

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université M'hamed BOUGARA, Boumerdes
Faculté des Sciences de l'Ingénieur

École Doctorale en Énergétique et Développement Durable



Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de Magister

OPTION

Systemes Énergétiques Avancés

Effets du brouillard et de l'injection de la vapeur sur les performances d'une installation de turbine à gaz

Présenté par : Malika AOUDACHE

Soutenu le : 11 / 10 / 2009

Examineurs :

Mohand TAZEROUT	Professeur	EMNantes	Président
Mourad BALISTROU	Maître de Conférences /A	UMBB	Examineur
Khaled LOUBAR	Chargé de recherche	EMNantes	Examineur
Belaid BRACHEMI	Docteur des Universités	UMBB	Examineur
Adel GHENAIET	Maître de Conférences /A	EMP	Directeur de Mémoire

Année Universitaire 2008/2009

*A Mes chers parents
A mes frères et sœurs.*

Remerciements

J'exprime mes sincères remerciements au bon dieu pour m'avoir donné la force pour arriver à ce niveau d'études.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon directeur de mémoire Mr. ADEL GHENAIET pour m'avoir fait bénéficier de son savoir-faire dans le domaine étudié et pour ses conseils et ses remarques objectives.

J'adresse un grand merci au Professeur Mohand TAZROUT pour m'avoir donné la chance d'être parmi les étudiants de la première promotion de cette école doctorale.

Je remercie vivement Mr Mourad BALISTRAU pour son encouragement et sa gestion.

Je remercie les membres de jury pour avoir accepté la soutenance de ce travail.

Enfin je remercie tous ceux qui de loin ou de près m'ont aidé et encouragé.

Sommaire

Remerciements	
Sommaire	i
Nomenclatures	iv
Résumé	vi
Listes des tableaux et figures	viii
Introduction	
1. Introduction	1
2. Historique de la turbine à gaz	2
3. Organisation du mémoire	3
Chapitre 1 : Etude bibliographique	
1. Introduction	5
2. Cycle combiné	6
3. Injection de brouillard	8
4. Injection de vapeur	14
5. Conclusion	16
Chapitre 2 : Cycle simple de turbine à gaz	
1. Introduction	17
2. Considérations de conception de la turbine à gaz	17
3. Étude du cycle simple d'une turbine à gaz	18
1. Étude du cycle de BRAYTON	19
2. Configurations de cycle	22
4. Calcul des performances de la turbine à gaz	23
1. Résultats	23
5. Amélioration du cycle de base de turbine à gaz	25
1. Cycle avec récupération	25
1. Analyse thermodynamique	26
2. Résultats	30
2. Turbine à gaz réchauffé	32
1. Analyse thermodynamique	33
2. Calcul des performances de turbine à gaz réchauffée	33
3. Résultats	35
6. Conclusion	36
Chapitre 3 : Turbine à vapeur	
1. Introduction	37
2. Cycle de Rankine	37
3. Amélioration du cycle de Rankine	39
1. Cycle avec réchauffage	40
1. Thermodynamique du cycle de Rankine avec réchauffage	41
2. Cycle avec soutirage de vapeur	42
1. Thermodynamique du cycle de Rankine avec soutirage	43
4. Conclusion	44
Chapitre 4 : Cycle combiné	
1. Introduction	46
2. Historique du cycle combiné	47
3. Thermodynamique du cycle combiné	48
1. Le pincement (pinch point)	48

2. Analyse thermodynamique	50
1. Les équations de calcul des enthalpies	50
-L'enthalpie de liquide saturé : l'entrée de la pompe	50
-L'enthalpie de liquide : sortie de la pompe	51
-L'enthalpie de vapeur surchauffé : sortie de la pompe	51
récupération entrée de turbine à vapeur	
-L'enthalpie de fin de détente	52
3. Influence du rapport de compression de turbine à gaz	52
1. Variation du rendement en fonction du rapport de	52
compression pour différents rapports du débit vapeur sur	
gaz comburés	
2. Variation du rendement total en fonction du rapport de	53
compression pour différentes valeurs de la température	
T_{3g}	
4. Influence de la température des gaz d'échappement T_{4g}	54
4. Partie de calcul	55
1. Cycle combiné	55
1. Résultats	56
2. Cycle combiné de la TG réchauffé avec la TV	57
1. Résultats	58
5. Conclusion	59
Chapitre 5 : Injection du brouillard	
1. Introduction	60
2. Influence des conditions ambiantes sur les performances de cycle simple	60
et combiné de turbine à gaz	
3. Systèmes de refroidissement à l'admission du compresseur	65
1. Systèmes de refroidissement par évaporations traditionnelles:	66
2. Injection de Brouillard	67
a. Brouillard à haute pression (refroidissement par évaporation)	68
b. Compression humide (Overspray fogging)	68
1. Quelques avantages du refroidissant par brouillard	68
4. Technologie du brouillard pour l'amélioration des turbines à gaz	69
5. Endroits des becs	69
6. La compression humide	72
7. Augmentation de la puissance	73
8. Processus de compression humide	73
1. Refroidissement par évaporation à l'entrée de compresseur	73
2. Compression humide	74
1. Résultats	77
9. Conclusion	79
Chapitre 6 : Injection de vapeur	
1. Introduction	80
2. Production des polluants atmosphériques	81
1. Oxyde de carbone (CO)	82
2. Oxydes d'azote (NOx)	82
3. Injection de vapeur	83
1. Description	84
2. Domaine d'application	85
3. Étude paramétrique	86

4. Etude numérique	86
1. Cycle simple avec injection de vapeur	
1. Résultats	
2. Injection de vapeur couplé avec compression humide	91
3. Comparaison des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions différentes	92
4. Comparaison des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions identiques	94
4. Conclusion	96
Chapitre 7 : Application à une installation réelle de turbine à gaz	
1. Historique et évolution de la consommation de l'électricité en Algérie	97
2. Parc de production	99
Parc existant	99
Capacité en développement	100
3. Application sur une installation réelle	100
4. Conclusion	101
Conclusion générale	102
Annexe A	

Résumé

Pendant l'été, la puissance et le rendement des installations de turbines à gaz se dégradent de manière significative. L'utilisation d'un système de refroidissement à l'admission pour palier à ce problème devient d'un intérêt démontré. Une des méthodes efficaces pour refroidir l'air à l'admission du compresseur c'est l'évaporation d'un fluide refroidisseur. Le refroidissement par brouillard à l'admission est considéré comme une méthode simple et rentable pour augmenter la puissance et le rendement thermique.

Le cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur est l'un des cycles thermodynamiquement efficace parmi les cycles combinés et beaucoup d'autres cycles améliorées, cette méthode qui profite des colorés des gaz d'échappement de la turbine à gaz et a l'avantage de réduire les émissions de NOx de la centrale tout en augmentant la puissance générée.

Dans ce présent travail on s'intéresse à l'étude thermodynamique des effets de l'injection de brouillard et de vapeur sur les performances du cycle simple de turbine à gaz, pour ce faire on doit étudier le cycle simple de la turbine à gaz et aussi que quelque méthode d'amélioration pour passer à l'étude du cycle combiné simple et réchauffé. A la fin de ce travail on compare les performances du cycle simple et amélioré, cycle combiné (simple et réchauffé), cycle avec injection de brouillard et cycle avec injection de vapeur. On termine avec une application faite sur la centrale thermique de Bab Azzouar.

Mots clés : Turbine à gaz, Cycle combiné, injection du brouillard, injection de vapeur

Abstract

During the summer, power and efficiency of gas turbine degrade significantly. The use of cooling system at admission to remedy this problem becomes a demonstrated interest. One of effective methods for cooling the air intake and the front of the compressor is the evaporation of a cooling fluid. The fogging cooling at the compressor intake is considered a simple and cost effective to increase the power and the thermal efficiency.

Cycle gas turbine with steam injection is one of most efficient thermodynamic cycles among the combined cycle and other improved cycles. This method use the exhaust gas and has the advantage of reducing NOx emissions from the power plant while increasing the power generated.

This present work focuses on the thermodynamic study of the effects of fog injection and steam injection on the performance of the simple cycle of gas turbine.

In the present work is concerned with the thermodynamic study of the effects of fog injection and steam injection on the performance of simple cycle gas turbine, to do so we considered the simple cycle gas turbine and improving methods (recovery and heat) to pass to the study of simple and combined cycle. These studies are the basis of the performance comparison made at the end of this work between simple cycle (regenerated and reheated), combined cycle (with reheat), with injection of fog and steam injection. At final the study was validated upon an exiting power plant of Bab Azzouar.

Keywords: gas turbines, combined cycle fog injection, steam injection.

الملخص

في فصل الصيف، تكون طاقة وكفاءة توربينان الغاز في تدهور بشكل كبير. ولذلك يتم استخدام نظام تبريد الهواء لعلاج هذه المشكلة و يصبح ذا اهتمام كبير. واحدة من الطرق الفعالة لتبريد الهواء قبل الضغط هو تبخر ضباب الماء وتعتبر طريقة بسيطة وفعالة من حيث استيعاب التكلفة لزيادة القدرة والكفاءة الحرارية.

دورة توربينان الغاز مع حقن البخار الحرارية هي من أهم الدورات فعالية، لتحسين الدورة المركبة وغيرها من الدورات، تستفيد من الغازات المنبعثة للمصنع، ولها ميزة الحد من انبعاث أكسيد النيتروجين وزيادة الطاقة المولدة.

العمل الحالي ركز على الدراسة الحرارية لآثار حقن الضباب والحقن بالبخار على أداء دورة توربينان الغاز البسيطة. هذا العمل معني بدراسة الآثار الحرارية لحقن البخار والضباب على أداء التوربينان الغازية ذات الدورة البسيطة، لذلك يجب علينا النظر في الدورة البسيطة لتوربينان الغاز للانتقال لدراسة الدورة البسيطة المركبة و المسخنة، وهذه الدراسات هي أساس المقارنة التي قدمت في نهاية العمل. تتمثل المقارنة بين أداء الدورة البسيطة، الدورة المركبة (بسيطة و ساخنة)، والدورة مع حقن الضباب و مع الحقن بالبخار. وأخيرا إسقاط الدراسة التي أجريناها سابقا على محطة حقيقية لتوليد الكهرباء بباب الزوار.

الكلمات الرئيسية: توربينات الغاز، الدورة المركبة، حقن الضباب، حقن البخار

Nomenclature

E	: Echangeur, récupérateur
eff	: Efficacité du refroidissement
C_p	: Chaleur spécifique à pression constant (kJ/kg. K)
C_s	: Consommation spécifique (kg/MWh)
C_v	: Chaleur spécifique à volume constant (kJ/kg. K)
f	: Rapport du débit du carburant par débit d'air de la première chambre de combustion
ff	: Rapport du débit du carburant par débit d'air de la deuxième chambre de combustion
h	: Enthalpie massique (kJ/kg)
K	: Coefficient d'échange globale
k	: Indice isentropique de l'air humide
L	: La chaleur latente (kJ/kg)
LHV	: Pouvoir calorifique inférieur du carburant (kJ/kg)
M	: Masse molaire (kg/mole)
\dot{m}	: Débit massique (kg/s)
n	: Indice polytropique de l'air sec
P	: Pression Pa
Q	: la chaleur (kJ)
R	: Constante des gaz (kJ/kg.K)
S	: Fraction de vapeur
T	: Temperature ($^{\circ}K$)
\dot{V}	: débit volumétrique à l'admission du compresseur
W	: Travail (kJ)
w	: Travail massique (kJ/kg)
X	: Fraction de vapeur soutirée

Symboles grecs

γ	: Indice isentropique de l'air sec
β	: Taux du compression
φ	: Humidité relative
ρ_0	: Masse volumique (kg/Nm ³)
μ	: Coefficient du retard
ω	: Humidité spécifique ($g_{H_2O} / kg_{air\ sec}$)
ΔP	: Pertes de charge
η	: Rendement

Indices

<i>a</i>	: Air sec
ac	: Etat après refroidissement (Air refroidie)
bd	: Eau évacué
<i>c</i>	: Point critique
<i>C</i>	: Compresseur
CC	: Chambre du combustion
CYG	: Cycle gaz
CYV	: Cycle vapeur
CYC	: Cycle combiné
db	: Etat sèche
<i>e</i>	: Eau
ev	: Quantité évaporée
<i>f</i>	: Carburant
<i>g</i>	: gaz d'échappement
GV	: Générateur de vapeur
<i>i</i>	: initiale
inj	: Quantité Injectée
opt	: Optimum
PT	: Polytropique de la turbiné
PC	: Polytropique du compresseur
PCC	: Polytropique de la chamber de combustion
R	: Cycle avec resurchauffe
reg	: Régénérateur
<i>s</i>	: système injection
SR	: Cycle sans resurchauffe
ST	: Cycle avec soutirage
SS	: Cycle sans soutirage
<i>T</i>	: Turbine
<i>t</i>	: Thermique
TG	: Turbine à gaz
tot	: Totale
sv	: Vapeur saturée
<i>v</i>	: Vapeur
<i>wb</i>	: Etat humide (RH=100 %)

Acronymes

D_v .90	Une petite valeur de ce nombre indique la présentation d'un nombre très petit de plus grandes gouttelettes
SMD	Diamètre moyen de Sauter: plus ce diamètre est petit, plus le processus d'évaporation est plus rapide.

Liste des Tableaux et figures

Liste des figures

Fig 1	Turbine à gaz de 35.75 MW	2
Fig 2.1	Turbine à gaz	18
Fig 2.2	Cycle de Brayton : évolution dans le diagramme (h,s)	19
Fig 2.3	Cycle de Brayton : évolution de η_t en fonction de β	20
Fig 2.4	Rendement du cycle en fonction de T3 et du taux de compression	21
Fig 2.5	Développement du taux de compression au cours des années	21
Fig 2.6	Développement de la température T3	22
Fig 2.7	Diagramme T-S illustre la puissance et la quantité de chaleur pour des bas, moyen et haute pression	22
Fig 2.8	Organigramme du cycle simple de TG	24
Fig 2.9	Variation du rendement en fonction du taux de compression pour différent T3	24
Fig 2.10	Variation de la puissance par unité de débit d'air en fonction du taux de compression pour différent T3	25
Fig 2.11	Variation du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air pour différent T3	25
Fig 2.12	Variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance par unité de débit d'air pour différent T3	26
Fig 2.13	Turbine à gaz avec récupération de chaleur	27
Fig 2.14	Cycle thermique de la turbine à gaz avec récupération	27
Fig 2.15	Turbine à gaz avec récupérateur : évolution de η_t en fonction de β pour différentes valeurs de NTU	29
Fig 2.16	Effet du taux de compression sur le rendement	30
Fig 2.17	Organigramme de cycle simple avec récupération	31
Fig 2.18	Variation du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air	31
Fig 2.19	Variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance par unité de débit d'air	32
Fig 2.20	Cycle avec réchauffage et diagramme T-S	32
Fig 2.21	Organigramme du cycle simple avec réchauffage	34
Fig 2.22	Variation du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air	35
Fig 2.23	Variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance par unité de débit d'air	35
Fig 3.1	Cycle de Rankine	38
Fig 3.2	Cycle vapeur avec resurchauffe	40

Fig 3.3	Diagramme T-S du cycle de Rankine avec resurchauffe	41
Fig 3.4	Schémas de principe et diagramme T-S d'un cycle avec soutirage	43
Fig 3.5	Evolution des températures de la vapeur soutirée et de l'eau dans le préchauffeur	43
Fig 4.1	Cycle combiné	46
Fig 4.2	Progression du rendement thermique du cycle combiné	48
Fig 4.3	Diagramme T-S de cycle combiné avec un cycle vapeur à simple pression	49
Fig 4.4	Diagramme T-S de récupérateur de chaleur	49
Fig 4.5	Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur	52
Fig 4.6	Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz	53
Fig 4.7	Rendement thermique du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz	54
Fig 4.8	Rendement thermique d'une turbine à gaz (à gauche) et d'une installation à cycle combiné (à droite) en fonction de la température d'échappement des gaz	54
Fig 4.9	Organigramme du cycle combiné	55
Fig 4.10	Variation du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air	56
Fig 4.11	Variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance par unité de débit d'air et T_3	56
Fig 4.12	Organigramme du cycle combiné de la TG réchauffé avec la TV	57
Fig 4.13	Variation du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air	58
Fig 4.14	Variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance par unité de débit d'air et T_3	58
Fig 5.1	Influence de la température ambiante sur la puissance de la turbine à gaz ($P=1.013\text{bar}$, $RH=60\%$)	61
Fig 5.2	Influence de la température ambiante sur le taux de chaleur de la turbine à gaz ($P=1.013\text{bar}$, $RH=60\%$)	61
Fig 5.3	Rendement de turbine à gaz en fonction de la température ambiante	62
Fig 5.4	Entropie d'une journée chaude comparée à une journée avec conditions ISO	62
Fig 5.5	Densité d'air en fonction de la température ambiante ($P=1.013\text{bar}$, $RH=60\%$)	63
Fig 5.6	Rapport de puissance de turbine à gaz en fonction du taux de compression et de la température ambiante	64
Fig 5.7	Méthodes de refroidissement d'air à l'admission du compresseur	66
Fig 5.8	Diagramme psychrométrique du système du refroidissement par évaporation traditionnelle	67
Fig 5.9	Diagramme psychrométrique d'injection du brouillard ($P=1.013\text{bar}$)	67
Fig 5.10	Temps de réponse de gouttelette pour la vitesse du flux d'air en fonction du diamètre de gouttelette	70
Fig 5.11	Optimisation de la position des buses de brouillard	71
Fig 5.12	Travail consommé par le compresseur en fonction de la température d'entrée turbine	72
Fig 5.13	Augmentation de la puissance due au brouillard dans l'écoulement d'air	73
Fig 5.14	L'admission du compresseur dans le cas d'injection de brouillard	74
Fig 5.15	Processus de compression avec présence de survaporisation	74
Fig 5.16	Processus de compression avec sur- vaporisation considérant des gouttelettes avec différent diamètre	74
Fig 5.17	Organigramme du cycle simple avec injection de bouillard	76

Fig 5.18	Température d'entrée compresseur après refroidissement	77
Fig 5.19	La quantité d'eau évaporée à l'entrée du compresseur	77
Fig 5.20	Variation de la température T2 en fonction du taux d'évaporation	77
Fig 5.21	Variation du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air	78
Fig 5.22	Variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance par unité de débit d'air	79
Fig 6.1	Influence de la température de la première zone sur l'émission de CO et NOx	81
Fig 6.2	Cycle de Cheng	84
Fig 6.3	Augmentation de puissance avec injection de vapeur	85
Fig 6.4	Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz avec injection de vapeur	86
Fig 6.5	Organigramme du cycle simple avec injection de vapeur	88
Fig 6.6	Evolution du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air et de la fraction de vapeur injectée	89
Fig 6.7	Evolution du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air et la température T3	89
Fig 6.8	Evolution de la consommation en fonction de la puissance par unité de débit d'air	90
Fig 6.9	Evolution du rendement en fonction de la puissance par unité de débit d'air	91
Fig 6.10	Evolution de la consommation en fonction de la puissance par unité de débit d'air	92
Fig 6.11	Comparaison des rendements des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions différentes	93
Fig 6.12	Comparaison des puissances des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions différentes	93
Fig 6.13	Comparaison des rendements des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions identiques	94
Fig 6.14	Comparaison des puissances des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions identiques	95
Fig 6.15	Comparaison de la consommation spécifique de différents cycles étudiés	95
Fig 7.1	Historique de consommation électrique 1963-2007	97
Fig 7.2	Evolution des Puissance maximale appelée (PMA) et des consommations d'énergie électrique 2008-2017	98
Fig 7.3	Evolution de la production d'énergie électrique 2008-2017	98
Fig 7.4	Structure de parc de production en 2007	99
Fig 7.5	Répartition de la capacité du parc de production par producteur	99

Liste des tableaux

Tableau 6.2	Produits de combustion dans la turbine à gaz	81
Tableau 6.3	Durée de vie de quelque élément dans l'atmosphère	83
Tableau 7.1	Variation des performances de l'installation avec différentes méthodes appliquées	100

Introduction

1. Introduction

La turbine à gaz (figure (1)) est une machine productrice de puissance mécanique, mais ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes telles que la température de l'air et sa pression, l'humidité et la poussière. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est directement proportionnelle à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa production quand elle est installée dans des climats chauds ou pendant les jours chauds de l'année. Une température élevée d'air d'admission augmente également le travail du compresseur et baisse l'efficacité thermique. Par conséquent, les turbines à gaz fonctionnant sous climats chauds non seulement produisent moins de puissance que leur capacité de conception, mais consomment également plus de carburant [1, 2]. Selon McCracken [3], la puissance d'une turbine à gaz diminue de 25-35 % en été et sa consommation de carburant augmente d'une moyenne de 6 %.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, mais les deux méthodes les plus communes sont celles du refroidissement d'air à l'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [4, 5]. Les méthodes d'injection de l'eau ou vapeur ont l'avantage de réduire les émissions de NO_x de la centrale tout en augmentant sa capacité générée. Cependant, la quantité d'eau ou de vapeur qui peut être injectée est limitée par des facteurs tels que la stabilité de la flamme dans la chambre de combustion et la restriction de l'écoulement secondaire de l'eau ou de vapeur qui ne devrait pas obstruer l'air principal traversant la turbine. Bien que l'eau soit plus efficace que la vapeur en augmentant le rendement de la turbine et en réduisant les émissions de NO_x, elle a l'inconvénient d'augmenter le taux de pertes de chaleur [4, 5]. Le refroidissement de l'air à l'admission typiquement augmente le rendement

de la turbine à gaz de 10-18 % pour chaque 10°C de diminution de la température de l'air d'admission [3].

