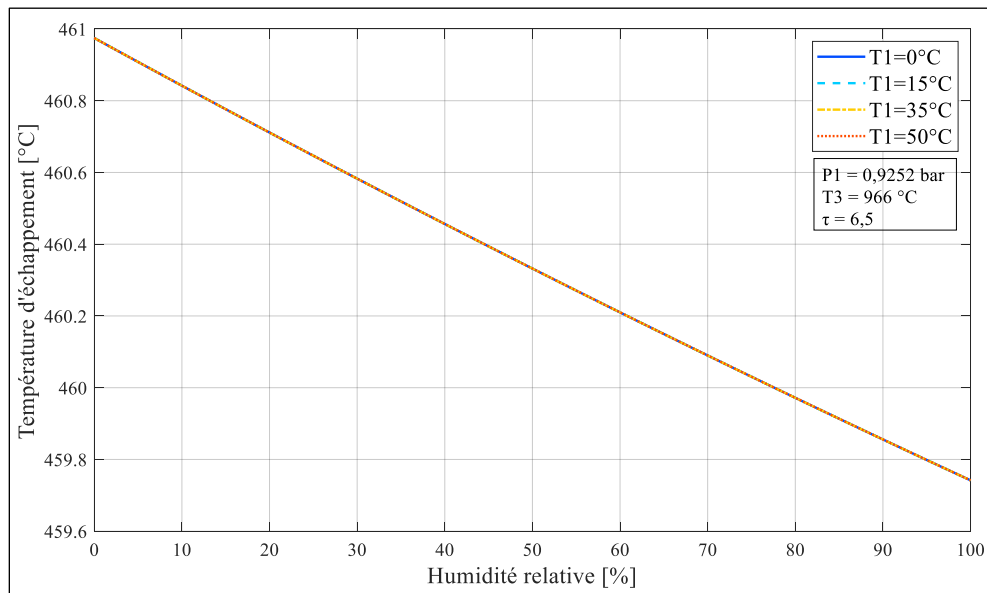


Figure V.58 Effet de l'humidité relative sur la température d'échappement.

V.4.9) Travail spécifique de la turbine de détente (HP-BP) :

On constate dans la figure V.59 minutieusement la variation du travail de la turbine de détente qui est proportionnel à l'humidité relative de l'air ambiant, tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, le travail spécifique de la turbine de détente augmente de 1,08%, cela s'explique du fait que plus l'écart entre les températures à l'entrée et à la sortie de la turbine de détente est important plus le travail spécifique de la turbine de détente est important, et étant donné que la température à l'entrée de la turbine est constante (966°C) et que la température d'échappement est inversement proportionnelle à l'humidité relative de l'air ambiant, on peut affirmer la proportionnalité entre le travail spécifique de la turbine de détente et l'humidité relative de l'air.

Du fait que la température ambiante a un effet infime sur la température d'échappement (Figure V.58) et que la température à l'entrée de la turbine reste constante ($T_3 = 966^\circ\text{C}$), on peut attester que la température ambiante n'a pas d'effet sur le travail spécifique de la turbine de détente.

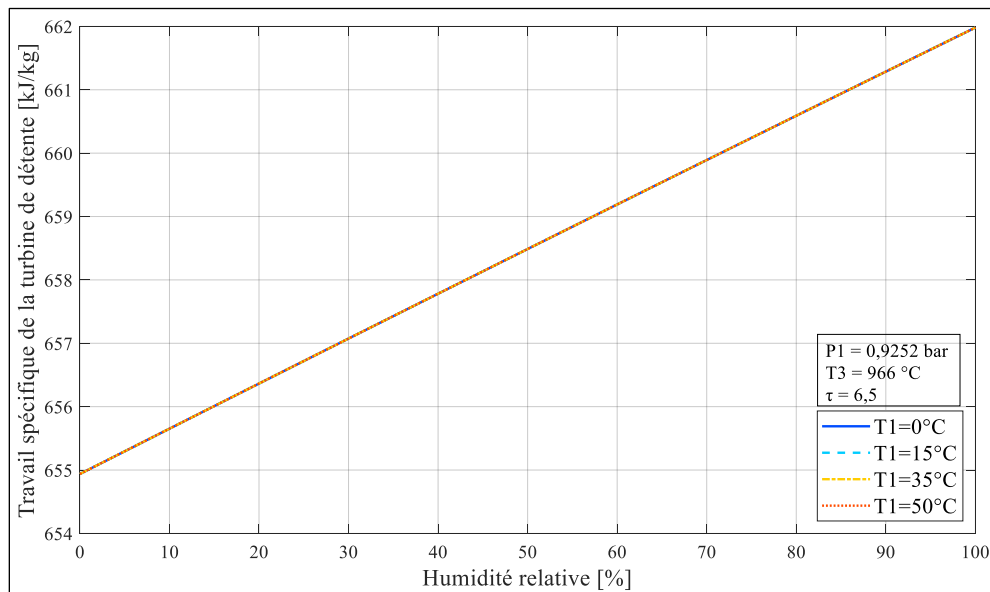


Figure V.59 Effet de l'humidité relative sur le travail spécifique de la turbine de détente.