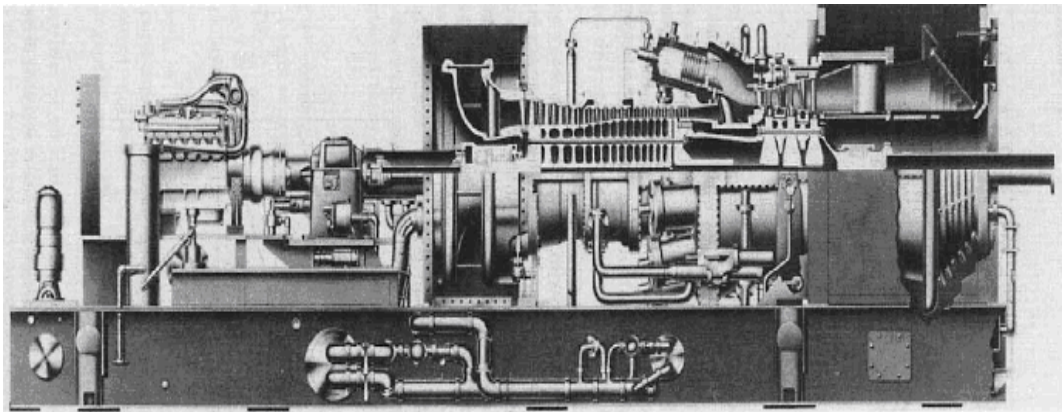


Fig 1 : Turbine à gaz de 35.75 MW [6]

2. Historique de la turbine à gaz

L'histoire nous raconte que l'idée de la turbine à gaz et la turbine à vapeur ont été initiées simultanément. En effet dès 1791, l'anglais John Barber a décrit d'autres sources d'énergie (gaz, fluide) pour la turbine à vapeur, il inventa ce qui peut être considéré turbine à gaz ; le gaz est produit à partir du chauffage de charbon, mélangé avec l'air, comprimés et puis brûlé. Ceci produit un jet à grande vitesse appliqué sur les aubes de la roue de turbine. Avant l'idée de John Barber il y avait déjà en Giovanni Branca en 1629 avec " la turbine à vapeur avec impulsion", Leonardo da Vinci en 1550 avec "smoke mill" et Hero d'Alexandrie avec la turbine à vapeur à réaction, mais elles étaient justes des idées qui ont pu être transformées en machines à la fin du 19 siècle [7]. En 1914 Norman Davy énonça "la théorie de la turbine à gaz qui a été entièrement saisie par Barber à la fin du 18 siècle, et par Bresson au début du 19 siècle. Le succès de la turbine à gaz comme moteur thermique était contraint seulement par des limitations pratiques.

- En 1808 John Dumball envisagea une turbine à plusieurs étages. Malheureusement son idée consista seulement en aubes mobiles sans la partie stationnaire pour faire tourner l'écoulement dans chaque étage. Là où il réalisa le besoin d'étage stationnaire entre chaque étage tournant, il lança le concept d'une turbine axiale.
- À Paris en 1837, l'idée de Bresson était d'utiliser un ventilateur pour comprimer l'air qui va se mélanger avec le carburant dans la chambre de combustion. Les produits de combustion sont états refroidis par l'addition de l'air en plus, et le produit final sert à entraîner les aubes de turbine.
- En 1850, en Angleterre, Fernimough ajouta l'eau à la turbine à gaz, en laquelle de l'air est soufflé par une grille de charbon tandis que l'eau est pulvérisée dans les gaz chauds. Le mélange du gaz et de vapeur alors entraîne un rotor à deux aubes.

- 1872 Dr. Franz Stolze a pu combiner les idées de Barber et Dumball pour développer le premier compresseur axial conduit par une turbine axiale mais, il a pu construire sa machine juste en 1900.
- La conception de Dr. Franz Stolze basée sur un compresseur axial à plusieurs étages, une chambre de combustion simple, une turbine axiale à plusieurs étages et un régénérateur utilisant des gaz d'échappement pour chauffer l'air du compresseur. Cette unité a été examinée entre 1900 et 1904, mais n'a jamais fonctionné avec succès [7].

Les idées de Bresson sont à la base du refroidissement à air, les idées de Fernimough sont à la base d'injection d'eau (pour l'augmentation de puissance et plus tard le contrôle du NOx), et les idées de Stolze ont mené la manière pour l'application des deux idées dans la conception des turbine à gaz et le régénérateur pour l'amélioration de l'efficacité.

En 1884 il y avait le brevet de Charles Parsons pour la turbine à vapeur et turbine à gaz avec réaction, et en 1888, l'application de l'idée de Giovanni Branca pour la turbine à vapeur d'impulsion pour Charles de Laval's.

En 1895-1896 des variations dans les conceptions de la turbine d'impulsion ont été introduites par August C. Rateau, Charles Curtis, et Dr. Zoelly. L'expérience gagnée dans le développement des matériaux de turbines à vapeur est directement transférée aux turbines à gaz.

Dans toute la majeure partie de la première moitié du 20ème siècle le développement de la turbine à gaz continua lentement. Des avances ont été entravées principalement par des possibilités de fabrication et la disponibilité des matériaux de résistance à hautes températures pour l'usage dans les compresseurs, turbines, et dans la chambres de combustion.

En raison des limitations : des rapports de pression des compresseurs, températures d'entrée turbine, les rendements étaient faibles. Pour surmonter les limites de la température de la turbine, l'injection de la vapeur et de l'eau a été employée intensivement pour refroidir les matériaux de la chambre de combustion et de la turbine.

En 1905, la construction de la première unité de turbine à gaz par Brown Boveri qui a été installée dans une compagnie pétrolière près de Philadelphia. Cette unité a produit une puissance de 900 kilowatts d'électricité. Boveri brun a également construit le premier générateur d'électricité pour une centrale électrique à Neuchâtel en Suisse qui a été exposé en 1938. (Tableau 1 dans l'annexe A donne un résumé sur l'historique de la turbine à gaz)[7].

3. Organisation de ce mémoire

Le travail présenté est structuré en sept chapitres :

- Le premier chapitre donne une vue rapide et une recherche bibliographique sur quelques travaux faits dans le domaine du cycle combiné, le refroidissement par injection du brouillard à l'admission de la turbine à gaz et injection de la vapeur dans la chambre de combustion.
- Le deuxième chapitre traite la turbine à gaz et les cycles améliorés. La variation des performances de la turbine à gaz à cycle simple, avec récupération et turbine à gaz réchauffé sont présentées.
- Le cycle de la turbine à vapeur et quelques méthodes d'amélioration utilisées sont présentés dans le troisième chapitre.
- Le quatrième chapitre se concentre sur le cycle combiné gaz-vapeur et la variation des performances en fonction de la température et taux de compression.
- Le cinquième chapitre donne une idée sur le refroidissement par injection du brouillard à l'admission du compresseur d'une turbine à gaz et l'influence d'utilisation de cette méthode sur les performances de la turbine à gaz.
- Le sixième chapitre s'intéresse à l'injection de vapeur dans la chambre de combustion de la turbine à gaz.
- Le chapitre sept cible l'application des méthodes étudiées précédemment sur une installation existante en Algérie.
- On termine notre travail avec une conclusion générale ou on citera l'influence de l'utilisation du brouillard et de la vapeur sur les performances du cycle simple de la turbine à gaz.

Chapitre 1 : Etude bibliographique

1. Introduction

Les systèmes de production d'électricité entraînés par le moyen des centrales de turbine à gaz souffrent du rendement très bas, particulièrement pendant les heures de pointe, quand l'électricité est très demandée. Pour répondre au manque de puissance prévue, des projets d'adaptation ont été sérieusement considérés, comme la conversion des cycles simples de turbines à gaz existants en cycles plus avancés qui offrent des rendements et puissances plus élevés.

Le processus thermodynamique d'un cycle simple de turbine à gaz peut être approximativement modélisé sous forme du cycle de Brayton, dont la puissance délivrée est habituellement très haute, mais aussi la température d'échappement qui souvent au-dessus de 500°C. La haute température des gaz d'échappement implique l'abondance d'une énergie utile gaspillée à l'environnement. La récupération de cette énergie gaspillée ceci peut être employée pour améliorer la capacité de production d'électricité ou/et le rendement par des modifications dans le cycle de base, tel que la récupération des gaz d'échappement, injection de vapeur, refroidissement de l'air à l'admission et le cycle combiné...etc.

Parmi les technologies bien prouvées, le cycle combiné est peut-être la manière la plus populaire à récupérer l'énergie des gaz d'échappement, et l'énergie récupérée est utilisée réellement pour amplifier la capacité et le rendement de production d'électricité. Pour un cycle combiné, la compatibilité entre le cycle de turbine à gaz et le cycle de turbine à vapeur est importante pour une meilleure combinaison. L'injection de vapeur et le refroidissant par brouillard sont devenues également des technologies pratiques courantes pour augmenter le rendement de la production d'électricité. Les deux dispositifs sont très rentables et peuvent être mis en application dans le système de base sans besoin d'intégrer d'autres modifications dans le système original. L'utilisation de l'injection de brouillard à l'entrée du compresseur pour comprimer plus d'air par cycle dans le but d'augmenter la capacité de la turbine à gaz est également largement acceptée.

2. Cycle combiné

Une centrale idéale de cycle combiné (CC) est une centrale qui a un rendement élevé dans les deux cas: charge totale et charge partielle, haute fiabilité, et elle est facilement et économiquement maintenue. Malheureusement, ces buts sont en conflit avec l'un et l'autre dans une certaine mesure. Par exemple, l'usine peut être conçue pour un rendement élevé, mais pour réaliser ce rendement plus élevé, plus d'argent doit être dépensé.

La déréglementation de l'industrie énergétique en Europe a mené à de nouvelles approches au financement et à la construction des centrales. Cette déréglementation du marché d'électricité/énergie a accéléré depuis que la directive d'Union Européenne 92/96 rentrée en vigueur [8]. Dans cet environnement, les approches de conception, de construction, et de fonctionnement sont "des besoins de base" et doivent être justifiées sur une base économique. L'article de Narula et al [8] a discuté la conception, les dépenses, et les considérations saillantes de réalisation de projet d'une usine de cycle combiné (CC) pour un marché dérégulé.

L'objectif de l'étude de Grace et al [9] était de démontrer la signification des décisions de conception des installations sur les performances et l'économie des centrales de cycle combiné, aussi bien l'utilisation des outils informatiques (logicielles) pour aider les réalisateurs à examiner et comparer rapidement les décisions de conception des installations. L'étude compare plusieurs options principales de conception des installations, y compris la conception du générateur de vapeur par récupération de la chaleur (HRSG), la resurchauffe, le refroidissement à l'admission. Les coûts de carburant, et les prix de l'électricité ont été également considérés dans chaque cas.

L'article de Polyzakis et al [10] a comme objectif l'optimisation d'une centrale de cycle combiné décrite et de la comparer à quatre cycles de turbine à gaz : cycle simple, cycle refroidi, cycle réchauffé, cycle réchauffé et refroidie. La centrale de cycle combiné proposée produirait une puissance de 300 MW (200MW de la turbine à gaz et 100 MW de la turbine à vapeur). Les résultats ont prouvé que la turbine à gaz réchauffée est la combinaison la plus souhaitable, principalement en raison de la haute température des gaz d'échappement de la turbine à gaz $EGT = 911.1 \text{ K}$ et un débit de vapeur de 83.54 kg/s résultant à un rendement thermique élevé du cycle de vapeur de 36.6% et un rendement globale de 53.5% . Le cycle optimal de la turbine à gaz (GT) mènera à une centrale de cycle combiné plus efficace, et ceci aura comme conséquence la grande économie. L'approche initiale adoptée est d'étudier indépendamment les quatre configurations théoriquement possibles du cycle de turbine à gaz et sur la base de combiner ces derniers avec le cycle simple de Rankine, l'arrangement optimum est trouvé. Une fois que la turbine à gaz est choisie, la prochaine étape est d'étudier l'impact de conception et des paramètres

du cycle de vapeur sur les performances globales de la centrale, afin de choisir le cycle combiné offrant la meilleure installation.

Dans l'article de Bassily [11], le réchauffage du gaz avec récupération a été appliqué au cycle combiné réchauffé à trois pression, avec l'unité de TG exigeant deux turbines à gaz, récupérateur de gaz, et deux chambres de combustion. Le cycle régulier avec réchauffage et récupération de gaz a été modelé comprenant un modèle détaillé du processus de combustion et de refroidissement de TG et une technique pour réduire les irréversibilités de son récupérateur de chaleur (HRSG Heat Recovery Steam Gas). Le cycle réchauffé et le cycle avec réchauffage et réduction des irréversibilités de récupérateur de chaleur (HRSG) ont été comparés au cycle simple. Les effets dans la variation de la température d'entrée turbine sur les performances de tout le cycle ont été présentés et discutés. Les résultats trouvés par cet auteur [11] indiquent que le cycle avec réduction d'irréversibilité est de 1.9-2.15 % plus élevé dans le rendement et 3.5 % plus haut dans le travail spécifique que le cycle avec réchauffage, qui est de 3.3-3.6 % plus haut dans l'efficacité et 22-26 % plus haut dans le travail spécifique que le cycle simple. Le cycle simple réchauffé avec réduction d'irréversibilité est de 1.18 % plus haut dans l'efficacité que le cycle combiné à la même valeur de TIT. L'analyse économique a montré que l'application du réchauffage des gaz avec récupération pourrait résulter à une économie annuelle de 10.2 à 11.2 millions de dollars pour une unité de production de 339 MW à 348 MW en utilisant le cycle simple. La réduction des irréversibilités du HRSG du cycle avec réchauffage a pu avoir comme conséquence une économie additionnelle annuelle de 11.8 millions de dollars pour une unité de production de 439 MW employant un cycle réchauffé.

Une étude comparative et une analyse du premier et du second principe de thermodynamique des deux cycles combinés et turbine à gaz avec injection de vapeur avec et sans récupération (combined and recuperated and non-recuperated steam injected gas turbine cycles) est présentée dans l'article de Yadav et al [12]. L'analyse a été effectuée par le développement d'un code de calcul, qui est basé sur la modélisation des divers éléments de ces cycles. La turbine à gaz choisie pour l'analyse est MS9001H développée récemment par GE et un cycle à vapeur à trois pression réchauffé et muni d'un récupérateur générateur de vapeur. Ces auteurs ont observé que le cycle combiné est supérieur au cycle à vapeur injecté, cependant, l'espace se rétrécit vers l'augmentation du taux de compression et de la température d'entrée turbine. Des pertes détaillées d'exergie ont été présentées dans divers éléments du cycle combiné et cycle à vapeur injectés. Le rendement d'usine du cycle à injection de vapeur récupéré est supérieur au cycle sans récupération jusqu'au rapport de compression de 30 à une température

d'entrée turbine $TIT = 1750K$. Les pertes d'exergie sont maximales dans la chambre de combustion suivie par des pertes dans le générateur de vapeur HRSG.

L'étude de Alobaid et al [13] décrit le développement et la recherche d'un modèle de simulation statique et dynamique et son application pour améliorer le récupérateur de chaleur (HRSG) d'une centrale de cycle combiné. Les modèles dynamiques de simulation à l'aide des ordinateurs puissants sont des outils efficaces pour étudier et comprendre les caractéristiques de fonctionnement des centrales, améliorer la conception, comprendre la stratégie de commande et les conditions opérationnelles. La récupération de la chaleur dans le générateur de vapeur (HRSG) est modélisée à l'aide d'un logiciel commercial de simulation appelé advanced process simulation software (APROS). Les résultats obtenus montrent un niveau très élevé d'exactitude et de fiabilité qui s'accorde aux données de conception. Par ceci le modèle de HRSG représente le vrai générateur de vapeur récupérateur de chaleur, afin d'avoir l'information fiable sur la production de l'électricité demandée. En plus de ceci le modèle de HRSG représente un outil efficace pour la future recherche, l'amélioration, et l'étude des paramètres d'optimisation des conditions de fonctionnement.

Une étude comparative de l'influence des différents moyens de refroidissement des aubes de turbine est faite par Sanjay et al [14] sur les performances thermodynamique de la centrale de cycle combiné. Sept arrangements impliquant l'air et la vapeur comme liquides réfrigérants sous des techniques de refroidissement de boucle ouverte et bloquée ont été étudiés. La boucle ouverte incorpore les techniques de refroidissement de convection internes, techniques de refroidissements en film et de transpiration. Ces auteurs ont constaté que la boucle de refroidissement de vapeur fermée offre plus de travail spécifique et par conséquent donne une valeur plus élevée de rendement de la centrale d'environ 60 %. Tandis que pour la vapeur de transpiration et le refroidissement en boucle ouverte, le refroidissement par convection interne de vapeur en boucle ouverte, le refroidissement à l'air de transpiration, le refroidissement à film de vapeur, et à film d'air, et le refroidissement par air en convection interne sont avérés rapporter des valeurs plus basses de rendement de l'installation par ordre décroissant par rapport au refroidissement de vapeur de la boucle fermée.

3. Injection de brouillard

Malgré l'existence de plusieurs technologies de refroidissement, l'injection de brouillard a vu son application à grande échelle en raison de l'avantage de son bas coût comparé à d'autres techniques y compris le refroidissement par évaporation et la technologie de réfrigération. D'après Homji et al [15] si le but primaire du système du brouillard est le refroidissement par

évaporation, les becs d'injection devraient être installés en avant du silencieux pour accorder autant du temps possible pour l'évaporation, et dans la plupart du temps il faut installer des gouttières dans la conduite d'admission pour s'assurer qu'aucune accumulation excessive d'eau ne se produise. Puisque la quantité d'eau requise dépend du degré de refroidissement, Une sensation de la quantité d'eau requise pour les différents débits et différent degrés de refroidissement est représentée sous forme d'un tableau dans cet article, où plusieurs opérations pratiques et aspects d'entretien sont couverts pour mieux aider les utilisateurs à mettre en application de tels systèmes.

Chaker et al [16] ont fourni une analyse détaillée du potentiel de refroidissement par évaporation en termes d'heures de refroidissement basée sur le degré équivalent (ECDH : Equivalent Cooling Degree Hours) pour 106 endroits internationaux en dehors des Etats-Unis. Le papier a fourni un outil pour permettre facilement aux opérateurs en larges endroits dans le monde pour déterminer le potentiel de refroidissement par évaporation en termes d'heures de degré de refroidissement. L'analyse et les tabulations aident les utilisateurs en réduisant une quantité énorme de données climatiques pour employer facilement et rapidement le système de refroidissement. Tout opérateur de turbine à gaz peut employer ces données pour avoir une idée de faisabilité de l'application de l'injection de brouillard à l'admission (inlet fogging). De plus, les données fournies réduiraient l'effort qui est nécessaire pour faire une analyse économique du potentiel de refroidissant par évaporation du brouillard.

La forte dépendance des performances des turbines à gaz sur la température ambiante a créé le besoin des technologies de refroidissement à l'admission. Des résultats expérimentaux étendus et des études théoriques entreprises sur plusieurs années sont fournis par Chaker et al [17], couplées à des aspects pratiques qu'on a dans la réalisation de presque 500 systèmes d'injection de brouillard à l'admission sur des turbines à gaz dont la puissance s'étend de 5 à 250 MW. La partie seconde de ce papier traite les aspects pratiques des dimensions des gouttelettes des injecteurs à brouillard. L'essai étendu a montré que sous toutes conditions de fonctionnement, les tailles de gouttelette d'impaction-pin nozzle sont plus petites que des becs de swirl-jet avec le même débit. En conclusion, un procédé standard pour la caractérisation des gouttelettes de brouillard dans le contexte du refroidissement de l'air de l'admission de turbine à gaz a été défini et proposé.

L'article de Schürmann et al [18] rapporte les résultats de la caractérisation du jet en aval des becs swirl, typiquement utilisés dans des systèmes d'injection de brouillard à l'admission et la compression humide. Des résultats sont recueillis de nombreuses études expérimentales. Les tailles des gouttelettes et le flux de masse d'eau dans la plume du jet sont mesurées par le

changement des paramètres suivants: Distance en aval de l'orifice du bec, la température de l'air ambiant et l'humidité relative. Toutes les mesures rapportées dans cet article sont effectuées dans le venturi avec des vitesses de l'air de 5 à 25 m/s. Parmi les résultats obtenus, ces auteurs ont trouvé que pendant l'évaporation le spectre de gouttelette décale lentement aux plus grandes gouttelettes. Dv_{90} reste à peu près identique tandis que le SMD augmente avec l'évaporation et que la coalescence des gouttelettes se produit dans les deux conditions ambiantes sèches et aussi sursaturées.

La conception, l'installation et le fonctionnement d'un système d'injection de brouillard dans une grande centrale de cycle combiné de 655 MW sont discuté par Gajjar et al [19], en plus des détails techniques et pratiques d'installation. Des considérations spéciales quant à la façon dont le système d'injection du brouillard pourrait aider dans l'augmentation de la puissance pendant la haute température et l'opération à charge partielle de la turbine à gaz est discutée, en plus de l'importance du filtre d'admission.

La combinaison du système de refroidissement par brouillard avec d'autre système à bas coût doit être très efficace pour la turbine à gaz, a cet effet Patel [20] proposa l'un de ces combinaisons. D'après lui l'utilisation des systèmes d'échangeurs géothermique peut fournir un refroidissement efficace en utilisant des conduites souterraines, remplies d'eau (parce que la température souterraine est tout à fait basse que la température ambiante et relativement constante pendant l'année). La circulation de l'eau dans le système de conduites de boucle fermée extrait la chaleur à partir de l'air à l'admission de la turbine à gaz et la dispersera dans la terre. Ceci réduit la chaleur sensible de l'air d'admission, qui donne plus d'avantage. Après réduction de la température sèche nous pouvons profiter du système de refroidissement par évaporation du brouillard. Ceci améliorera non seulement le rendement et la puissance mais également le taux de la chaleur de la turbine à gaz.

Des résultats expérimentaux étendu et des études théoriques entreprises sur l'injection du brouillard à l'admission de l'air de la turbine à gaz par des injecteurs impaction pin nozzle et la dynamique de brouillard à l'admission en général sont fourni par Chaker et al [21]. Ils ont montré que ces injecteurs de brouillard à l'admission produisent de plus petites gouttelettes à des vitesses plus élevées du flux d'air. Mais les mesures prises à environ 20 centimètres de l'orifice de l'injecteur montrant que l'humidité ambiante correspondante n'affecte pas de manière significative la taille des gouttelettes.

L'article de Shepherd et al [22] présente des données numériques qui prouvent que l'utilisation du refroidissement par injection de brouillard permet une augmentation du rendement et la puissance. La technologie de compression humide est un système de refroidissement à

l'admission de la turbine à gaz et le système de refroidissement à l'intérieur du compresseur qui ont avec démontré leurs succès sur plusieurs turbines. Ils ont prouvé avec l'application appropriée de cette technologie qu'ils sont le moyen le plus fiable d'augmentation de la puissance et de la réduction des émissions de NOx.

Une recherche expérimentale et une analyse empirique des principaux paramètres d'emploi sur les performances des injecteurs de brouillard de type impaction (pin nozzles) sont étudiées dans l'article de Chaker [23]. Les corrélations obtenues sont développées d'une série d'expériences faites dans le venturi équipé du système de mesure de taille de gouttelette utilisant le Malvern Spraytec. L'analyse conduite a couvert une large gamme de paramètres appropriés. Principalement le taux d'écoulement de l'eau au niveau de l'orifice du bec (0.00126-0.00063 l/s), la pression de fonctionnement (34.5-204.1 bar), la vitesse du flux d'air était (1.5 m/s à 15.2 m/s), la distance entre l'orifice du bec et l'endroit de la mesure (0.0127-0.508 m). D'autres paramètres tels que l'angle du cône du jet de la plume et les conditions ambiantes psychrométriques, qui peuvent affecter la taille des gouttelettes de l'injecteur (pin nozzle) sont également discutés. Cet article fournit les nouveaux outils qui peuvent être utilisés par les utilisateurs de refroidissent par injection de brouillard à l'admission de la turbine à gaz pour estimer la taille des gouttelettes de l'injecteur (pin nozzle).

Dans un autre article, Chaker et al [24] présentent l'application de l'injection du brouillard dans la turbine à gaz utilisés dans le secteur des hydrocarbures. Dans les climats d'air secs et chauds, tels que les régions désertes des pays du Golfe, le rendement et la puissance des turbomoteurs sont nettement réduites en raison de la réduction du débit de masse d'air de la turbine à gaz. Cet effet est bien plus prédominant avec les unités aéroderivatives qui sont généralement employés dans ce secteur. Le refroidissement de l'air à la température humide augmentera la densité d'air, et le débit de masse d'air, et amplifient la puissance et le rendement. En conséquence, la quantité de gaz extraite, et donc du pétrole, sera sensiblement augmentés. Dans cet article, le comportement des turbines à gaz avec et sans injection de brouillard est analysé en détail basé sur des données réelles. Des paramètres critiques tels que la puissance, la température d'admission de la turbine, la température d'échappement, la pression de décharge du compresseur, le générateur de gaz et la vitesse de la turbine de puissance sont couvertes.

L'objectif de la recherche faite par Hsiao et al [25] est d'étudier les effets provoqués en ajoutant un système d'injection de brouillard à une centrale de turbine à gaz déjà existante en Taiwan basée sur un cycle combiné. Dans cet article, ils ont mené des simulations sur les performances thermiques des cycles combinés avec et sans système d'injection de brouillard dans divers conditions ambiantes. Les résultats prouvent que l'augmentation de la puissance du

cycle combinée par injection de brouillard est autour de 3 MW à 15 MW, correspondant à un rendement de 1-5 % du cycle combiné. Basé sur des conditions ambiantes moyennes de l'emplacement, ils ont également établi une table qui inclue les différences dans les performances thermiques de la centrale du cycle combiné avec et sans injection de brouillard. En outre, cette table démontre les effets de l'efficacité du système d'injection du brouillard sur les performances thermiques de la centrale du cycle combiné, et qui peut être employée comme une directive pour l'installation des systèmes d'injection de brouillard à l'admission des centrales de cycle combiné.

Les performances thermodynamique de compression humide avec récupération est présentée par Zheng et al [26]. Parmi leurs résultats obtenus c'est que le cycle avec compression humide et récupération peut donner une augmentation dans le rendement et la puissance qui peut être plus haute que n'importe quel autre système de refroidissement à l'admission.

La température ambiante influence fortement le rendement de la turbine à gaz causant une réduction autour de 0.50-0.90 % pour chaque 1° C de d'élévation de la température. Il y a également une augmentation significative du taux de chaleur de la turbine à gaz car les élévations de la température ambiantes, ayant pour résultat des frais d'exploitation accrus. Car l'augmentation de la demande de puissance est habituellement coïncidente avec la température ambiante élevée. Tandis qu'il y a plusieurs technologies disponibles de refroidissement, le brouillard à l'admission a vu des applications à grande échelle au cours de ces dernières années en raison de l'avantage de son bas coût comparé aux autres techniques, comme le refroidissement intermédiaire et le refroidissement par réfrigération (media evaporative cooling et inlet chilling). La première partie de l'article de Bhargava et al [27] fournit la description de la technologie de haute pression de brouillard évaporé et son aspect psychrométrique, l'utilisation des heures du degré de refroidissement équivalent (ECDH: Equivalent Cooling Degree Hours), la thermodynamique de gouttelettes, le transfert de la chaleur et de masse, les types des becs et leurs caractéristiques, les endroits et orientation des becs, et les effets des configurations des systèmes de la conduite d'admission de la turbine à gaz.

La forte influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz rendu populaire l'application du refroidissement par évaporation du brouillard et de la survaporisation de l'admission pour l'augmentation de la puissance. Un des principaux avantages du brouillard de survaporisation (overspray fogging) est qu'il augmente la puissance par l'évaporation continue de l'eau dans le compresseur. Une revue complète sur des aspects analytiques et expérimentaux de la technologie de survaporisation pour des turbines à gaz est présentée dans la deuxième et troisième partie de l'article de Bhargava et al [28]. En général, la plupart des machines fonctionnent avec un niveau de survaporisation n'excédant pas 2 % du débit de la masse d'air.

L'article de Jaber et al [29], présente une évaluation technique détaillée pour deux méthodes de refroidissement pour refroidir l'air aspiré avant son entrée dans le compresseur. Bien que les performances des refroidisseurs évaporatifs dépendent fortement de la température et l'humidité ambiante, ils fonctionnent efficacement pendant des conditions climatiques sèches et chaudes telles que celle rencontrées en Jordanie pendant l'été. Les résultats obtenus par ces auteurs montre que le système de refroidissement par évaporation semble être capable d'augmenter la puissance développée d'environ 5 % et d'augmenter l'efficacité de l'unité choisie de turbine à gaz. Mais fourniture d'eau requise pour l'opération d'un tel système de refroidissement peut être un défi dans quelques régions en Jordanie.

Le brouillard d'admission de turbine à gaz (refroidissement par survaporisation) est considéré comme une méthode simple et efficace pour augmenter le rendement et la puissance de la turbine à gaz. Pour aider à comprendre le transport des gouttelettes d'eau dans le passage d'écoulement dans le compresseur, l'étude de Jobaidur et al [30] traite une simulation numérique de la compression humide dans un étage de compresseur utilisant le code commercial Fluent. Les résultats de cette étude prouvent que la vitesse locale de glissement des gouttelettes est sensiblement affectée par l'accélération et la décélération locale aux aubes de compresseur, et alternativement, le transfert thermique et le taux d'évaporation d'eau sont affectés. En raison du court temps de résidence des gouttelettes dans l'étage du compresseur, l'équilibre thermique local n'est pas toujours réalisé, et l'air peut toujours ne pas atteindre la saturation même avec une quantité suffisante de masse d'eau dans l'air aspiré.

Les performances de la turbine à gaz dépendent des conditions environnementales du site d'installation, en particulier la température de l'air ; les variations de la température de l'air ont une grande influence sur le rendement et la puissance développée par l'usine. Dans leur article Bracco et al [31] examinent d'un point de vue thermodynamique les effets de la compression humide sur des centrales de turbines à gaz, analysant en particulier l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la centrale. Les résultats de simulation montrent que la compression humide est une technique très efficace pour les centrales de turbine à gaz quand les conditions ambiantes sont fortement variables. D'après ces auteurs la survaporisation de 0.2 %, permet d'atteindre une augmentation de la puissance maximale délivrée par la turbine à gaz autour de 14 %, cette valeur atteint 17 % si l'effet du brouillard est également considéré. En fait, le processus de compression humide permet au rendement et à l'efficacité de l'usine de ne pas diminuer considérablement quand la température ambiante augmente, une réduction des émissions de polluants, en particulier les oxydes d'azote est également possible.

4. Injection de vapeur

La méthode de STIG (Steam Turbine Injection Generator) représente l'injection de la vapeur dans la turbine à gaz. La vapeur produite par le générateur de vapeur (HRSG) est injectée dans la chambre de combustion, et avec l'air du compresseur toutes les deux reçoivent l'énergie du carburant et toutes les deux se détendent à l'intérieur de la même turbine pour amplifier la puissance de la turbine. Il convient de noter que la pression exigée de la vapeur injectée est obtenue à partir d'une pompe. Puisque l'ordre de grandeur du travail de pompage est 2-3 fois plus petit que celui du compresseur, la puissance net produite par la vapeur est beaucoup plus haute que celle de l'air en termes d'unité de masse d'écoulement. En outre, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée qui est presque double de l'air et l'enthalpie de la vapeur qui est plus haute. Par conséquent, la méthode de STIG est une manière très efficace pour amplifier le rendement et la puissance nette des turbines à gaz.

Dans le papier de Penning [32] l'effet de l'injection de vapeur dans les systèmes de cogénération (production de la vapeur et de l'électricité) le cycle de Cheng est analysé au moyen d'un modèle qui est basé sur des schémas de construction et des données réelles disponibles. La validation du modèle avec des mesures montre la bonne concordance du comportement du modèle avec le comportement réel. Avec ce modèle, la flexibilité du système du cycle de Cheng est étudiée et l'injection de vapeur est analysée. Cette injection de vapeur montre qu'elle devrait seulement être appliquée quand la vapeur excessive doit être produite pour satisfaire la demande en électricité. Bien que l'analyse soit basée sur une situation existante, les modèles développés et les calculs peuvent facilement être élargées à d'autres systèmes.

Dans l'étude de Wang et al [33] un simple cycle de Frame 7B GENSET de Taipower (Taiwan Power Company) a été considéré comme système de base et converti en système modifié avec les dispositifs de refroidissement d'air d'entrée compresseur ou/et d'injection de vapeur dans la chambre de combustion (STIG). Dans cette étude, un code de calcul été développé pour simuler le cycle simple. Sous le temps local moyen d'été, l'avantage d'ajouter le dispositif de STIG peut sensiblement améliorer le rendement de puissance allant de 52.14 à 85.56 MW et l'efficacité de production d'électricité de 29 à 37.24 %. La puissance maximum qui peut être atteinte par le système avec utilisation des deux dispositifs de refroidissement de l'air à l'admission et d'injection de vapeur est de 88.2 MW.

Dans l'étude de Yap et al [34], des calculs sont conduits pour des centrales de 5 MW. Les centrales considérées incluent les systèmes simples de turbine à gaz, systèmes de turbine à vapeur, systèmes de cycles combinés, et systèmes de turbine à gaz avec injection de vapeur (STIG) en utilisant des gaz de basses chaleurs calorifiques. Les augmentations de puissance dans

quatre conditions ambiantes différentes sont calculées en utilisant le refroidissement par évaporation de brouillard à l'admission de la turbine à gaz. Comparons entre l'injection du brouillard et l'injection de vapeur en utilisant la même quantité de la masse d'eau indique que l'injection de vapeur est moins efficace que l'injection de brouillard en augmentant le rendement et la puissance du cycle de turbine à gaz. L'injection maximale de vapeur réduit de manière significative le rendement et la puissance du cycle combiné. Cette étude indique que les performances de la turbine à gaz et le système de cycle combiné rempli de combustible par les carburants de basse capacité calorifique ont pu être très différente du comportement du système de combustion avec le gaz naturel.

D'après Dempsey et al [35] l'injection de l'eau ou de la vapeur pour le contrôle de production de NO_x et la puissance délivrée peut avoir une influence sur la vie de la section chaude de la turbine et l'intervalle d'entretien des composants. Ceci est lié à l'effet de l'eau supplémentaire sur les propriétés du transport des gaz chauds. Une conductivité plus élevée du gaz, en particulier, l'augmentation de transfert thermique aux aubes, peut mener à une température plus haute du métal et durée de vie réduite de la partie chaude. L'impact de l'injection de vapeur sur le cycle de vie des aubes de turbine de HP de LM6000PC a été étudié par ces auteurs. La relation entre l'injection de la vapeur, le contrôle de la température d'admission de la turbine basse pression, la température du matériau des aubes, ont été analysée. Les résultats d'analyse peuvent être employé pour l'évaluation de l'impact de l'injection de vapeur sur le cycle de vie avec contrôle de la température limite.

Dans le papier de Srinivas et al [36] une évaluation thermodynamique a été effectuée pour un cycle combiné avec injection de vapeur (STIG). La vapeur de haute pression d'une turbine à vapeur est injectée dans la chambre de combustion à une pression plus élevée que la pression de combustion pour améliorer l'efficacité exégétique du cycle combiné. D'après ces auteurs, pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion de turbine à gaz la limite maximum de la quantité de vapeur injecté est identifié comme 6 kg /kg de carburant. L'injection de vapeur donne des avantages au cycle combiné à la pression élevée de réchauffage de vapeur et à la pression élevée d'admission de la turbine à vapeur. L'injection de vapeur dans la chambre de combustion permet la diminution des pertes exégétiques dans la chambre de combustion et dans la turbine à gaz réchauffée de 38.5 à 37.4 % a comparé au cas sans injection de vapeur dans la chambre de combustion.

Le cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur (cycle de Cheng) est l'un des cycles thermodynamiquement efficace parmi les cycles combiné et beaucoup d'autres cycles améliorées. D'après Cheng et al [37] la meilleure performance du cycle de Cheng dépend du

choix de bons paramètres en termes du rapport de compression, température d'entrée turbine, et la simplicité dans la configuration du compresseur et rotor. Une chronologie est présentée par ces auteurs qui ont accentué les étapes prises pour développer ce cycle. Malheureusement, d'après ces auteurs, la combinaison des meilleurs paramètres pour le cycle de Cheng est rare parce que les turbines à gaz courantes sont conçues pour optimiser l'efficacité thermique des cycles combinés.

5. Conclusion

Les techniques citées ci-dessus à savoir, cycle combiné, injection du brouillard, injection de vapeur sont parmi pleines méthodes existantes pour améliorer le cycle simple des turbines à gaz, qui reste la base de toutes les idées et innovations existantes dans ce domaine.

Chapitre 2 : Turbine à gaz

1. Introduction

Les turbines à gaz ont été utilisées pour produire la puissance mécanique pendant plusieurs années dans l'aviation et les centrales industrielles. Le concept est semblable à celui d'un moteur à combustion qui convertit l'énergie d'un carburant en énergie mécanique, mais la différence c'est que le cycle de turbine à gaz fonctionne sans interruption au lieu des cycles alternatifs. Les composants de base d'une turbine à gaz sont un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Le fluide de fonctionnement (habituellement l'air) rentre dans le compresseur où le travail est ajouté pour le porter à une pression et une température plus élevées puis dans la chambre de combustion où il est brûlé avec du carburant pour élever les gaz à une température importantes. Les gaz sont alors détendus dans la turbine pour créer l'énergie mécanique, dont une partie est employé pour entraîner le compresseur qui est rigidement couplé à la turbine et la différence qui reste c'est la puissance nette du cycle.

2. Considérations de conception de la turbine à gaz

La turbine à gaz est le moteur le plus adapté aux besoins actuels tels que : les coûts, le temps de planification et de réalisation, l'entretien, et les coûts de carburant. Elle a également le temps de réalisation le plus court, mais son inconvénient c'est le taux élevé de la chaleur utilisée néanmoins les nouvelles turbines sont parmi les types les plus efficaces [38].

La conception de n'importe quelle turbine à gaz doit répondre à des critères essentiels basés sur des considérations opérationnelles. Parmi ces critères on cite:

1. Rendement élevé
2. Haute fiabilité et disponibilité élevée
3. Facilité de service
4. Facilité d'installation
5. Conformité avec les normes environnementales
6. Flexibilité de satisfaire les divers besoins de service et de carburant

Les deux facteurs, qui affectent plus le rendement de la turbine à gaz, sont le rapport de pression et la température d'entrée. Le compresseur à écoulement axial qui produit la haute pression, a vu des améliorations dans le rapport de compression qui a été augmenté de 7:1 à 40:1.

3. Étude du cycle simple d'une turbine à gaz

La turbine à combustion interne, que l'on appelle d'une façon plus métonymique turbine à gaz est une machine motrice comprenant un turbocompresseur C, une chambre de combustion CC et une turbine T assemblés selon le schéma de la Fig 2.1. Le compresseur aspire de l'air atmosphérique à l'état 1 et le comprime, ensuite il rentre à l'état 2 dans la chambre de combustion dans laquelle on injecte simultanément un combustible liquide ou gazeux. La combustion s'effectue sous une pression approximativement constante et produite des gaz à haute température (état 3), qui sont ensuite détendus avec production de travail moteur dans la turbine, jusqu'à la pression atmosphérique (état 4).

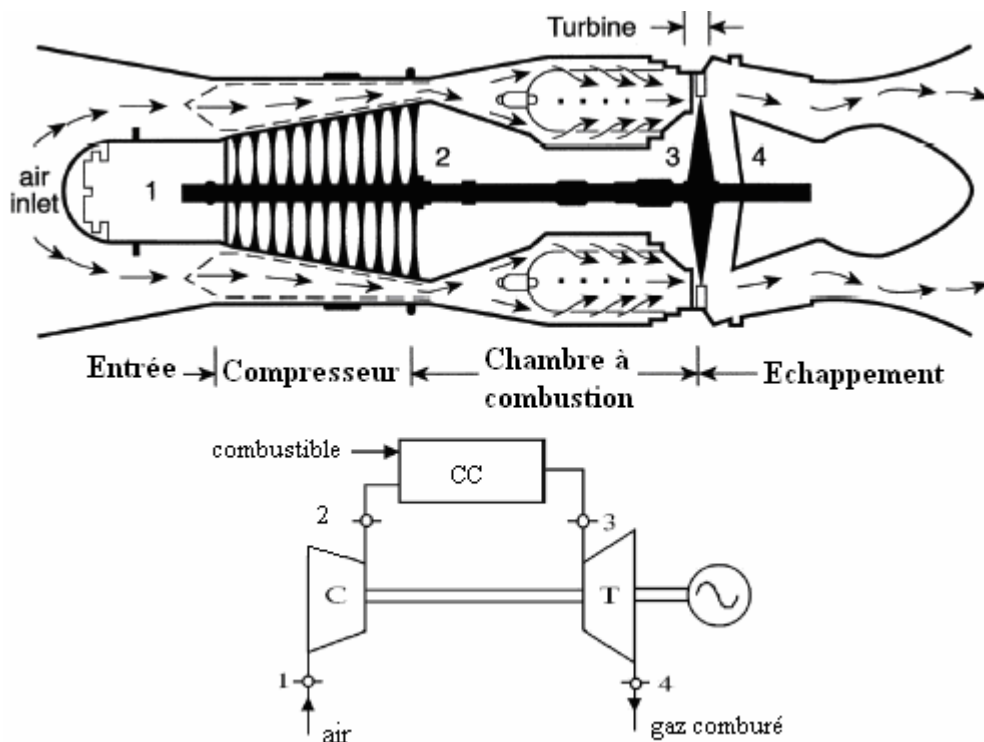


Fig 2.1: Turbine à gaz

Le modèle simplifié sur lequel repose l'analyse traditionnelle du cycle découle des cinq approximations suivantes : pour la turbine et le compresseur, on admet qu'il n'est y a pas des pertes de chaleur. En ce qui concerne le fluide, on considère la loi du gaz idéal et nous supposons en outre que la chaleur massique C_p ne varie ni avec la température ni avec la pression.

- En raison de l'important excès d'air dans la chambre de combustion, nous admettons que la composition des gaz comburés est peu différente de celle de l'air; nous pourrions donc

représenter l'évolution du fluide sur un diagramme (t,s) ou (h,s) de l'air et adopter une valeur unique de C_p pour toutes les transformations.

- Pour la raison évoquée ci avant, nous négligerons le débit de combustible vis-à-vis du débit d'air et considérerons le débit-masse du fluide évoluant dans la machine, comme invariable.
- Nous négligerons enfin les pertes de charge se produisant à l'entrée, dans la chambre de combustion et à la sortie.

3.1. Étude du cycle de Brayton

Le cycle de la turbine à gaz correspond au cycle idéal de Joule (encore appelé cycle de Brayton), qui comporte deux évolutions isentropiques et deux transformations isobares.

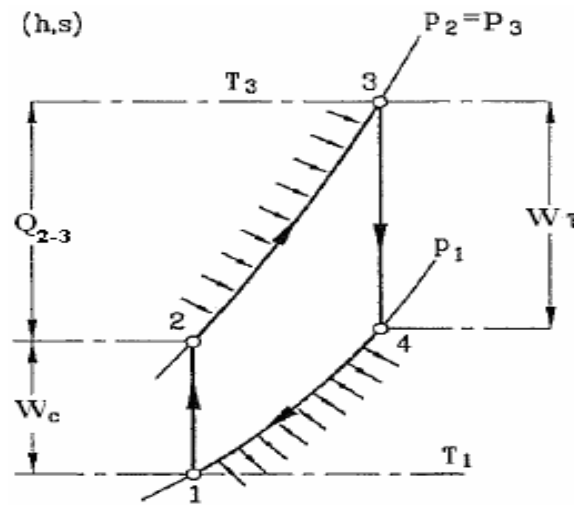


Fig 2.2 : Cycle de Brayton : évolution dans le diagramme (h,s)

L'analyse thermodynamique de ce cycle est immédiate; il suffit d'écrire les relations suivantes:

Travail du compresseur

$$W_C = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Travail de la turbine

$$W_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \quad (2.2)$$

Travail net

$$W_{Cyc} = W_T - W_C \quad (2.3)$$

La chaleur supplémentaire au système

$$Q_{2,3} = \dot{m}_f LHV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3) - \dot{m}_a h_2 \quad (2.4)$$

L'efficacité globale du cycle s'obtient

$$\eta_t = \frac{W_{Cyc}}{Q_{2,3}} \quad (2.5)$$

Les évolutions 1-2 et 3-4 étant supposées isentropiques, et l'égalité entre T_2/T_1 et T_3/T_4 on peut écrire directement:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.6)$$

On obtient finalement le rendement:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^\gamma} \quad (2.7)$$

β désigne le rapport de compression P_2/P_1 de la turbine à gaz.