V.4.10) Puissance de la turbine de détente (HP-BP) :

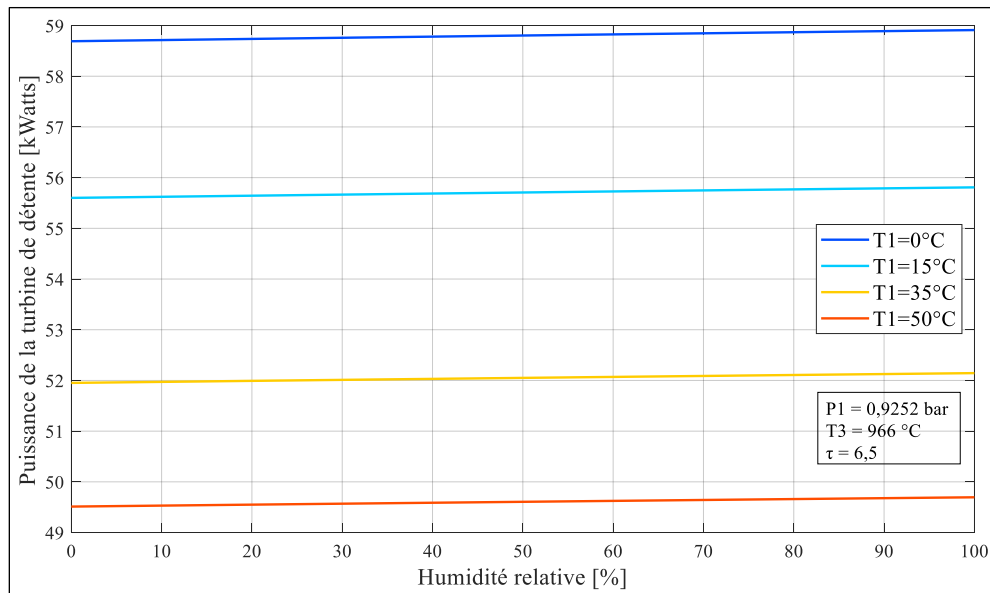


Figure V.60 Effet de l'humidité relative sur la puissance de la turbine de détente.

A travers la figure **V.60** il est clair que l'effet de l'humidité relative de l'air ambiant est proportionnel à la puissance de la turbine de détente, tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, la puissance de la turbine de détente augmente de 0,37%, cela s'explique par le fait que l'augmentation du travail spécifique de la turbine de détente prend le dessus sur la diminution du débit massique des fumés.

On constate aussi que la puissance de la turbine de détente est inversement proportionnelle à la température ambiante (Figure **V.40**).

V.4.11) Puissance utile :

La figure indique que la puissance utile est proportionnelle à l'humidité relative, tandis que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, le cycle gagne 0,57% de puissance utile, ce gain s'explique par la diminution de la puissance absorbée par le compresseur axial (Figure V.55) et l'augmentation de la puissance de la turbine de détente (Figure V.60).

On voit aussi que la puissance utile est inversement proportionnelle à la température ambiante (Figure V.40).