L'évolution du rendement thermique en fonction du rapport de pression est illustrée sur la Fig 2.3 [39]. On remarque que η_t est nul pour $\beta = 1$ et croît ensuite de manière continue avec le rapport de pression.

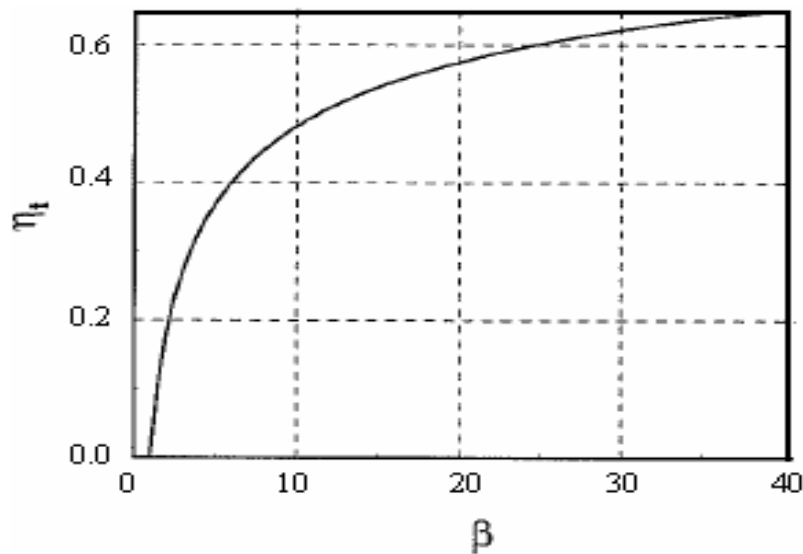


Fig 2.3 : Cycle de Brayton : évolution de η_t en fonction de β

La Fig 2.4 [40] montre l'effet d'augmentation de rapport de pression et la température d'admission de turbine sur le rendement de cycle. L'augmentation du rapport de pression augmente le rendement globale à une température turbine donnée; cependant, cette augmentation au delà d'une certaine valeur à n'importe quelle température donnée peut avoir réellement un abaissement de rendement globale de cycle. On devrait également noter que très hauts rapports de pression tendent à réduire la plage de fonctionnement du compresseur.

Les Fig 2.5 et 2.6 montent l'évolution de taux de compression et la température d'admission de la turbine successivement, les deux croissances sont nécessaires pour réaliser l'efficacité thermique optima [40].

L'augmentation du taux de compression augmente le rendement thermique de turbine à gaz quand il est accompagné de l'augmentation de la température entrée de turbine.

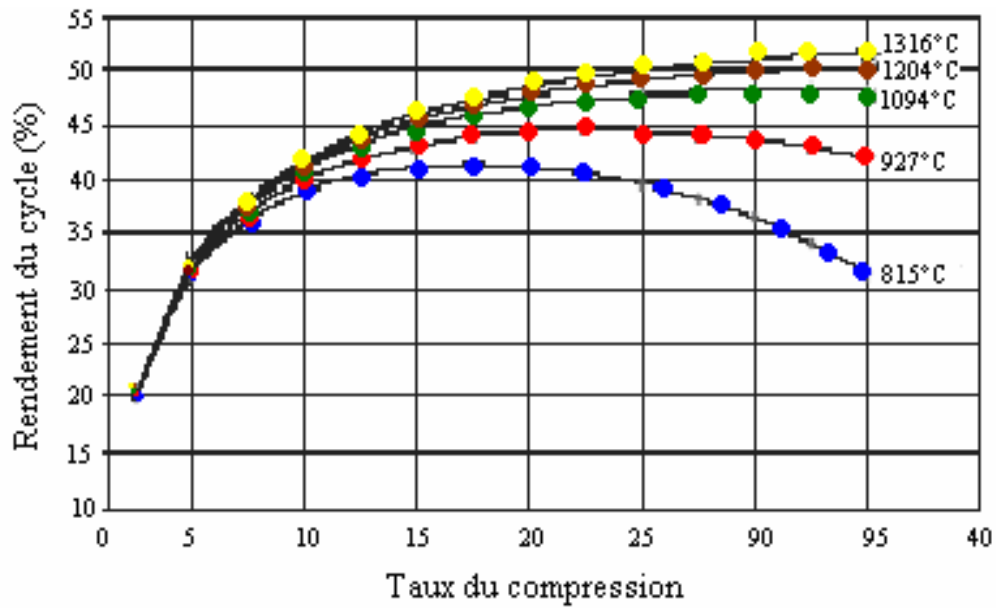


Fig 2.4 : Rendement du cycle en fonction de T3 et du taux de compression [40]

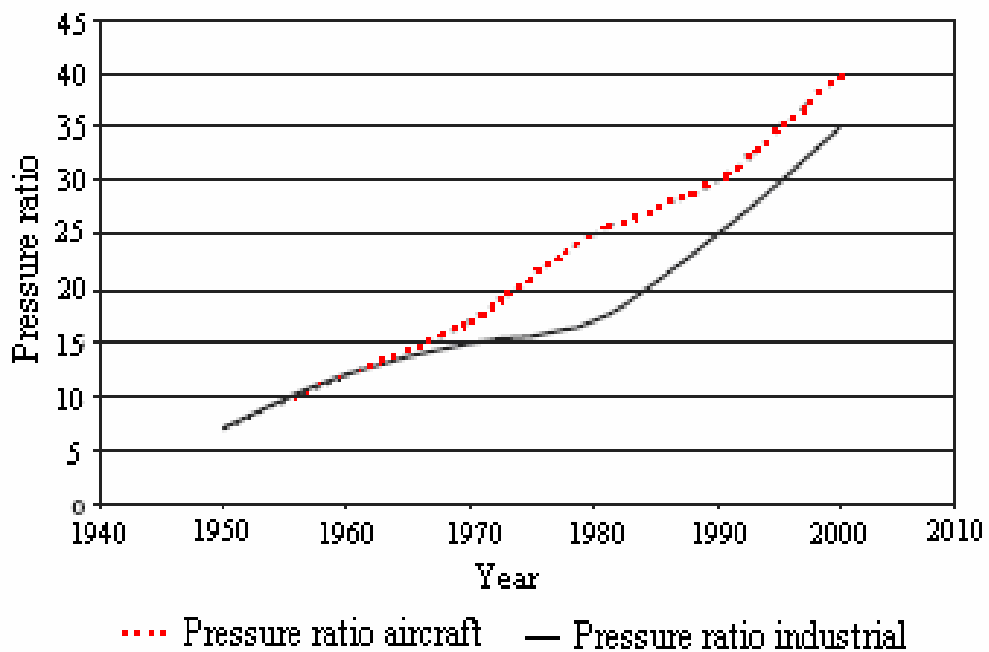


Fig 2.5 : Développement du taux de compression au cours des années [40]

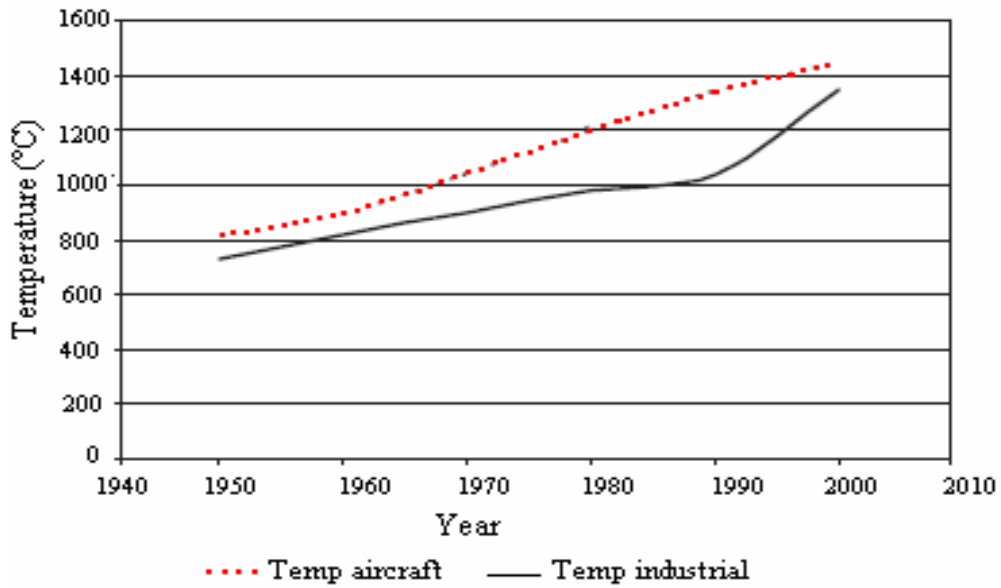


Fig 2.6 : Développement de la température T3 [40]

3.2. Configurations du cycle

Le cycle de base de Baryton se compose d'un compresseur, une chambre de combustion ou un brûleur, et une turbine. Cette configuration est connue comme cycle simple. En idéalisant le cycle réel, la combustion est remplacée par l'addition de la chaleur à pression constante, et le cycle est accomplie par hypothèse que l'échappement à pression ambiante a pu être suivi d'une perte nulle de pression se refroidissant a l'état d'admission. Un diagramme T-S d'un cycle simple de turbine à gaz avec une limite supérieure de la température fixée par des conditions métallurgique est illustrées sur la Fig 2.7 pour des cycles de basses, moyennes, et hautes compressions [41].

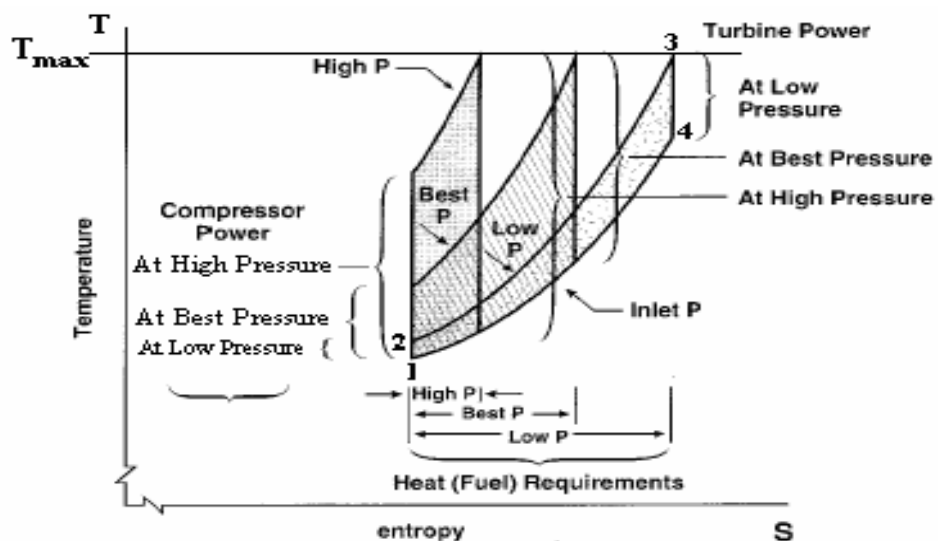


Fig 2.7 : Diagramme T-S Illustre la puissance et la quantité de chaleur pour basse, moyennes et hautes pressions

On voit que le cycle de bas rapport de pression exige une grande addition de chaleur, qui mène à un bas rendement, et le cycle de haut rapport de pression a un rendement de turbine à peine plus grand que la puissance du compresseur, menant de ce fait au bas rendement. Aux rapports intermédiaires de pression, la puissance de la turbine est sensiblement plus haute que celle du compresseur, et l'addition de la chaleur est modeste en comparons la différence entre les puissances de la turbine et du compresseur. Il y a un rapport optimum de pression pour le rendement maximum, qui est une fonction principale de la température maximale des gaz dans la machine. Un paramètre important est la température maximale du cycle, elle est déterminée par la résistance thermique des aubes de la turbine. La température T_3 est donc toujours une donnée, tout comme la température T_1 . Entre les limites T_1 et T_3 il peut exister un nombre infini de cycles. Il existe cependant une température T_2 pour laquelle on aura un travail maximale.

$$w_{net} = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \approx Cp(T_1 - T_2) + Cp(T_3 - T_4) \quad (2.8)$$

$$= CpT_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) + CpT_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) = CpT_1(1 - \beta^\sigma) + CpT_3(1 - \beta^{-\sigma}) \quad (2.9)$$

T_1, T_3 , et Cp étant des valeurs fixes, on peut dériver w par rapport au rapport de pressions β et la valeur optimale, c.-à-d. la valeur pour un travail maximum est donnée par

$$\left(\beta_{opt}\right)^\sigma = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

Et puisque $\frac{T_2}{T_1} = \beta^\sigma$ on trouve que $T_{2,opt} = \sqrt{T_1 \times T_3}$ (2.11)

et $T_4 = T_2$

4. Calcule des performances de la turbine à gaz

La variation et l'évolution du rendement et de la puissance en fonction de la variation du taux de compression et la température entrée turbine sont présentées ci-dessous. Dans notre travail le rendement et les pertes de charges prisent dans chaque élément du cycle sont comme suit:

$$\eta_C = 90 \%, \eta_T = 90 \%, \eta_{CC} = 97 \%$$

$$\Delta P_C = 3 \%, \Delta P_T = 3 \%, \Delta P_{CC} = 2 \%$$

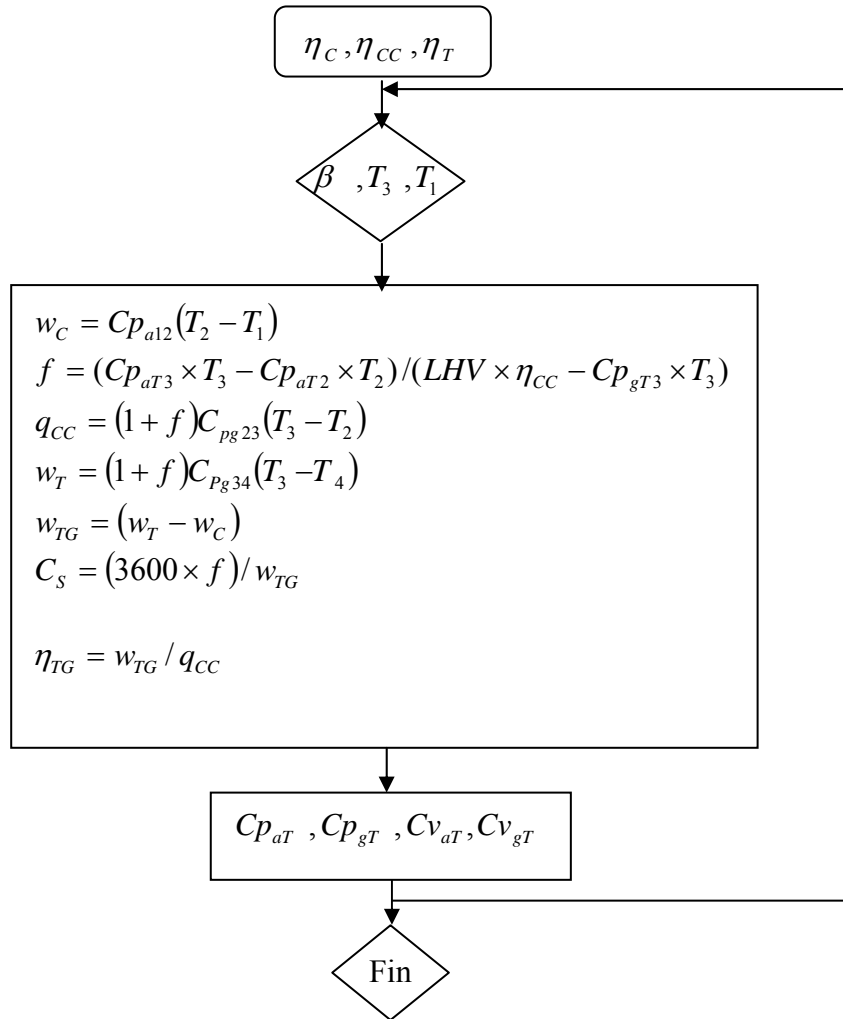


Fig 2.8 : Organigramme du cycle simple de TG

4.1. Résultats

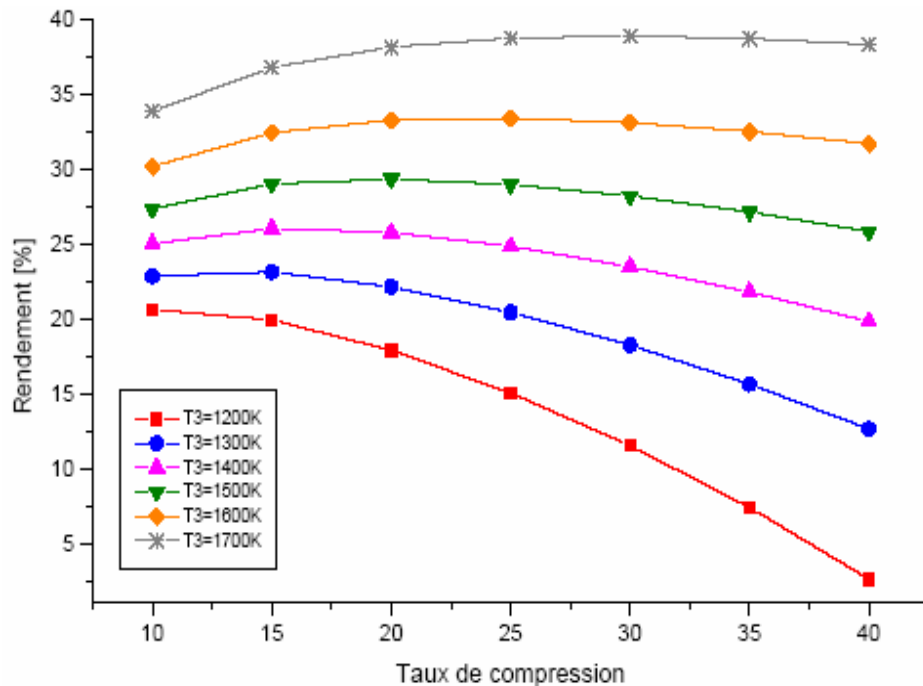


Fig 2.9 : Variation du rendement en fonction du taux de compression pour différent T₃

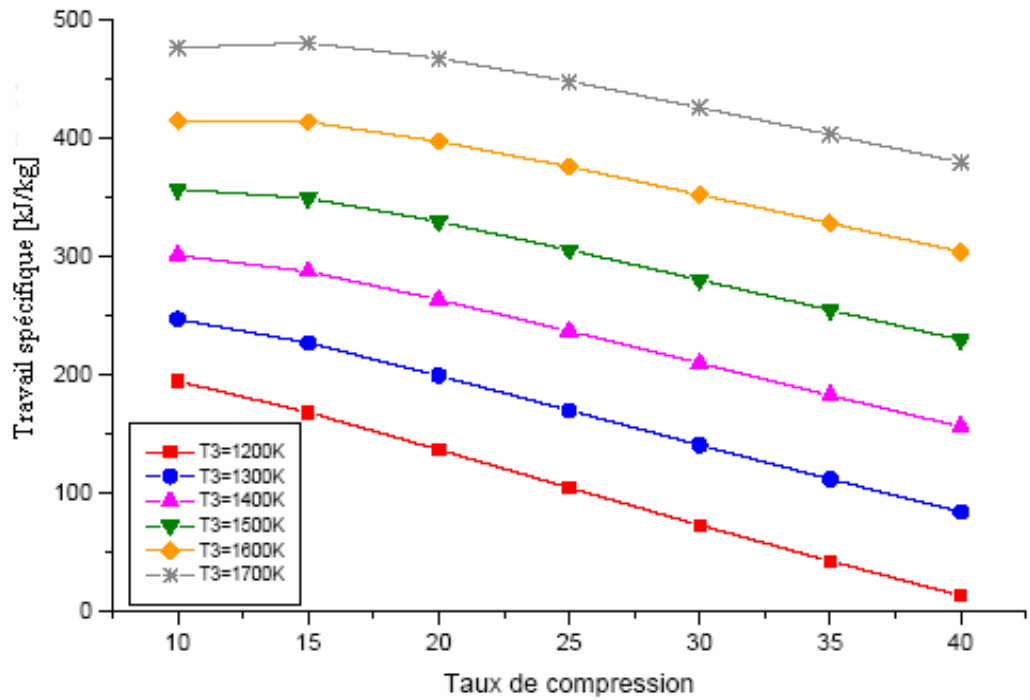


Fig 2.10 : Variation du travail spécifique en fonction du taux de compression pour différent T₃

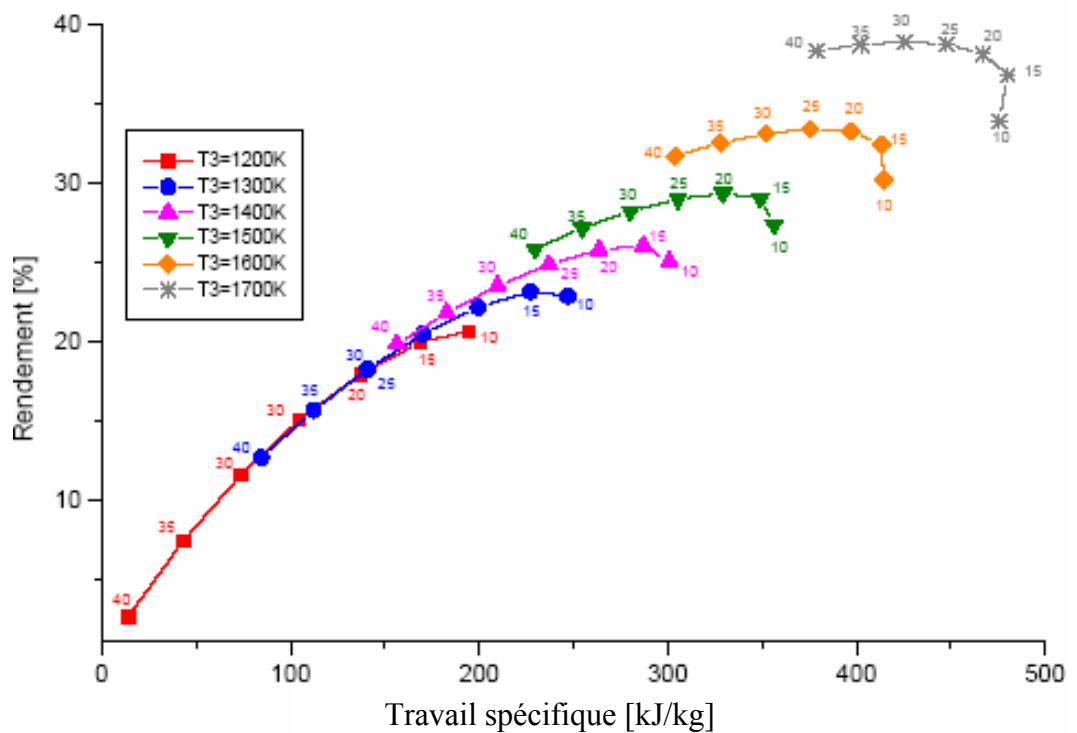


Fig 2.11 : Variation du rendement en fonction du travail spécifique pour différent T₃

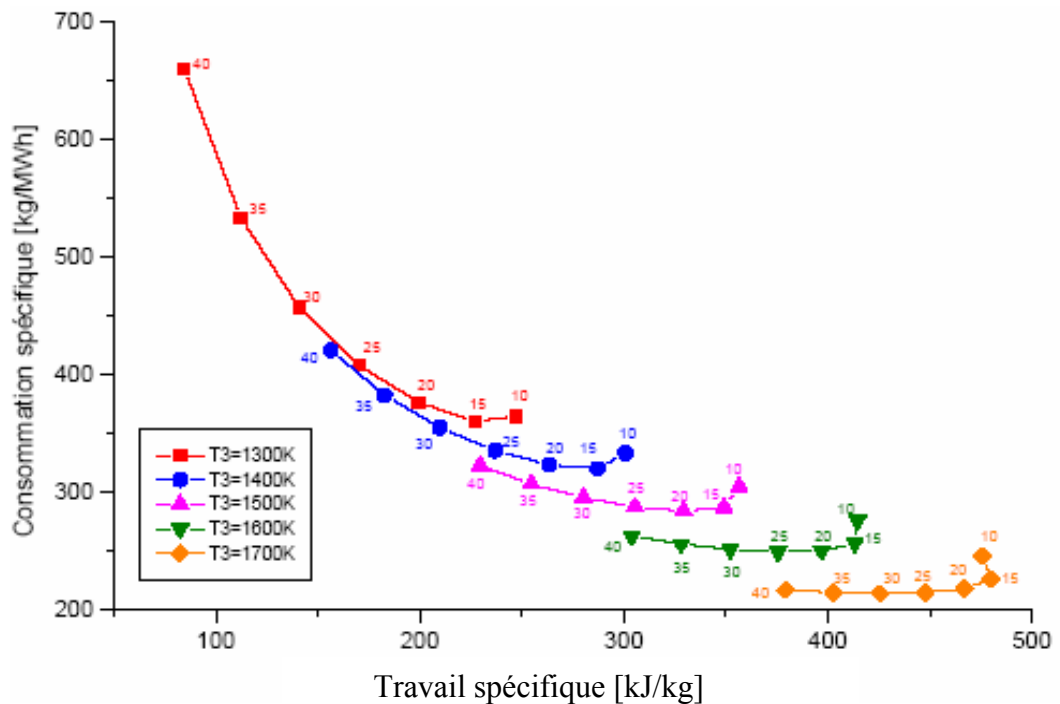


Fig 2.12 : Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique pour différent T_3

L'analyse des figures ci-dessus permet de tirer les résultats suivants :

- Le rendement et la puissance sont des fonctions croissantes de la température entrée turbine T_3 .
- L'augmentation du taux de compression augmente le rendement de cycle pour une température T_3 donnée ; cependant, l'augmentation du taux de compression après une certaine valeur, pour n'importe quelle valeur de T_3 , peut diminuer le rendement du cycle.
- Le taux de compression optimum varie avec T_3 à partir d'un optimum d'environ 15 pour une température $T_3 = 1300K$ à un taux de compression $\beta_{opt} = 30$ pour $T_3 = 1700K$. D'autre part, la puissance maximale varie d'un taux de compression maximum $\beta_{opt} = 10$ à une valeur de 15 pour les mêmes températures d'entrée turbine, respectivement.
- La puissance maximale coïncide avec la consommation minimale, cette dernière q'est une fonction décroissante de T_3 .

5. Amélioration du cycle de base de la turbine à gaz

5.1. Cycle avec récupération

La demande croissante en électricité, la limite des sources de combustibles fossiles et la nécessité urgente de réduire la pollution a un intérêt croissant pour développer de nouveaux moyens

techniques qui pourraient contribuer à sauvegarder les sources d'énergie disponibles, aider à préserver l'environnement et fournir plus de travail. Les Rejets des turbines à gaz ou gaz d'échappement à l'atmosphère contenant de la chaleur élevée pourraient est encore utilisé pour augmenter la production d'énergie ou pour d'autres applications.

Dans un cycle simple de turbine à gaz la température de sortie de la turbine est toujours presque plus haute que la température d'air à la sortie du compresseur. Évidemment, le débit de carburant peut être réduit par l'utilisation d'un régénérateur dans lequel les gaz d'échappement chauds de la turbine préchauffent l'air à l'entrée de la chambre de combustion. La Fig 2.13 montre un schéma du cycle régénérateur et de sa présentation dans le diagramme T-S en Fig 2.14. Dans un cas idéal l'écoulement qui passe à travers le régénérateur est à pression constante. L'efficacité de régénérateur est donnée par le rapport suivant [39]:

$$\eta_{reg} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \tag{2.12}$$

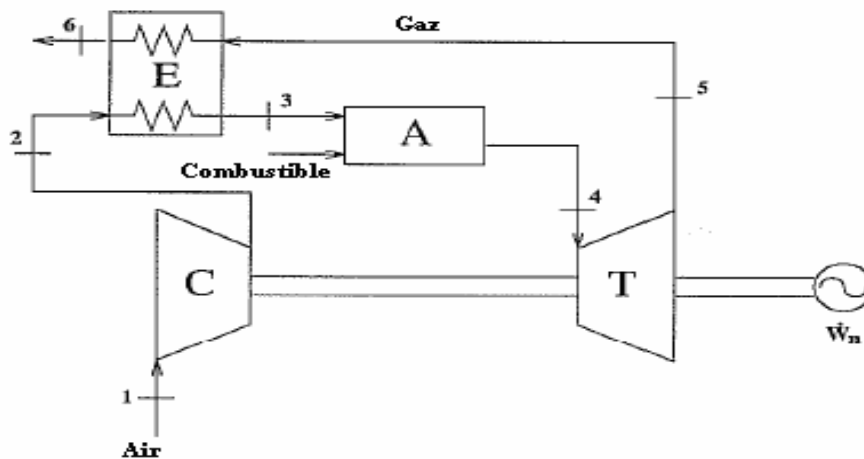


Fig 2.13. Turbine à gaz avec récupérateur de chaleur

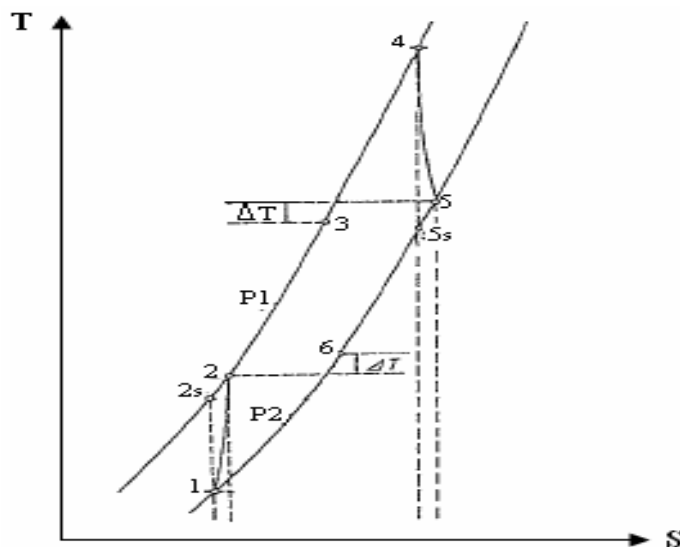


Fig 2.14 : Cycle thermique de la turbine à gaz avec récupération

5.1.1. Analyse thermodynamique

La Fig 2.14 représente le cycle thermique de la turbine à combustion avec récupérateur, on peut écrire l'expression du travail comme suit:

$$w_m = Cp[(T_4 - T_5) - (T_2 - T_1)] \quad (2.13)$$

Cette expression du travail moteur est identique à celle que l'on obtient pour la turbine à gaz simple:

Le rendement globale pour le cycle de ce système s'écrit :

$$\eta_t = \frac{w_m}{Q_A} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_3)} = \frac{(T_4 - T_5) - (T_2 - T_1)}{(T_4 - T_5) + (T_5 - T_3)} = \frac{\frac{T_4}{T_1} \left(1 - \frac{T_5}{T_4}\right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{\frac{T_4}{T_1} \left(1 - \frac{T_5}{T_4}\right) + \frac{T_5 - T_3}{T_1}} \quad (2.14)$$

L'expression (2.13) fait apparaître le rapport: $\frac{T_5 - T_3}{T_1} = \frac{\Delta T}{T_1} = e$ (2.15)

En admettant que les deux fluides dans le récupérateur aient la même capacité calorifique $\dot{m}Cp$, on obtient le même écart de température des deux côtés de l'échangeur et on peut alors exprimer la puissance calorifique de l'échangeur de deux manières différentes, à savoir:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}Cp(T_3 - T_2) = \dot{m}Cp(T_5 - T_6) \quad (2.16)$$

$$Q_E = KS(T_5 - T_3)$$

Avec K : coefficient d'échange globale et S : surface d'échange. On fait apparaître le nombre d'unités de transfert thermique NTU qui désigne l'expression adimensionnelle classique de la surface d'échange de chaleur :

$$NTU = \frac{kS}{[\dot{m}Cp]_{\min}} \quad (2.17)$$

Les équations (2.15), (2.16) et (2.17) permettent d'écrire la relation finale:

$$e = \frac{T_5 - T_2}{T_1} \frac{1}{1 + NTU} \quad (2.18)$$

En introduisant l'expression (2.18) dans (2.14), on obtient une nouvelle expression du rendement thermique qui se prête à une étude analytique dont les principaux résultats apparaissent sur la Fig 2.15 et sont commentés ci-après:

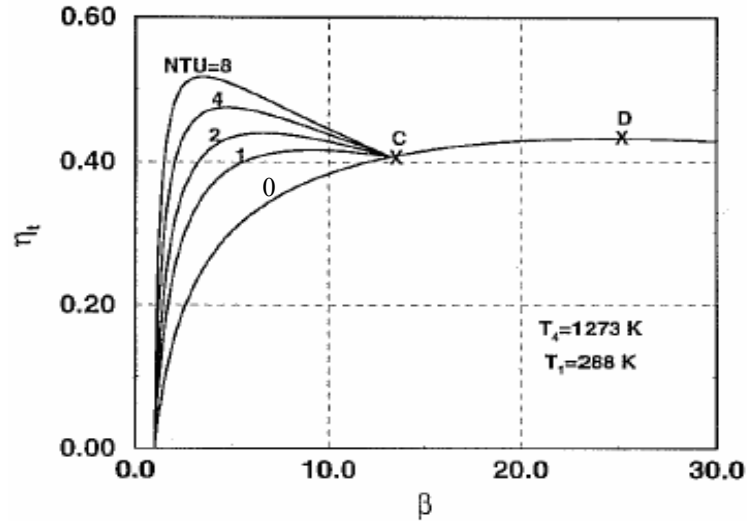


Fig 2.15 : Turbine à gaz avec récupérateur : évolution de η_t en fonction de β pour différentes valeurs de NTU

En écrivant $NTU = 0$ dans la formule (2.18), l'expression (2.13) devient identique à celle du cycle simple de turbine à gaz;

- Le rendement η_t devient indépendant du nombre NTU pour une valeur particulière de

$$\beta_c = \left[\sqrt{\frac{T_4}{T_1}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.19)$$

β_c désigne le rapport de compression pour lequel la température de l'air à la sortie du compresseur est voisine de celle à la sortie de la turbine. Pour cette valeur de β_c , la puissance échangée dans le récupérateur devient négligeable, et au-delà de cette valeur la récupération de chaleur n'est plus possible. Dans la Fig 2.16 β^* est le point d'intersection entre la courbe du cycle simple et celle avec récupérateur en cas d'un rapport de température égal à 0.3. Si le rapport de pression du système est plus haut que β^* le cycle simple il a un rendement plus haut et vice versa [42].

- La récupération est surtout intéressante pour des faibles rapports de compression;
- La récupération est d'autant plus intéressante que NTU est grand, ce qui signifie un récupérateur pourvu d'une grande surface d'échange de chaleur. En pratique, il y sera associé une chute de pression importante, ce qui constitue une perte. Pour des calculs plus détaillés, il est impératif de tenir compte de cette chute de pression pour déterminer la surface d'échange

optimale pour le récupérateur. D'un point de vue économique, le coût du récupérateur doit être comparé à l'économie que peut entraîner son utilisation.

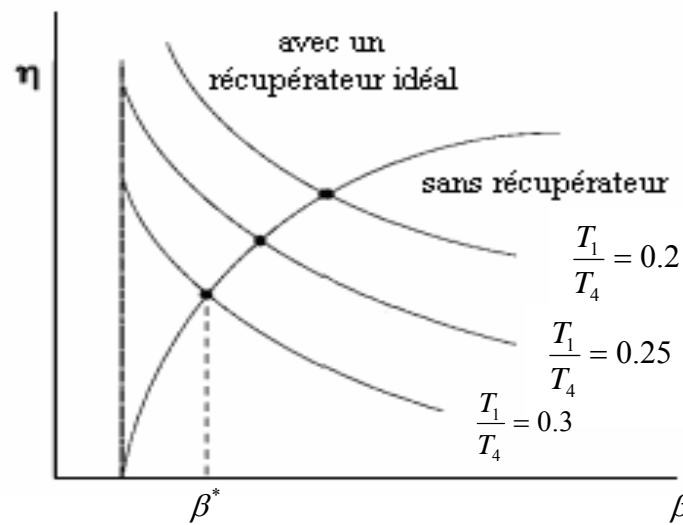


Fig 2.16 : Effet du taux de compression sur le rendement

5.1.2. Résultats

Le rendement et les pertes de charges prisent dans chaque élément du cycle sont comme suit :

$$\eta_C = 90 \% , \eta_C = 90 \% , \eta_{CC} = 97 \% , \eta_{reg} = 80 \% .$$

$$\Delta P_C = 3 \% , \Delta P_T = 3 \% , \Delta P_{CC} = 2 \% .$$

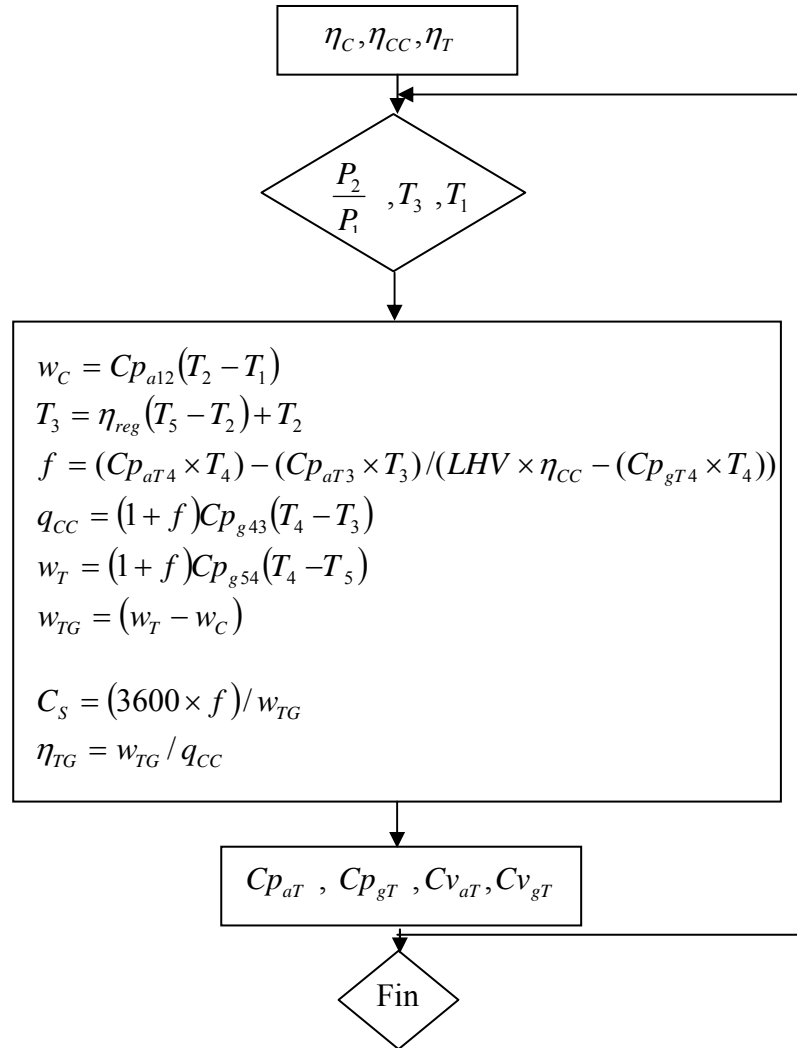


Fig 2.17 : Organigramme de cycle simple avec récupération

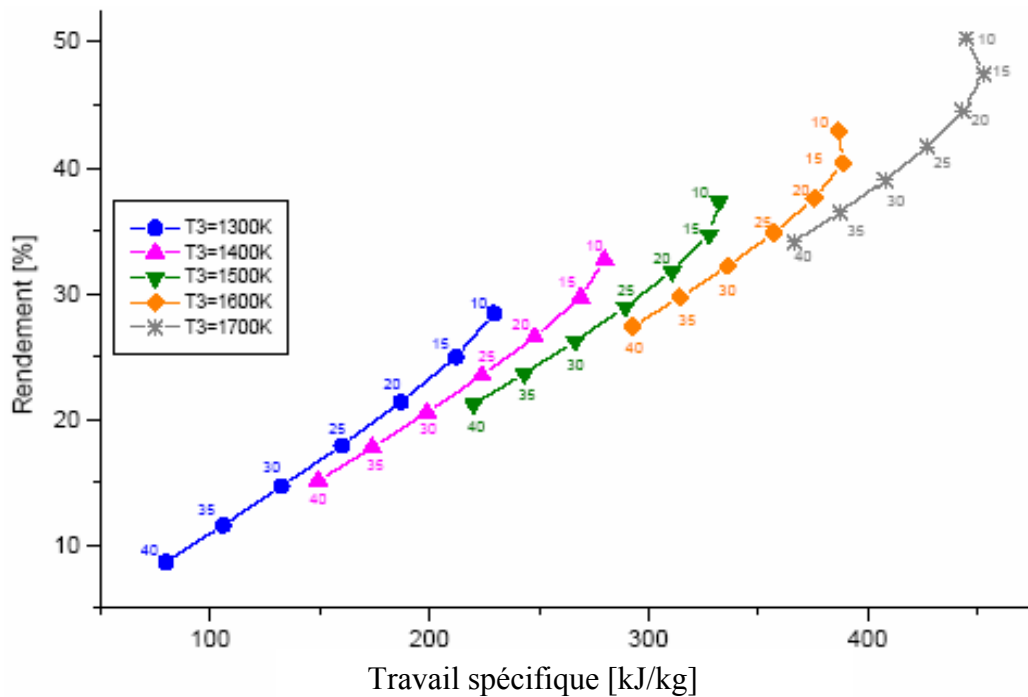


Fig 2.18 : Variation du rendement en fonction du travail spécifique

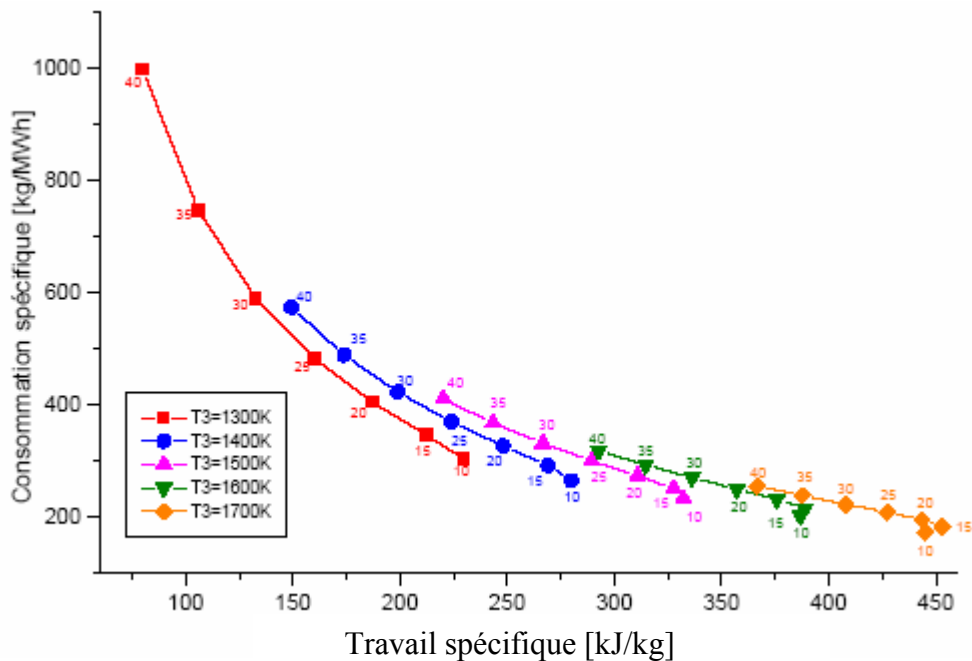


Fig 2.19 : Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique

D'après le graphe ci-dessus on peut conclure :

- Le rendement du cycle avec récupération est supérieur au rendement du cycle simple.
- La puissance par unité de débit d'air du cycle avec récupération est inférieure à la puissance du cycle simple.
- La récupération permet de diminuer la consommation nécessaire pour obtenir la même puissance par unité de débit d'air que le cycle simple, à titre d'exemple pour atteindre une puissance de 450kW on consomme 220 kg/MWh dans un cycle simple alors qu'on aura besoin que de 190 kg/MWh dans un cycle avec récupération.