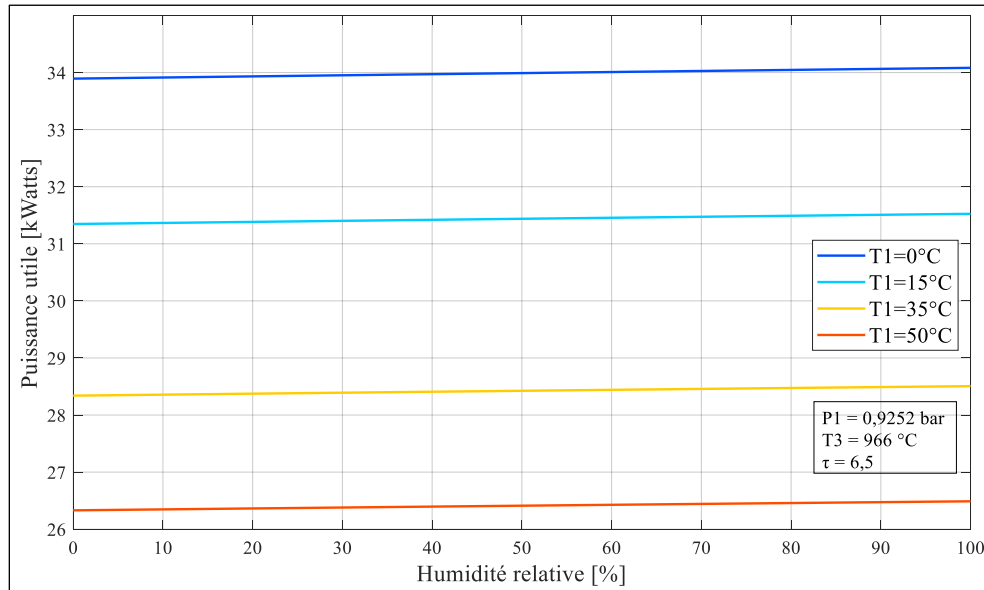


Figure V.61 Effet de l'humidité relative sur la puissance utile.

V.4.12) Rendement thermique global de turbine à gaz « η_{GLOBAL} » :

Pour la comparaison des cycle thermodynamique, on peut se fier à la méthode classique qui est l'efficacité énergétique ou bien le rendement thermique.

On constate que le rendement thermique global est proportionnel à l'humidité relative de l'air ambiant, tandis pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, le cycle gagne de 0,92% en rendement thermique global, ce gain s'explique par l'augmentation de la puissance utile (Figure V.62) et la diminution de la puissance calorifique dégagé de la chambre de combustion (Figure V.57).

Il est aussi indiqué que le rendement thermique global est inversement proportionnel à la température ambiante (Figure V.41).

Shukla et Singh [37] ont démontré à travers une publication en 2014 que le rendement thermique augmente avec l'augmentation de l'humidité relative.

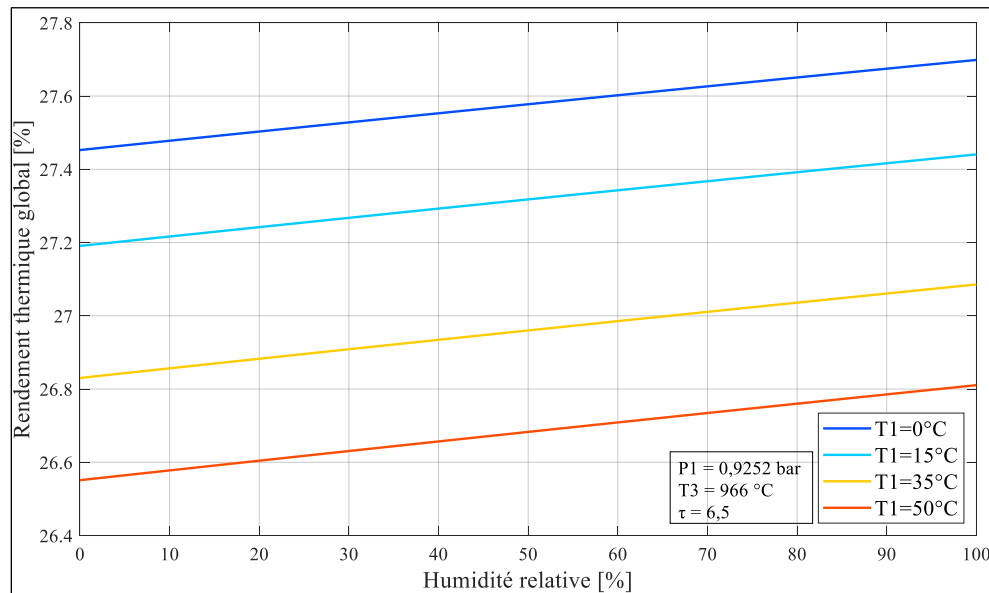


Figure V.62 Effet de l'humidité relative sur le rendement thermique global.

V.4.13) Consommation spécifique du fioul « CSF » :

Bien que le concept de rendement thermique soit utile pour la comparaison énergétique de cycles thermodynamiques, le concept de consommation spécifique du fioul est une mesure plus pratique qui inclut le débit de carburant.

On s'aperçoit que la consommation spécifique du fioul est inversement proportionnelle à l'humidité relative de l'air ambiant, du fait que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, la consommation spécifique diminue de 0,91%, cette diminution montre que la puissance utile gagnée prend le dessus sur la quantité de fioul rajouter lorsqu'on augmente l'humidité relative de l'air ambiant.

Il est clair aussi que la consommation spécifique du fioul est proportionnelle à la température ambiante (Figure V.39), ceci est dû à l'incapacité de l'économie de carburant à couvrir la chute de puissance utile.

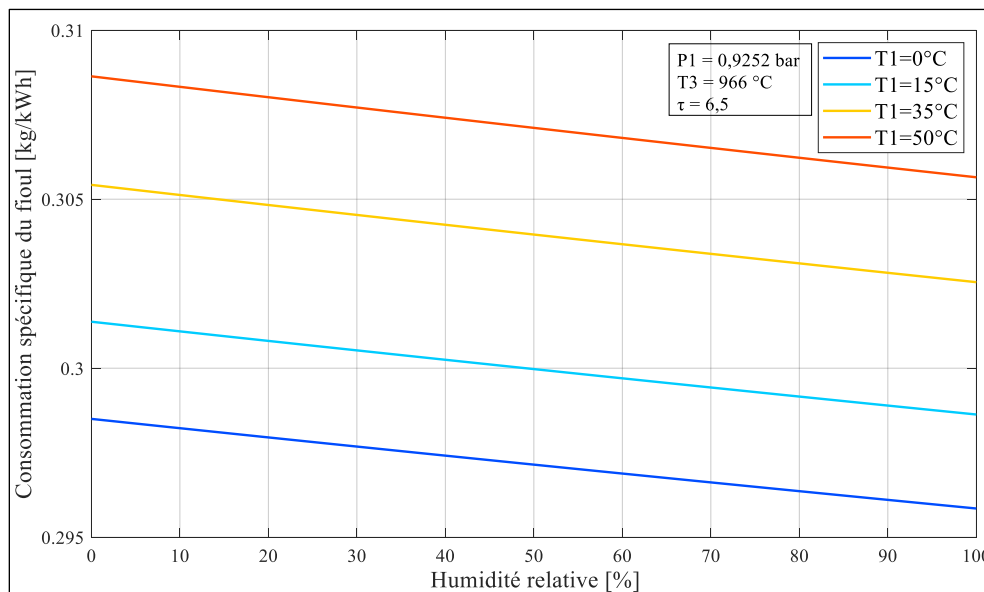


Figure V.63 Effet de l'humidité relative sur la consommation spécifique du fioul.

V.4.14) Rendement exergétique global de turbine à gaz « $\eta_{\text{EXERGETIQUE}}$ GLOBAL » :

Une troisième méthode pour évaluer qualitativement et quantitativement les performances d'une installation thermique telle une turbine à gaz est le rendement exergétique.