5.2. Turbine à gaz réchauffé

L'utilisation supplémentaire de la quantité de chaleur considérable rejetée réduira la quantité de la consommation de carburant et limite la quantité du gaz d'échappement émis à l'environnement pour augmenter le travail spécifique et le rendement de système. L'un de ces systèmes qui permet d'avoir ces résultats cités avant est l'utilisation du réchauffage.

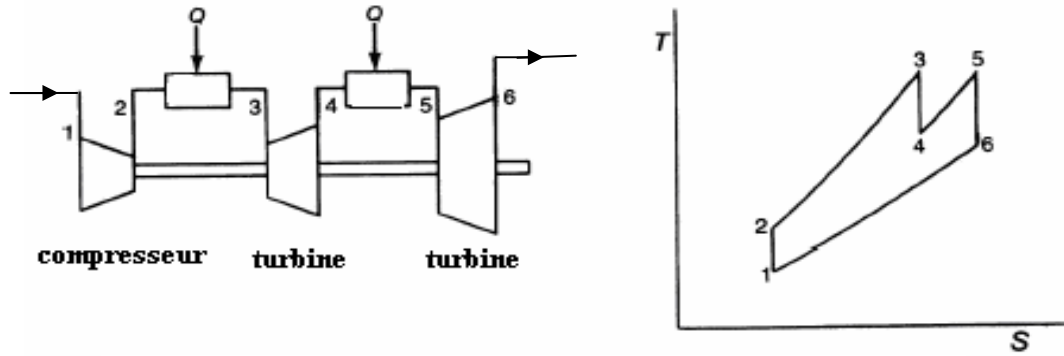


Fig 2.20 : Cycle avec réchauffage et digramme T-S

5.2.1. Analyse thermodynamique

$$w = Cp(T_3 - T_4) + Cp(T_5 - T_6) - Cp(T_2 - T_1) \quad (2.20)$$

En générale $T_3 = T_5$,

$$\text{Le rapport de compression : } \beta = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.21)$$

$$\text{Le rapport de détente de turbine 1 : } \beta_{3-4} = \frac{P_3}{P_4} \quad (2.22)$$

Le rapport de détente de turbine 2 :

$$\beta_{5-6} = \frac{P_5}{P_6} \quad (2.23)$$

On trouve l'égalité suivante :

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_4} \times \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \times \frac{P_5}{P_6} \quad (2.24)$$

$$\text{Alors } \beta = \beta_{3-4} \times \beta_{5-6} \quad (2.25)$$

$$\frac{w}{CpT_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\beta_{3-4}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) + \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{\beta_{3-4}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.26)$$

La valeur de $\beta_{3-4_{opt}}$ optimale pour un travail maximum est donnée par :

$$\frac{d\left(\frac{w}{CpT_1}\right)}{d\left(\beta_{3-4}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} = 0 \quad (2.27)$$

$$\text{On trouve } \beta_{3-4_{opt}} = \sqrt{\beta} \quad (2.28)$$

5.2.2. Performances de la turbine à gaz réchauffée

Pour évaluer la variation du rendement, la consommation spécifique et la puissance du cycle simple de la turbine à gaz pour un débit d'air de 1kg/s, un programme de calcul est élaboré à l'aide de langage de programmation Fortran, les étapes suivies dans la programmation sont résumées dans l'organigramme suivant :

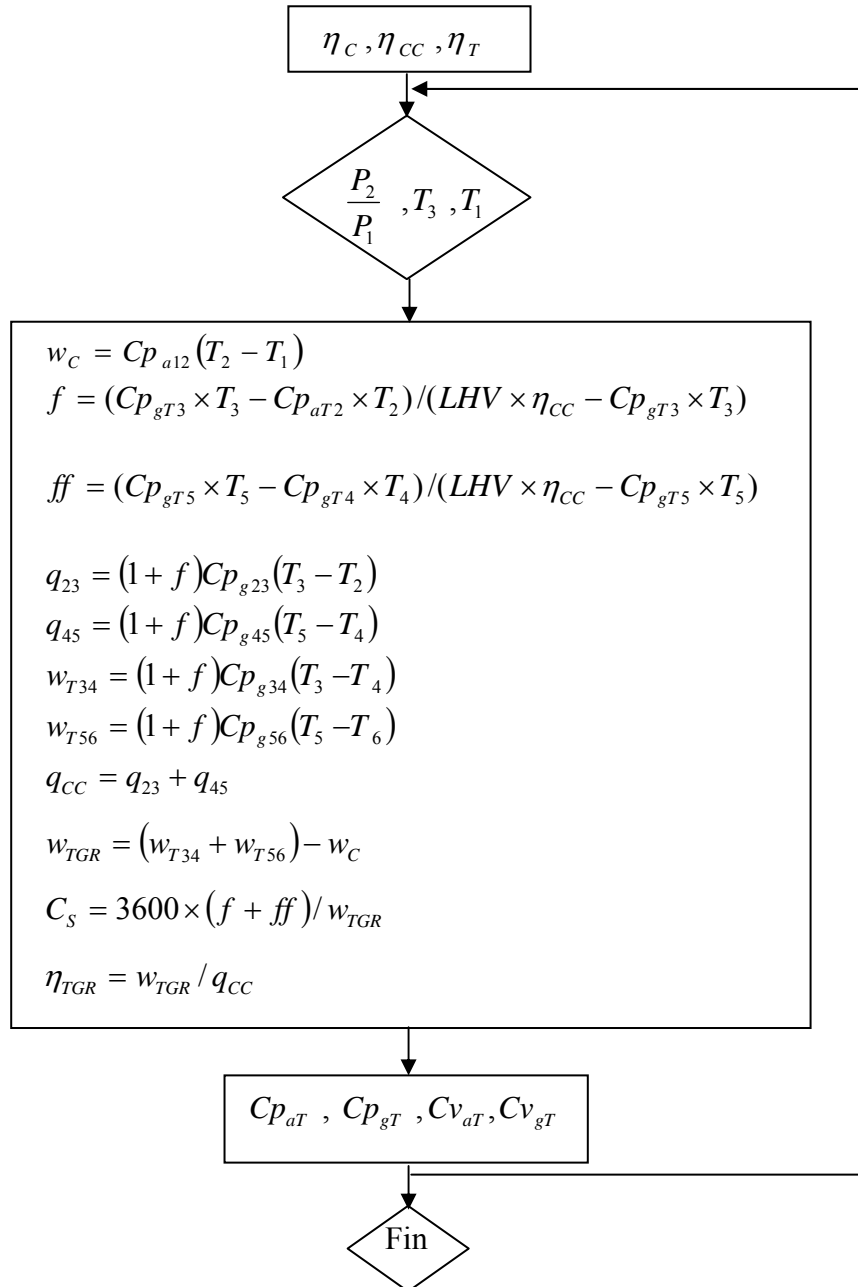


Fig 2.21 : Organigramme du cycle simple avec réchauffage

5.2.3. Résultats

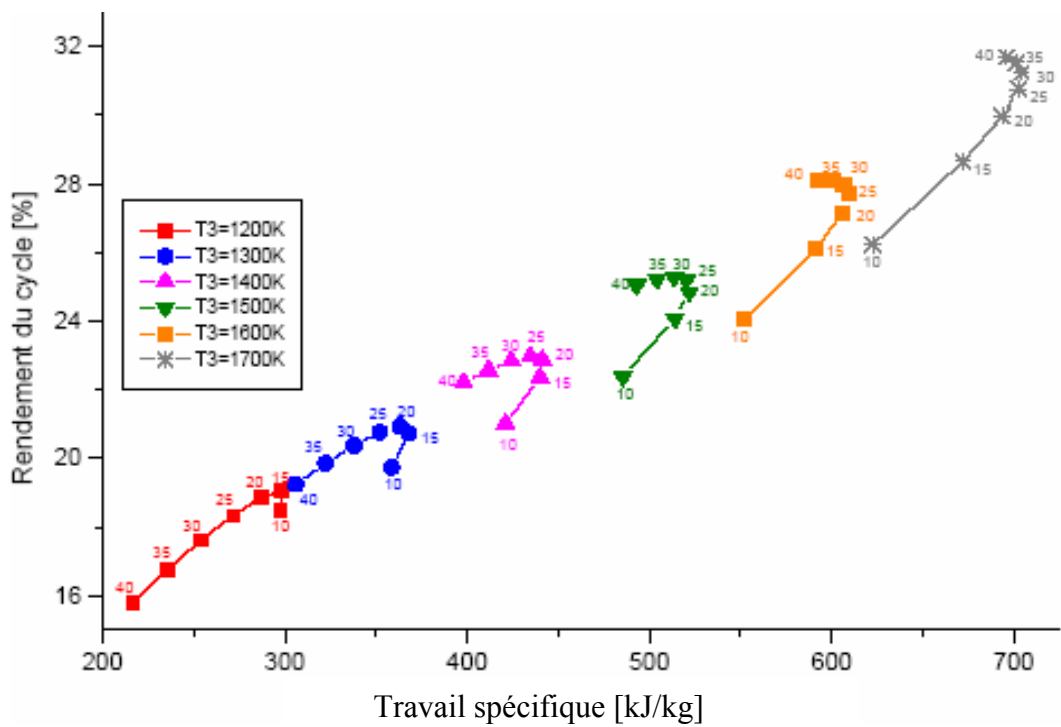


Fig 2.22 : Variation du rendement en fonction du travail spécifique

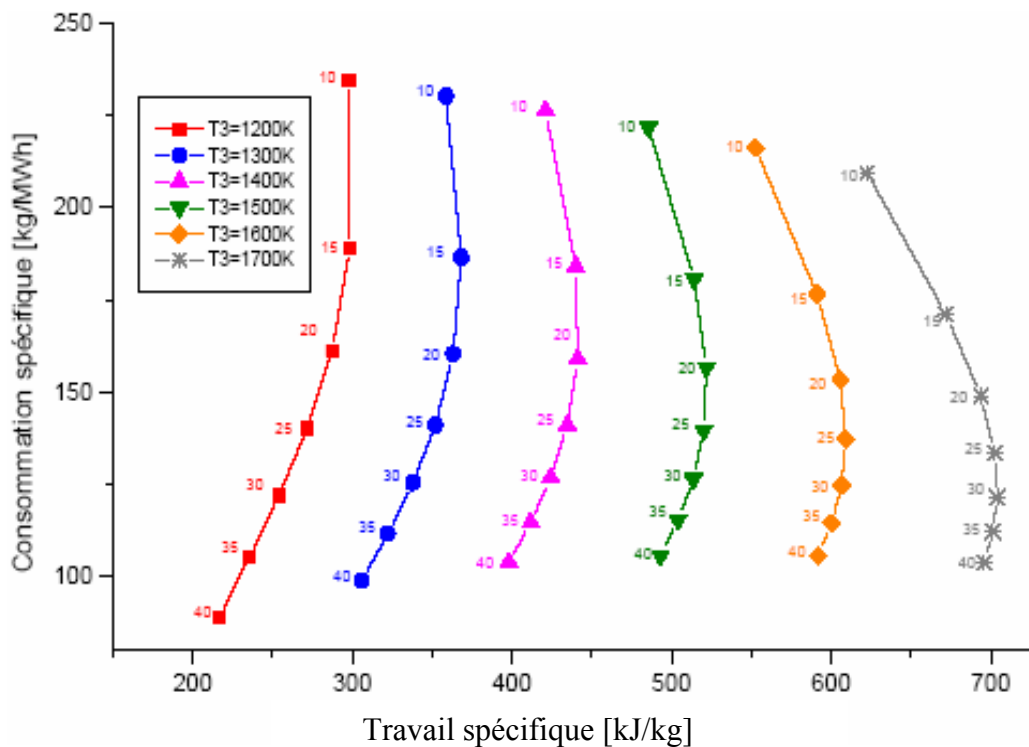


Fig 2.23: Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique

- L'analyse des Fig 2.22 et 2.23 montre qu'en général le rendement du cycle avec réchauffage est inférieur au rendement du cycle simple.

- Le taux de compression optimum a augmenté en utilisant le réchauffage.
- Le réchauffage produit une augmentation dans la puissance par unité de débit d'air du cycle simple.
- Le réchauffage fait diminuer la consommation spécifique du cycle simple.

6. Conclusion

Le réchauffage est l'une des méthodes utilisées pour améliorer les performances de la turbine à gaz. L'étude que nous avons faite nous a permis de voir l'influence positive ou négative du réchauffage et de la récupération sur le cycle simple de turbine à gaz tel qu'on a pu tirer les résultats suivants :

- L'utilisation d'un récupérateur permet d'augmenter le rendement et diminuer la consommation spécifique du cycle simple de la turbine à gaz
- Le réchauffage permet d'augmenter la puissance délivrée par le cycle simple de turbine à gaz.
- Le réchauffage diminue le rendement et diminue la consommation spécifique du cycle simple de la turbine à gaz.

En plus de la récupération et le réchauffage, plusieurs possibilités d'améliorer encore les performances du cycle simple, transformé le cycle simple en cycle combiné est l'un de ces possibilités.

Chapitre 3 : Turbine à vapeur

1. Introduction

Les besoins humains de base vont être satisfaits que par la croissance industrielle, qui dépend en grande partie de l'approvisionnement en énergie. La grande augmentation de la population pendant les dernières décennies et les jaillissements dans la croissance industrielle ont placé un énorme fardeau sur l'industrie de service électrique et les usines des produits chimiques, engrais, produits pétrochimiques, et d'autres produits essentiels, ayant pour résultat le besoin de capacité additionnelle dans les domaines de la puissance et de la génération de vapeur dans le monde entier. La vapeur est utilisée dans presque chaque industrie, et il est bien connu que les générateurs de vapeur et les chaudières de récupération de chaleur sont essentielles pour actionner les usines [41]. La turbine à vapeur est classifiée au même titre que le moteur à vapeur, le moteur à combustion interne, et la turbine à gaz. Des turbines à vapeur sont utilisées dans l'industrie pour plusieurs buts critiques: pour produire de l'électricité et pour entraîner des équipements tel que des compresseurs, ventilateurs, et pompes.

2. Cycle de Rankine

Dans leurs combinaisons plus simples les centrales de turbine à vapeur sont représentées par convention en termes de quatre composants, formant le cycle de Rankine montré schématiquement dans la Fig 3.1 (a). Ce cycle est thermodynamiquement composé de quatre processus réversibles en série : deux processus isentropiques alternés avec deux processus isobares [43]. Le cycle à vapeur est important dans sa forme simple est basé sur la vapeur fournie par une chaudière qui se détend dans une turbine qui entraîne un générateur électrique. (La vapeur saturée sèche est à la température qui correspond à la pression de chaudière, n'est pas surchauffée, et ne contient pas d'humidité). La vapeur des échappements de turbine passe dans un condenseur, ou la vapeur est condensée est pompée de nouveau dans la chaudière. Un schéma simple du système est montré dans la Fig 3.1 (a). Ce schéma montre également que la chaleur étant fournie à la chaudière et à un générateur reliés à la turbine pour la production d'électricité.

La chaleur extraite est enlevée par le condensateur et la pompe fournit l'énergie à l'eau d'alimentation sous forme d'augmentation de pression pour lui permettre de traverser la chaudière. Lorsque la vapeur à l'état 3 est surchauffée, le cycle de Rankine est appelé cycle de Rankine –Hirn comme il est présenté dans la Fig 3. 1(b).

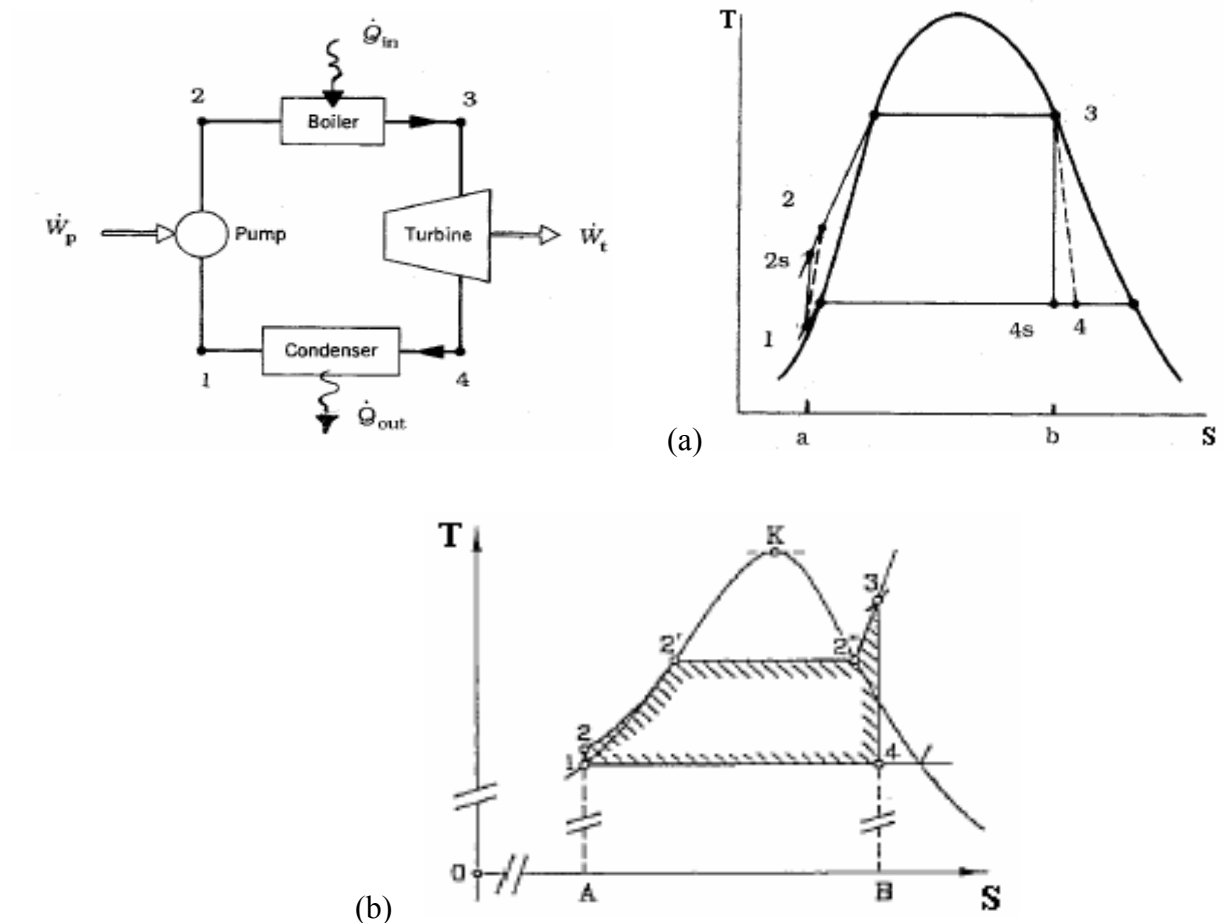


Fig 3.1 : Cycle de Rankine

Les différentes transformations thermodynamiques qui composent ce cycle peuvent être décrites par les relations suivantes :

-1-2 compression isentropique

$$w_p = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

- 2-3 évaporations et surchauffe isobares.

$$Q_1 = h_3 - h_2 \quad (3.2)$$

-3-4 détente isentropique.

$$|w_T| = -w_T = h_3 - h_4 \quad (3.3)$$

-4-1 Condensation isobare.

$$|q_2| = -q_2 = h_4 - h_1 \quad (3.4)$$

Le travail moteur produit par le cycle vaut :

$$w = q_1 - |q_2| = (h_3 - h_2) - (h_4 - h_1) \quad (3.5)$$

3. Amélioration du cycle de Rankine

L'efficacité thermique d'un cycle de Rankine peut être améliorée en augmentant la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée au fluide dans le processus de chauffage, ou en diminuant la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à l'environnement à partir du fluide de fonctionnement dans le processus de refroidissement. Plusieurs modifications pour augmenter l'efficacité thermique du cycle de base de Rankine incluent ; la pression croissante de la chaudière, la pression décroissante du condenseur, et l'utilisation d'un surchauffeur, d'un réchauffeur, d'un régénérateur et d'un préchauffeur, etc [44].

- ◆ L'augmentation de la température moyenne pendant l'apport de chaleur augmente la pression de la chaudière. La pression maximale de chaudière est limitée par la limite métallurgique des tubes dans la chaudière. L'augmentation de la pression de chaudière augmente la teneur en humidité de la vapeur à la sortie de turbine, qui n'est pas souhaitable.

- ◆ L'augmentation de la température moyenne pendant l'apport de chaleur sans pression croissante de la chaudière peut être faite en surchauffant la vapeur avec un surchauffeur. La surchauffe de la vapeur à une température plus élevée diminue également la teneur en humidité de la vapeur à la sortie de la turbine, qui est très souhaitable.