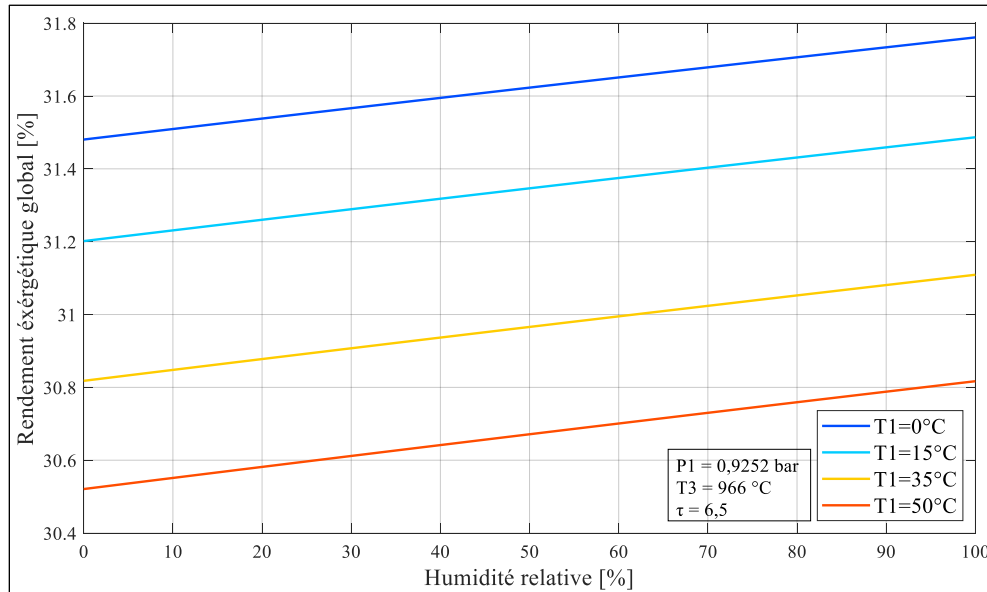
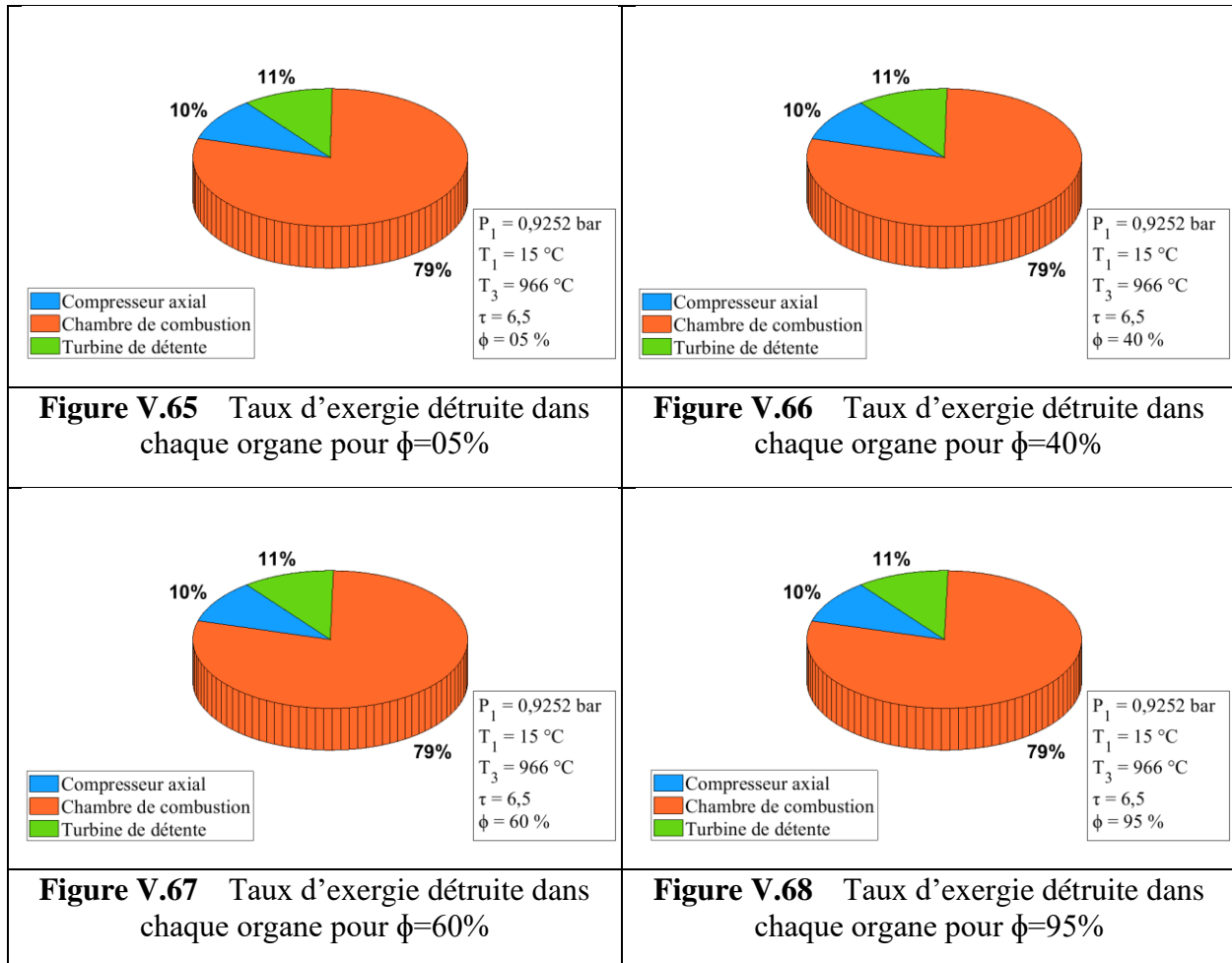


Figure V.64 Effet de l'humidité relative sur le rendement exergétique global.

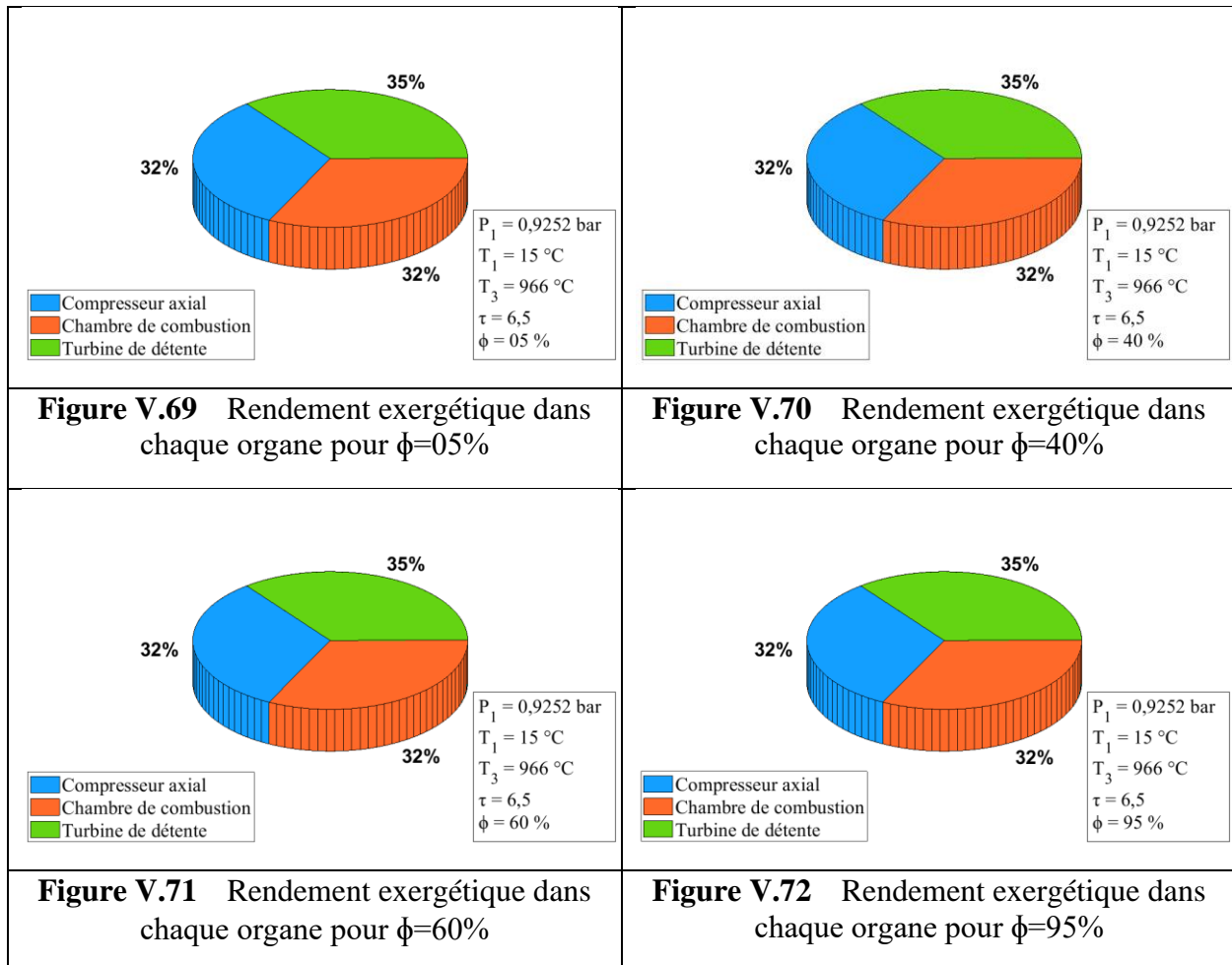
On constate toujours que les allures du rendement exergétique global sont similaires à celles du rendement énergétique global, par la suite le rendement exergétique global est proportionnel à l'humidité relative de l'air ambiant, du fait que pour une variation d'humidité relative d'un air sec à un air saturé en vapeur d'eau, le cycle gagne 0,92% de rendement exergétique, ce gain est dû à l'augmentation d'écart ($\dot{W}_T - \dot{W}_{CA}$), du fait que la puissance de la turbine de détente augmente (Figure V.60), et celle du compresseur axial diminue d'une manière infinitésimale devant celle de la turbine de détente (Figure V.57).

V.4.15) Taux d'exergie détruite dans chacun des organes de la turbine à gaz :



On constate que pour les quatre valeurs d'humidité relative, que la plus grande partie d'exergie est détruite au niveau de la chambre de combustion avec un taux de 79%, Quant aux deux autres organes leurs taux d'exergie détruite sont proches, avec 10% pour le compresseur axial et 11% pour la turbine de détente. Ce qui signifie que l'humidité relative de l'air ambiant n'a pas d'effet sur la répartition de taux de la destruction d'exergie dans les organes d'une turbine à gaz.

V.4.16) Rendement exergetique dans chacun des organes de la turbine à gaz :



On constate que pour les quatre valeurs d'humidité relative, que le pourcentage du rendement exergetique dans le compresseur axial est d'environ 32%, également pour le rendement exergetique dans la chambre de combustion qui est d'environ 32%, quant au pourcentage du rendement exergetique dans la turbine de détente il est d'environ 35%. Ce qui signifie que l'humidité relative de l'air ambiant n'a pas d'effet sur la répartition du rendement exergetique dans les organes d'une turbine à gaz.

V.5) Conclusion :

Ce chapitre a éclairé la relation entre les paramètres de TAG, et la variation de ces paramètres en fonction du taux de compression, de la température à l'entrée de la turbine et des conditions climatiques. L'analyse des résultats obtenus par notre programme indique qu'ils sont en adéquation avec les revues bibliographiques auxquelles nous nous sommes référés.