- ◆ L'augmentation de la température moyenne pendant l'apport de chaleur peut être accomplie avec un surchauffeur. La teneur en humidité de la vapeur à l'échappement de turbine peut être diminuée par le réchauffage de la vapeur entre les étages d'une turbine à plusieurs étages.

- ◆ Une augmentation de la température moyenne pendant l'apport de chaleur peut également être accomplie en régénérant la vapeur. Une fraction de la vapeur partiellement augmentée entre les étages d'une turbine à plusieurs étages est retirée pour préchauffer le liquide condensé avant qu'elle soit retournée à la chaudière. De cette façon, la quantité de la chaleur supplémentaire à basse température est réduite.

♦ La diminution de la température moyenne pendant le processus de rejet de chaleur diminue la pression du condenseur et augmente l'efficacité du cycle. La pression minimum du condenseur est limitée par le problème de fuite dans le condenseur [44].

3.1. Cycle avec réchauffage

L'efficacité thermique du cycle de Rankine peut être sensiblement augmentée en utilisant une pression plus élevée dans la chaudière, mais ceci exige toujours une grande surchauffe. Puisque la température maximale dans le surchauffeur est limitée par la température limite des tubes de la chaudière, les températures du surchauffeur sont habituellement restreintes. Puisque la fraction principale de la chaleur assurée au cycle de Rankine est fournie dans la chaudière, les températures de la chaudière (et par conséquent les pressions) doivent être augmentées, si des améliorations de l'efficacité du cycle doit être obtenues [44]. Le problème des températures excessives du surchauffeur peut être résolu tout en évitant les mélanges saturés biphasés pendant la détente.

Une efficacité plus élevée d'une centrale est obtenue si la vapeur à l'entrée de la turbine est surchauffée, et ceci signifie que moins de vapeur et moins de carburant sont demandés pour un résultat spécifique. La vapeur surchauffée à une température plus haute que celle de la vapeur saturée sèche à la même pression contient plus d'enthalpie, si la vapeur est réchauffée et détendue à travers une deuxième turbine, l'efficacité du cycle s'améliore également, et l'humidité dans la vapeur est réduite. Cette réduction d'humidité réduit au minimum l'érosion sur les aubes de la turbine. Le réchauffeur est utilisé souvent dans les grandes centrales parce qu'il rajoute de l'énergie additionnelle de vapeur à la partie de basse pression de la turbine (Fig 3.2), augmentant de ce fait l'efficacité globale de l'installation [45].

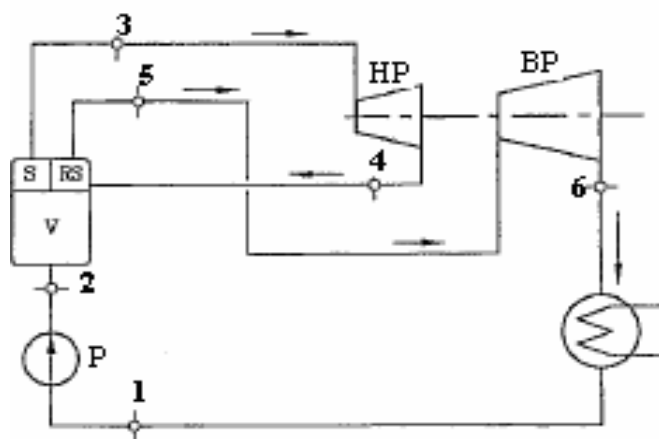


Fig 3.2 : Cycle vapeur avec resurchauffe

3.1.1. Thermodynamique du cycle de Rankine avec réchauffage

La vapeur qui quitte la chaudière en tant que vapeur saturée est surchauffée à une température acceptable et puis elle est détendue jusqu'à ce qu'elle intersecte avec la courbe d'humidité maximum (x égale ou autour de 1). La vapeur est alors réchauffée dans une deuxième section de surchauffeur et puis détendue dans une deuxième turbine jusqu'à ce qu'elle intersecte avec la courbe maximum d'humidité. La vapeur est alors condensée et pompée de nouveau dans la chaudière. Le cycle de base de Rankine avec réchauffage se compose de six processus (Fig 3.3) suivants :

- 1-2 Compression isentropique
- 2-3 Chauffage isobare
- 3-4 Détente isentropique
- 4-5 Addition isobare de chaleur
- 5-6 Détente isentropique
- 6-1 Refroidissement isobare

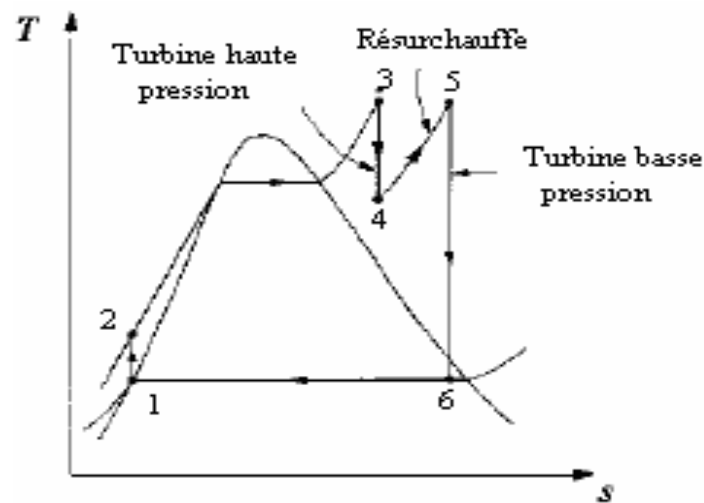


Fig 3.3 : Diagramme T-S du cycle de Rankine avec resurchauffe

Appliquons la première loi de thermodynamique du système ouvert à chacun des six processus du cycle de Rankine avec réchauffage:

$$W_{12} = \dot{m}_v (h_1 - h_2) \quad (3.6)$$

$$Q_{23} = \dot{m}_v (h_3 - h_2) \quad (3.7)$$

$$W_{34} = \dot{m}_v (h_3 - h_4) \quad (3.8)$$

$$Q_{45} = \dot{m}_v(h_5 - h_4) \quad (3.9)$$

$$W_{56} = \dot{m}_v(h_5 - h_6) \quad (3.12)$$

$$Q_{61} = \dot{m}_v(h_1 - h_6) \quad (3.11)$$

Le rendement thermique du cycle à resurchauffe s'écrit :

$$\eta_{t,R} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad (3.12)$$

Le rendement du cycle sans resurchauffe s'écrit:

$$\eta_{t,SR} = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_2)} \quad (3.13)$$

Si l'on admet que les enthalpies des états (3-2) et (4-5) sont confondues, ce qui est acceptable puisque les états 1 correspondants sont identiques, on trouve

$$\eta_{t,R} = \frac{(h_5 - h_6) + \Delta}{(h_5 - h_2) + \Delta} \eta_{t,SR} \quad (3.14)$$

Avec $\Delta = (h_3 - h_4) > 0$

La resurchauffe est donc toujours avantageuse. On peut montrer qu'elle est d'autant plus que la pression P_3 à l'entrée de la turbine haute pression est élevée. En effet, de l'expression (3.14), on déduit que le rendement thermique croît avec $\Delta = (h_3 - h_4) > 0$ [39]. Or, on voit clairement sur ce diagramme que toute augmentation de la pression P_3 se traduit par un accroissement de Δ . Il y aura donc intérêt à prendre la valeur de P_3 la plus élevée possible, pour autant que le point 4 reste technologiquement acceptable, c'est-à-dire dans le domaine des vapeurs surchauffées ou des vapeurs saturées humides à titre élevé [39]. Le réchauffage n'est jamais offert pour des turbines moins de 50 MW.

3.2. Cycle avec soutirage de vapeur

Les pertes au condenseur sont considérables. Référons-nous au cycle à détente simple représenté dans la Fig 3.1. Si au cours de la détente, on soutire une fraction du débit de vapeur pour l'utiliser afin de préchauffer l'eau avant son entrée dans la chaudière, on diminue certes le travail produit par la turbine, mais on diminue également les pertes au condenseur. Néanmoins, ce n'est qu'une fraction du travail de détente qui est perdue pour la quantité X soutirée, alors que

c'est la totalité de la perte au condenseur qui est évitée pour cette même quantité, le rendement thermique ne pourra donc qu'être amélioré par la pratique du soutirage.

3.2.1. Thermodynamique du cycle de Rankine avec soutirage

La Fig 3.4 présente le schéma de principe et le diagramme T, S. Il est de coutume d'exprimer les caractéristiques d'un tel cycle en considérant 1kg de vapeur rentrant dans le condenseur.

Le débit de vapeur à l'entrée de la turbine est noté $(1+X)$, X étant la quantité de vapeur soutirée au cours de détente rapportée au débit de vapeur à l'entrée du condenseur.

La vapeur soutirée à l'état 5 traverse un échangeur préchauffeur d'eau alimentaire E , dans lequel il se condense en cédant son énergie calorifique à l'eau liquide provenant du condenseur. Le condensat, caractérisé par l'état thermodynamique 6 est alors introduit dans le condenseur.

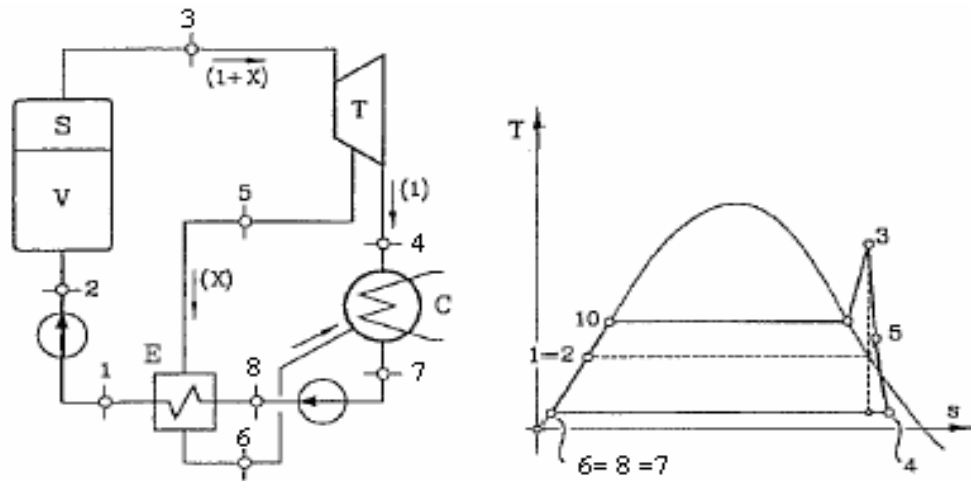


Fig 3.4 : Schémas de principe et diagramme T-S d'un cycle avec soutirage

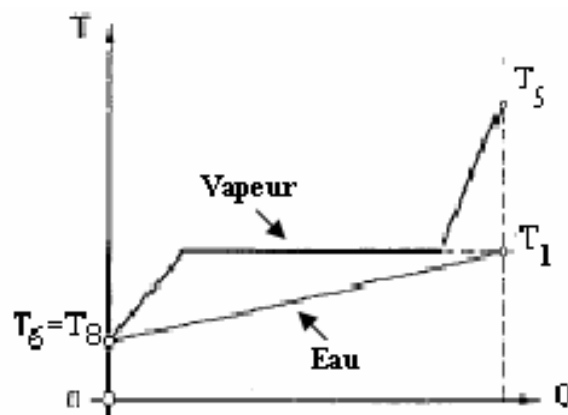


Fig 3.5 : Evolution des températures de la vapeur soutirée et de l'eau dans le préchauffeur

Pour étudier l'intérêt énergétique de ce cycle, nous allons accepter différentes hypothèses simplificatrices, portant sur les températures dans le préchauffeur d'eau E.

-L'eau est réchauffée de la température T_6 jusqu'à la température T_1 égale à la température de saturation correspondant à la pression de la vapeur soutirée. T_1 est donc fixée par la pression P_5 .

-La vapeur soutirée est condensée et le condensat est sous-refroidi jusqu'à la température d'entrée de l'eau dans l'échangeur E. La température T_6 de sortie du condensat est donc fixée $T_6 = T_7 = T_8$. Ces deux hypothèses permettent de déterminer la quantité X de vapeur soutirée, par bilan thermique sur le préchauffeur E :

$$X(h_5 - h_6) = (1 + X)(h_1 - h_8) \quad (3.15)$$

$$X = \frac{(h_1 - h_8)}{(h_5 - h_1)} \quad (3.16)$$

Le rendement thermique de cette installation s'exprime donc par la relation :

$$\eta_{t,ST} = \frac{(1 + X)(h_3 - h_5) + (h_5 - h_4)}{(1 + X)(h_3 - h_1)} = \frac{(h_3 - h_4) + X(h_3 - h_5)}{(1 + X)(h_3 - h_1)} \quad (3.17)$$

Le cycle à détente simple correspondant a un rendement thermique donné par la relation :

$$\eta_{t,SS} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_8)} \quad (3.18)$$

En utilisant l'expression (3.16) de la fraction soutirée X, on trouve :

$$\eta_{t,ST} = \frac{(h_3 - h_4) + X(h_3 - h_5)}{(h_3 - h_8) + X(h_3 - h_5)} \eta_{t,SS} \quad (3.19)$$

Ceci prouve algébriquement l'intérêt de la pratique du soutirage.

4. Conclusion

Un des soucis de cycle de Rankine est qu'une température plus élevée de vapeur à haute pression est exigée pour réduire au minimum l'humidité dans la vapeur à la fin de détente, mais une vapeur à une pression plus élevée pour une même température à comme résultats une humidité plus élevée après détente. Le réchauffage à plusieurs étages réduit au minimum le

problème d'humidité à la fin de détente; cependant, ceci s'ajoute à la complexité de la chaudière et de la conception de HRSG qui constitue un défi pour les utilisateurs de ce genre d'installation.

La combinaison des cycles de Brayton et de Rankine a comme conséquence une augmentation des efficacités de manière significatives au-dessus du niveau de 40 %, qui était une limite supérieure des grandes usines à charbon construites il y a 30–50 ans.

Chapitre 4 : Cycle combiné

1. Introduction

Une centrale de turbine à gaz est caractérisée par son coût relativement bas comparé à une centrale à vapeur et elle a des délais de constructions qui sont courts. Cependant, son rendement est faible, particulièrement à charge partielle. Une des technologies adoptées de nos jours pour l'amélioration du rendement de la turbine à gaz est "le cycle combiné". La technologie du cycle combinée est maintenant bien établie et offre une efficacité supérieure à n'importe quel système basé sur la concurrence de turbine à gaz disponibles à moyen terme pour des applications de production d'électricité. On arrive ainsi à combiner un cycle ouvert de turbine à gaz avec un cycle fermé à vapeur, du type de celui de Rankine. Les deux cycles sont évidemment partiellement juxtaposés (Fig 4.1), car tous deux doivent comporter une source froide.

La combinaison des deux cycles se fait dans la chaudière de récupération CR qui n'est en fait qu'un échangeur de chaleur à contre-courant (gaz comburés, H₂O). Le transfert de chaleur s'y fait essentiellement par convection, la part du rayonnement étant très faible.

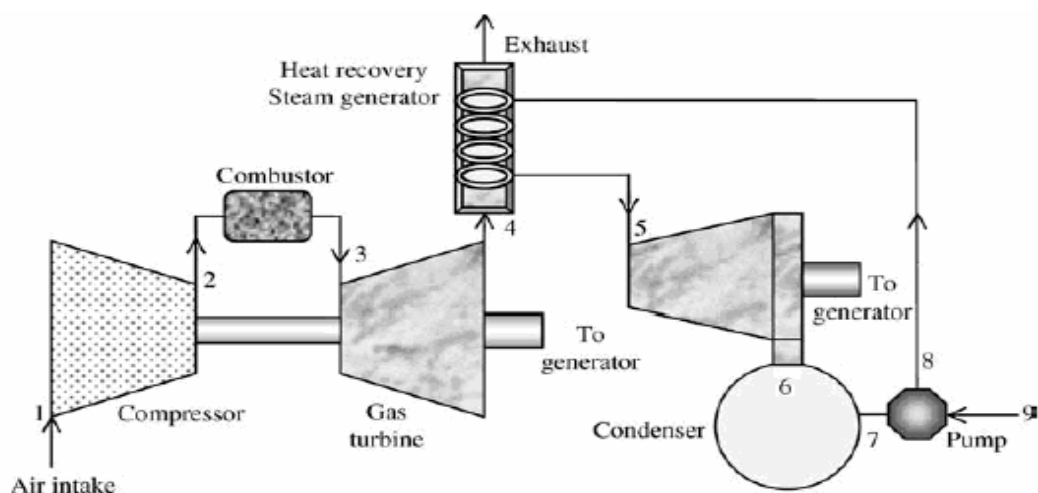


Fig 4.1 : Cycle combiné

2. Historique du cycle combiné

Le développement commercial de la turbine à vapeur et à gaz des cycles combinés a procédé en parallèle avec le développement de la turbine à gaz. La première turbine à gaz installée dans une compagnie d'électricité aux Etats-Unis a été appliquée dans un cycle combiné. était une turbine à gaz de 3.5 MW qui a employé l'énergie d'échappement de la turbine à gaz pour chauffer l'eau d'alimentation pour une unité de vapeur conventionnel de 35-MW.

La plupart des systèmes de cycle combiné de production d'électricité installés dans les années 50 et 60 a inclus conventionnellement des chaudières (fully-fired boilers). Ces systèmes étaient fondamentalement en adaptations avec les centrales de vapeur conventionnel avec la fraction des gaz d'échappement de la turbine à gaz comme air de combustion pour la chaudière. Le rendement de ce type de cycle combiné était approximativement 5 % à 6 % plus haut que celui d'une usine de vapeur conventionnelle semblable. Ces systèmes pourraient économiquement utiliser les tubes nus dans la chaudière en raison de la haute différence de la température moyenne entre les produits de combustion et l'eau/vapeur.

Les cycles combinés avec récupération de la chaleur, qui emploient la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, ont été rendus faisables par augmentation du transfert thermique latéral par l'utilisation des tubes ailetés. Les chaudières à tubes ailetés ont été mises en service en 1959. Depuis 1960, le type de récupérateur de chaleur du cycle combiné est devenu dominant. Son application initiale était dans des applications de puissance et de chaleur là où son rapport de puissance à la chaleur était favorable dans beaucoup de processus chimiques et pétrochimiques. Un nombre réduit de récupérateur de chaleur des cycles combiné ont été installés dans les centrales de production d'électricité dans les années 1960. Quand les turbines à gaz dont la capacité est plus de 50 MW ont été introduites dans les années 70 les expériences des récupérateurs de chaleur des cycles combinés ont rapidement augmenté dans les applications des compagnies d'électricité.

Les années 80 et le début des années 90 ont apporté un grand nombre de systèmes utilisant le gaz naturel comme combustible (installations de production de puissance et de production de puissance et chaleur (cogénération)). Les installations de puissance seule utilisent l'extraction minimale de vapeur pour le chauffage d'eau d'alimentation. Les systèmes de cogénération utilisent la vapeur d'échappement des turbines à vapeur dans d'autres processus. Quelques cycles combinés par cogénération exportent la vapeur directement du HRSG.

Une centrale de 1886 MW à Korea Electric Power Company Seoinchon utilise huit turbines à gaz avancées configurées avec les systèmes de combustion de basse émission de NO_x et un cycle de vapeur avec réchauffage [46].

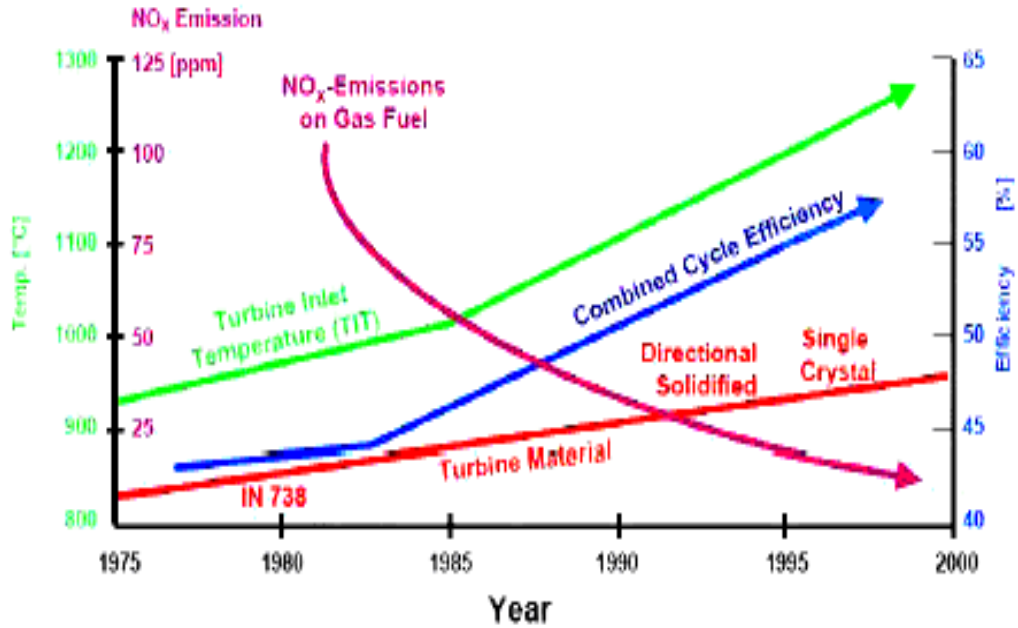


Fig 4.2 : Progression du rendement thermique du cycle combiné [46]

Les améliorations des efficacité du cycle Combiné ont mené à l'amélioration des performances de turbine à gaz qui résultaient principalement des températures plus élevées à l'entrée turbine, voir Fig 4.2.

3. Thermodynamique du cycle combiné

3.1. Le pincement (pinch-point)

La température de gaz d'échappement des turbines à gaz d'aujourd'hui change entre 500°C pour les petites et plus anciennes turbines à gaz et 600°C pour les TG avancées, et le jet spécifique du gaz d'échappement s'élève à 2–3 kg/s par mégawatts. En employant la chaleur de ce gaz d'échappement dans un cycle d'eau -vapeur, le rendement totale du cycle peut être augmenté considérablement parce qu'une différence totale très élevée de la température peut être utilisée dans le cycle combiné (Fig 4.3) comparé à un cycle simple de turbine à gaz [47].