Conclusion

Conclusion générale

Les turbines à gaz sont utilisées pour plusieurs fins, dont l'industrie des hydrocarbures, et elles sont répandues dans différents endroits géographique avec des conditions climatiques variables. Tout en sachant que les turbines à gaz sont fortement sensibles à la température ambiante et à l'humidité relative, donc il est incontournable d'intervenir afin de résoudre ce problème de sensibilité des TAG dans le sud algérien qui est caractérisé par son climat saharien.

D'après les revues bibliographiques nous avons déduit que le cycle des turbines à gaz est souple au point où on peut lui apporter des améliorations, tels que l'ajout des dispositifs de refroidissement à l'entrée du compresseur axial. Un autre facteur sur lequel nous pouvons agir pour améliorer les performances de la TAG, c'est la qualité du fioul.

Les deux premières lois de la thermodynamique sont primordiales pour l'étude des cycles des TAG, car à partir de ces deux derniers nous pouvons tirer les différents bilans pour évaluer les performances du cycle.

La notion « exergie » est un paramètre pour évaluer précisément l'efficacité d'un système thermodynamique, tout en mesurant la quantité d'énergie maximale qu'on peut récupérer du système par rapport à celle fournie au système. Il permet aussi de localiser sur quel élément du système où la destruction a eu lieu.

Le jumelage des deux programmes « REFPROP » et « MATLAB » est l'une des méthodes nécessaires pour modéliser et analyser un cycle réel d'une TAG. Ces programmes permettent de déterminer les profils des paramètres de la TAG, tels que les températures du cycle, les puissances et les rendements énergétique et exergétique de l'installation.

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres tels que la température ambiante et l'humidité relative sur les performances de l'installation TAG.

Le taux de compression est l'un des facteurs qui agit favorablement sur les performances de la TAG jusqu'à une valeur optimale où les performances commencent à se détériorer légèrement.

Une température plus élevée à l'entrée des turbines améliore considérablement les performances de la TAG, mais peut également provoquer des ondes de choc au sein de la chambre de combustion ou endommager les aubes de la turbine de détente, ce qui nécessitera une meilleure technologie de fabrication pour des matériaux tels que les carbures et les nitrures (Carbure de silicium ; Carbure de titane ; Nitrure de silicium ; Nitrure de titane).

Les résultats obtenus révèlent clairement que la température ambiante est le facteur climatique ayant le plus grand impact sur les performances de la TAG.

Malgré le faible impact de l'humidité relative sur les performances de la TAG, il faut savoir que l'humidification d'un air sec au point qu'il devient saturé en vapeur d'eau, apportera une amélioration au rendements énergétique et exergétique de 0,92% chacun.

La réalisation de cette thématique dans notre mémoire de fin d'études, nous a permis de combler nos lacunes tant théoriques que pratiques et d'approfondir nos connaissances dans ce domaine complexe des turbines à gaz et de nous imprégner dans la vie professionnelle.

Références

Références bibliographiques

- [1] **Mokhtar TOUAM.** Étude du système de combustible gazeux de la Turbine à Gaz MS5002B. **Division Production, Direction Régionale Hassi R'mel, SONATRACH.**
Mémoire de Fin de Formation, Mai 2017.
- [2] **JGC CORPORATION.** MANUEL OPERATOIRE POUR SBC. **PROJET BOOSTING HASSI R'MEL, SONATRACH, ALGERIE.** DOC N° F-09-1224-002.
- [3] **Tony GIAMPAOLO.** Gas Turbine Handbook: Principles and Practice, Fourth Edition.
- [4] **A.A. El Hadik.** The Impact of Atmospheric Conditions on Gas Turbine Performance. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.** 590-596. Vol. 112, OCTOBER 1990.
- [5] **A.N. Lakshminarasimha et al.** Modeling and Analysis of Gas Turbine Performance Deterioration. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,** JANUARY 1994.
- [6] **Bryan Li, Mike J. Gross et Thomas P. Schmitt.** Gas Turbine Gas Fuel Composition Performance Correction Using Wobbe Index. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,** OCTOBER 2011.
- [7] **Lanxin Sun et al.** Numerical Simulation of a Complete Gas Turbine Engine With Wet Compression. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,** JANUARY 2013.
- [8] **G. Barigozzi et al.** Solar Hybrid Combined Cycle Performance Prediction Influence of Gas Turbine Model and Spool Arrangements. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.** 1-11. Vol. 134 / 121701, DECEMBER 2012.
- [9] **E. Mohammadi et M. Montazeri-Gh.** Simulation of Full and Part-Load Performance Deterioration of Industrial Two-Shaft Gas Turbine. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,** SEPTEMBER 2014.
- [10] **Houman Hanachi et al.** Effects of Humidity Condensation on the Trend of Gas Turbine Performance Deterioration. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,** DECEMBER 2015.
- [11] **Alaa A. El-Shazly et al.** Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques, Alexandria Eng. J. (2016).
- [12] **Thamir K. Ibrahim et al.** Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. **Applied Thermal Engineering.** ATE 9796, January 2017.

- [13] **Anoop Kumar Shukla**. Performance Improvement of Simple Gas Turbine Cycle with Vapor Compression Inlet Air Cooling. **Materials Today: Proceedings** 5 (2018) 19172–19180.
- [14] **S. Kagan Ayaz, Onder Altuntas et Hakan Caliskan**. Effect of ammonia fuel fraction on the exergetic performance of a gas turbine. **Energy Procedia**, 144 (2018) 150–156.
- [15] **Z.A Zainal, Ibrahim I. Enagi et K.A Al-Attab**. Liquid biofuels utilization for gas turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 90 (2018) 43–55.
- [16] **Seong Won et al**. A novel coolant cooling method for enhancing the performance of the gas turbine combined cycle. Transactions of the ASME. **ENERGY**. EGY 13300, July 2018.
- [17] **Mojtaba Tahani et al**. Optimization of wet compression effect on the performance of V94.2 gas turbine. **Applied Thermal Engineering**. 143 955-963, July 2018.
- [18] **Dan-Teodor Bălănescu et Vlad-Mario Homutescu**. Performance analysis of a gas turbine combined cycle power plant with waste heat recovery in Organic Rankine Cycle. **Procedia Manufacturing** 32 (2019) 520–528.
- [19] **Dan Burnes et Alejandro Camou**. Impact of Fuel Composition on Gas Turbine Engine Performance. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, OCTOBER 2019.
- [20] **Mario Ditaranto, Tarjei Heggset et David Berstad**. Concept of hydrogen fired gas turbine cycle with exhaust gas recirculation: Assessment of process performance. **Energy** **192**, (2020) 116646.
- [21] **Frank J. Brooks**. Performance and Reliability Improvements for Heavy-Duty Gas Turbines. **GE Power Systems**. GER-3567H.
- [22] **IBRAHIM DINCER AND CALIN ZAMFIRESCU**. ADVANCED POWER GENERATION SYSTEMS. **University of Ontario Institute of Technology**. First edition 2014.
- [23] **J.R. Johnston**. GE Gas Turbine Performance Characteristics. **GE Power Systems**. GER-3571H.
- [24] **Roger Cadiergues**. LES PROPRIÉTÉS DE L’AIR. **XPAIR**.
- [25] **Szargut, J**. Exergy Method. **Technical and Ecological Applications**, WIT Press, Southampton, UK, 2005.
- [26] **ASHRAE Handbook Fundamentals 2017**, SI Edition.
- [27] **Éric Brunet, Thierry Hocquet et Xavier Leyronas**. Cours de thermodynamique. **Sciences Sorbonne université**. 13 février 2019.
- [28] **M.M. Alhazmy et Y.S.H. Najjar**. Augmentation of gas turbine performance using air coolers. **Applied Thermal Engineering** **24** (2004) 415-429.

- [29] **Yvain Canivet.** Analyse Entropique et Exergétique des Systèmes Énergétiques par des Représentations Géométriques. **Université Paris Nanterre.** 06 Décembre 2017.
- [30] **M. Fallah et Al.** Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective. **Energy 116** (2016) 701-715.
- [31] **Yasin Şöhret et al.** Exergy as a useful tool for the performance assessment of aircraft gas turbine engines. **Energy** (2015) 1-10.
- [32] **M.N. Khan, I. Tili.** New approach for enhancing the performance of gas turbine cycle. **Results in Engineering 2** (2019) 100008.
- [33] **Christina Salpingidou et al.** EXERGY ANALYSIS AND PERFORMANCE ASSESSMENT FOR DIFFERENT RECUPERATIVE THERMODYNAMIC CYCLES FOR GAS TURBINE APPLICATIONS. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, November 2017.
- [34] **Alan H. Epstein.** Millimeter-Scale, Micro-ElectroMechanical Systems Gas Turbine Engines. Transactions of the ASME. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.** Vol. 126, APRIL 2004.
- [35] **Meihong Wang et Al 2016.** Closed-cycle gas turbine for power generation. **Fuel 180** (2016) 694–717.
- [36] **Zhao Yin et al.** Performance analysis and optimized control strategy for a three-shaft, recuperated gas turbine with power turbine variable area nozzle. **Applied Thermal Engineering** 164 (2020) 114353.
- [37] **Anoop Kumar Shukla et Onkar Singh.** Effect of Compressor Inlet Temperature & Relative Humidity on Gas Turbine Cycle Performance. **International Journal of Scientific & Engineering Research**, Volume 5, Issue 5, May-2014 ISSN 2229-5518.