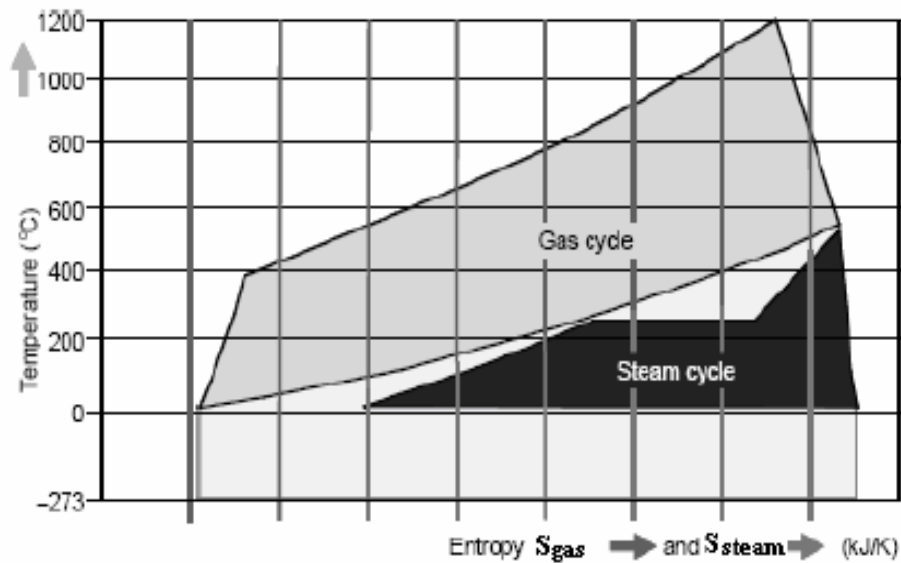


Fig 4.3 : Diagramme T-S du cycle combiné TG avec un cycle TV à simple pression [47]

Avec l'amélioration des turbines à gaz qui est accompagnée par l'augmentation dans la température d'échappement, la pression et la température du cycle de vapeur sont aussi augmentées à plus de 165 bar et 565°C. En outre, des générateurs de vapeur par récupération de la chaleur à double pression (HRSGs/heat-recovery steam generators) avec réchauffage sont utilisés, qui représente une autre amélioration de l'utilisation de la chaleur d'échappement. De cette façon, les pertes peuvent être réduites suivant les indications de la Fig 4.4, qui compare un récupérateur à simple pression avec un récupérateur à trois pressions. Le diagramme idéal du transfert thermique serait un dans lequel la différence de la température dans le récupérateur de chaleur entre la vapeur et les gaz d'échappement est constante [47].

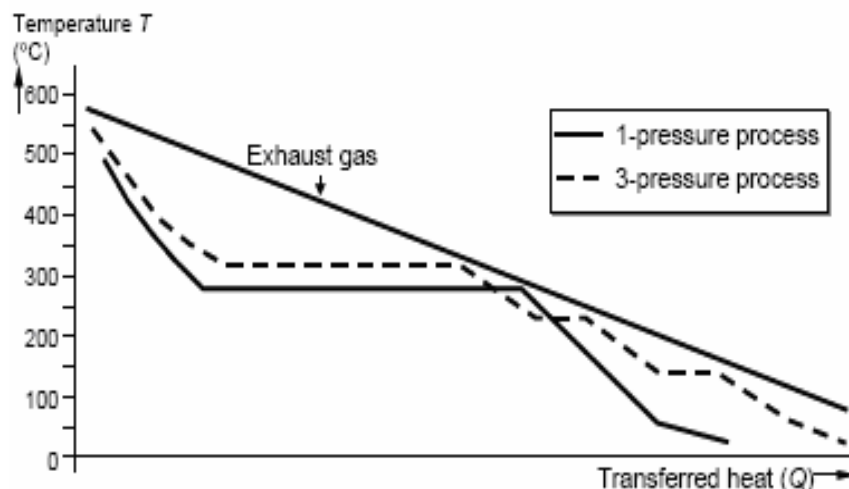


Fig 4.4 : Diagramme T-S de récupérateur de chaleur [47]

Les gaz d'échappement quittant la turbine à gaz et pénétrant dans le récupérateur de chaleur à une température entre approximativement 550 et 600°C et laissent le HRSG typiquement entre

80 et 100°C. L'eau dans la partie du cycle de vapeur du cycle combiné rentre dans l'économiseur de HRSG étant un liquide sous refroidi (subcooled liquide). La température de l'eau est augmentée dans l'économiseur jusqu'à ce que le liquide devienne saturé. En ce moment, la différence minimum de la température entre l'eau dans le cycle de vapeur et les gaz d'échappement se produit et s'appelle le "point d'invariance : le pincement"(pinch point). Le point d'invariance typique évalue entre la gamme de 8 à 30°C; plus la différence de point d'invariance est petite, plus grande la surface de transfert de chaleur soit exigée. Après évaporation à température constante, la vapeur est surchauffée à la température finale dans la section de surchauffeur. La Fig 4.4 montre l'amélioration dans le transfert thermique à partir du cycle à simple pression au cycle de triple pression. Des conceptions d'installations à rendement élevé sont aujourd'hui équipées de récupérateur à triple pression avec un étage de réchauffage [47].

3.2. Analyse thermodynamique

Le travail effectué par le compresseur et la turbine à gaz s'écrit :

$$W_C = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

$$W_{TG} = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \quad (4.2)$$

$$\text{Le travail effectué par la turbine à vapeur est : } W_{TV} = \dot{m}_v (h_5 - h_6) \quad (4.3)$$

$$\text{La chaleur du générateur de vapeur est : } Q_{GV} = \dot{m}_v (h_5 - h_8) \quad (4.4)$$

$$\text{Le travail absorbé par la pompe est : } W_P = \dot{m}_v (h_8 - h_9) / \eta_P \quad (4.5)$$

$$\text{Le travail total est : } W_{Cyc} = W_{TG} - W_C + W_{TV} - W_P \quad (4.6)$$

$$\text{et l'entrée est : } Q_{CC} = \dot{m}_f \times LHV \quad (4.7)$$

$$\text{Alors l'efficacité globale du cycle s'écrit: } \eta = \frac{W_{Cyc}}{Q_{CC}} \quad (4.8)$$

Pour la turbine à gaz les enthalpies ont été calculées par la formule suivante : $h = C_p \times T$

Pour la turbine à vapeur on calcul suivant les expressions ci dessus :

-l'enthalpie du liquide saturé à l'entrée de la pompe

$$h_7 = \frac{\alpha}{\alpha_0} + 10^3 \frac{T}{\rho} \left(\frac{dp_\sigma}{dT} \right) \quad [48]$$

$$\text{Avec : } \frac{\alpha}{\alpha_0} = d_\alpha + d_1 \theta^{-19} + d_2 \theta + d_3 \theta^{4.5} + d_4 \theta^5 + d_5 \theta^{54.5}$$

$$\frac{dp_\sigma}{dT} = -\frac{p_\sigma}{T} \left[\ln \left(\frac{p_\sigma}{p_c} \right) + a_1 + 1.5a_2 v^{0.5} + 3a_3 v^2 + 3.5a_4 v^{2.5} + 4a_5 v^3 + 7.5a_6 v^{6.5} \right]$$

$$\frac{\rho'}{\rho_c} = 1 + b_1 v^{\frac{1}{3}} + b_2 v^{\frac{2}{3}} + b_3 v^{\frac{5}{3}} + b_4 v^{\frac{16}{3}} + b_5 v^{\frac{43}{3}} + b_6 v^{\frac{110}{3}}$$

$$v = \left(1 - \frac{T}{T_c} \right)$$

$$\theta = \frac{T}{T_c}$$

$$T_c = 647.096K, \quad p_c = 22.064MPa$$

Avec différent constants :

$a_1 = -7.8595183$	$b_1 = 1.99274064$	$d_\alpha = -1135.905627715$
$a_2 = 1.84408259$	$b_2 = 1.09965342$	$d_1 = -5.65134998.10^{-8}$
$a_3 = -11.7866497$	$b_3 = -0.510839303$	$d_2 = 2690.66631$
$a_4 = 22.6807411$	$b_4 = -1.75493479$	$d_3 = 127.287297$
$a_5 = -15.9618719$	$b_5 = -45.5170352$	$d_4 = -135.003439$
$a_6 = 1.80122502$	$b_6 = -6.74694450.10^5$	$d_5 = 0.981825814$

-l'enthalpie de liquide en sortie pompe

$$h_8 = 3.156610^{-12} \times T^6 - 2.9348E - 09 \times T^5 + 1.040710^{-6} \times T^4 - 0.1670310^{-3} \times T^3 + 0.1209 \times T^2 + 3.87675 \times T + 0.74591 \quad [49]$$

-L'enthalpie de vapeur surchauffé à la sortie chambre de récupération et entrée de turbine à vapeur

$$h_5 = -Ap_k \left[\left(\frac{3.82A}{\tau^{2.82}} + 1.82E \left(c - \frac{\sigma}{2} \right) \tau^{2.82} \right) \sigma + \left(\frac{5B - 3(d\sigma - \tau^3)D\sigma}{\tau^{14}} + \frac{11C}{\tau^{32}} \right) \sigma^3 \right] \quad [50]$$

-L'enthalpie de fin de détente s'écrit

$$h_6 = -Ap_k \left[\left(\frac{3.82A}{\tau^{2.82}} + 1.82E \left(c - \frac{\sigma}{2} \right) \tau^{2.82} \right) \sigma + \left(\frac{5B - 3(d\sigma - \tau^3)D\sigma}{\tau^{14}} + \frac{11C}{\tau^{32}} \right) \sigma^3 \right]$$

Avec :

$$\begin{aligned} A &= 4.7331 \cdot 10^{-3} & B &= 2.93945 \cdot 10^{-3} & C &= 4.35507 \cdot 10^{-6} \\ D &= 6.70126 \cdot 10^{-4} & E &= 3.17362 \cdot 10^{-5} & \sigma &= 2.760 \cdot 10^{-5} & Ap_k &= 5.28535 \cdot 10^3 \\ c &= 1.55108 & d &= 1.26591 & \tau &= 0.4220 \end{aligned}$$

Remarque

Les enthalpies de fin de détente et entrée turbine à vapeur sont calculés par la même expression mais avec des conditions de pression et température différentes.

3.3. Influence du rapport de compression de turbine à gaz

3.3.1. Variation du rendement en fonction du rapport de compression pour différents rapports du débit vapeur sur gaz comburés

Les résultats d'une étude correspondant à une turbine à gaz particulière sont présentés dans la Fig 4.5 [51].

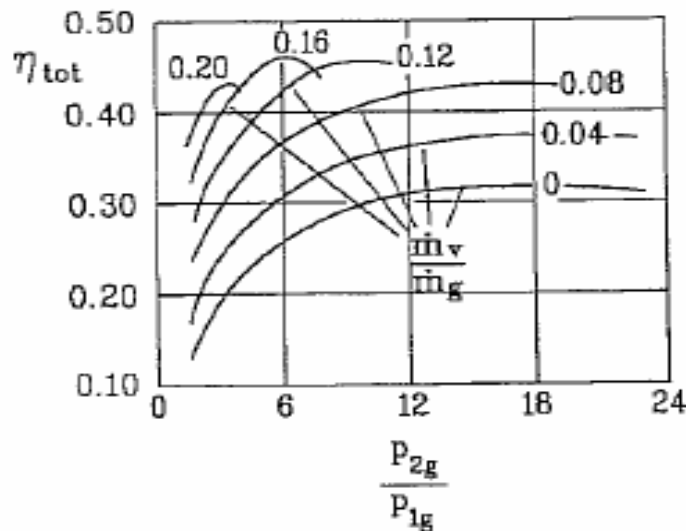


Fig.4.5 : Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz pour différentes valeurs du débit de vapeur [51]

.La courbe ($\dot{m}_v / \dot{m}_g = 0$) correspond au cycle de la turbine à gaz simple et on retrouve bien le maximum du rendement thermique. On constate que l'accroissement du rapport (\dot{m}_v / \dot{m}_g) conduit à une réduction du rapport de pression optimal. On peut donc conclure que le rapport de

compression de la turbine à gaz à insérer dans un cycle combiné sera plutôt proche du rapport donnant le travail moteur maximal d'une turbine à gaz simple. Pour une température T_{3g} de 1250°C , on peut mentionner un rapport de compression de l'ordre de 15... 16. Le paramètre le plus important est la température T_{3g} des gaz comburés qui va fixer (pour un rapport de compression donné) la température T_{4g} de ces mêmes gaz à l'entrée de la chaudière de récupération.

3.3.2. Variation du rendement total en fonction du rapport de compression pour différentes valeurs de la température T_{3g}

Si l'on trace ensuite l'enveloppe des maximum de la Fig 4.5 [51], on obtient la courbe correspondant aux meilleurs rendements thermiques de l'installation à cycle combiné correspondant à une température maximale donnée de la turbine à gaz (Fig 4.6). La Fig 4.7 présente les résultats d'une étude similaire; on y a porté également les courbes de rendement de la turbine à gaz simple. On constate que le rendement thermique de l'installation à cycles combinés est beaucoup moins sensible à l'influence du rapport de compression que celui de la turbine à gaz simple.

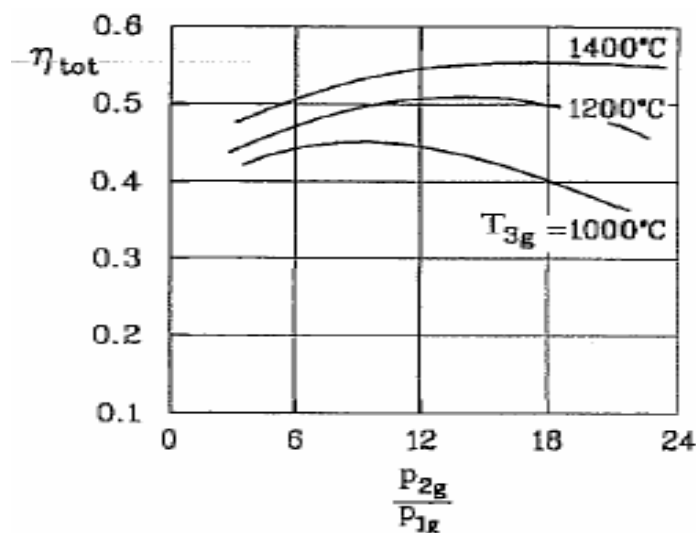


Fig 4.6 : Rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz [51]

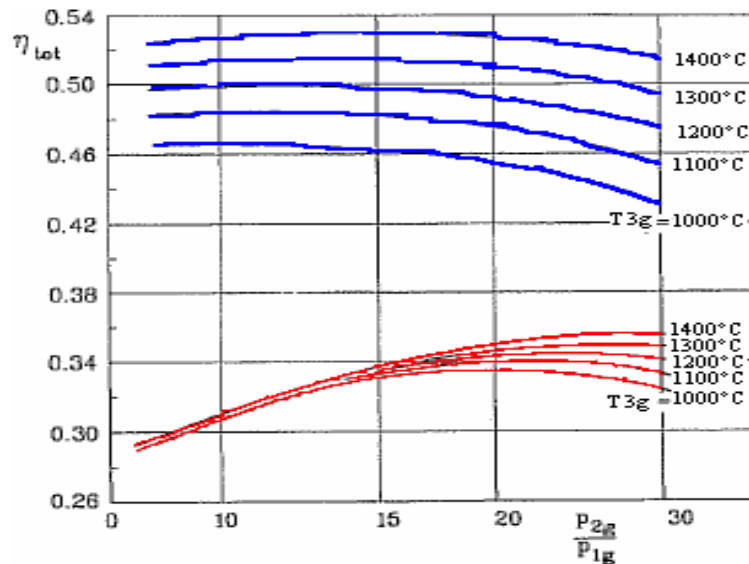


Fig 4.7 : Rendement thermique du cycle combiné en fonction du rapport de compression de la turbine à gaz [51]

3.4. Influence de la température des gaz d'échappement T_{4g}

Il est intéressant d'examiner l'influence de la température T_{4g} des gaz à la sortie de la turbine sur le rendement du cycle (turbine à gaz simple ou installation à cycles combinés). Le diagramme de la Fig 4.8 met bien en évidence l'intérêt d'une augmentation de la température des gaz à la sortie de la turbine dans le cas de l'installation à cycles combinés; il n'en est évidemment pas de même pour la turbine à gaz simple.

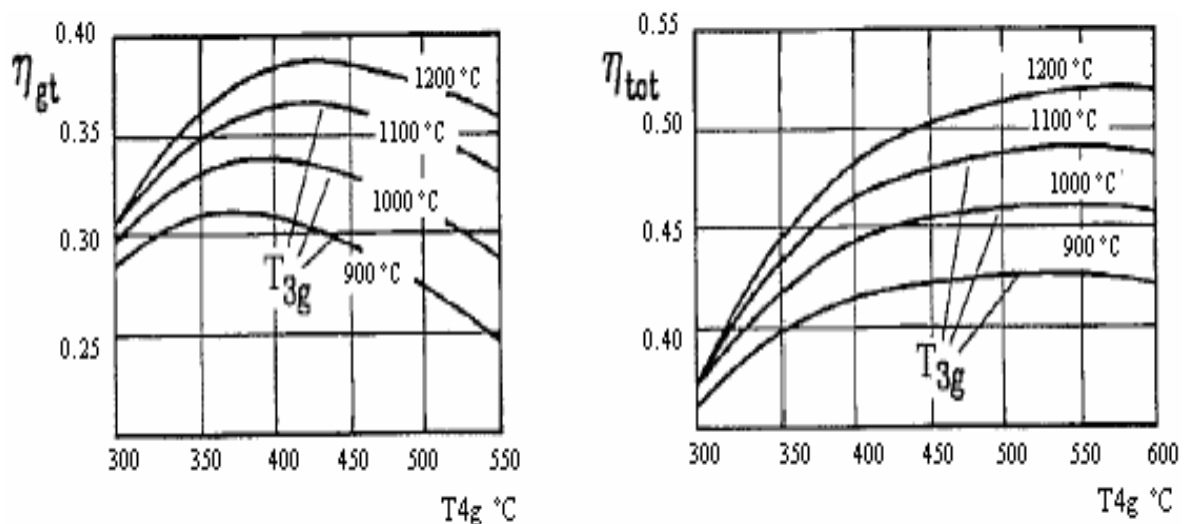


Fig 4.8 : Rendement thermique d'une turbine à gaz (à gauche) et d'une installation à cycle combiné (à droite) en fonction de la température d'échappement des gaz [51]

4. Partie de calcul

4.1. Cycle combiné

Pour évaluer numériquement les performances du cycle combiné étudié dans l'analyse thermodynamiques si dessus on suit les étapes présentées dans l'organigramme ci-dessous.

Le rendement et les pertes de charges present dans chaque élément du cycle sont comme suit :

$$\eta_C = 90 \%, \eta_{TG} = 90 \%, \eta_{TV} = 90 \%, \eta_{CC} = 97 \%$$

$$\Delta P_C = 3 \%, \Delta P_T = 3 \%, \Delta P_{CC} = 2 \%$$

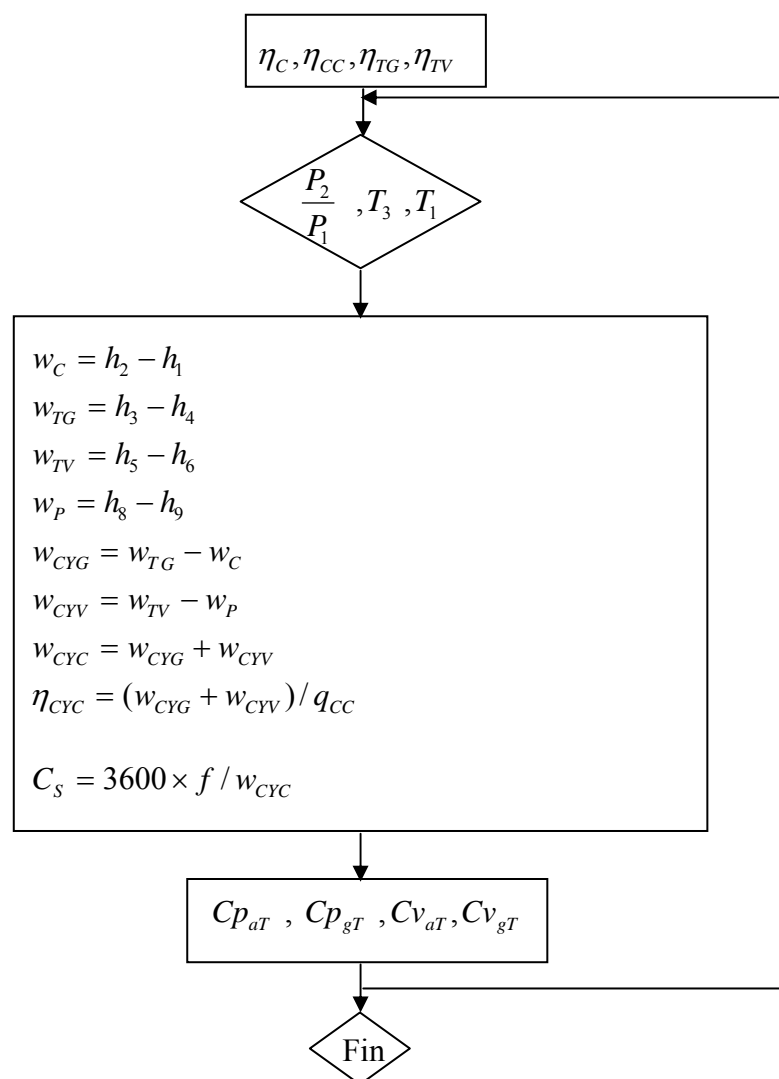


Fig 4.9 : Organigramme du cycle combiné

4.1.1. Résultats

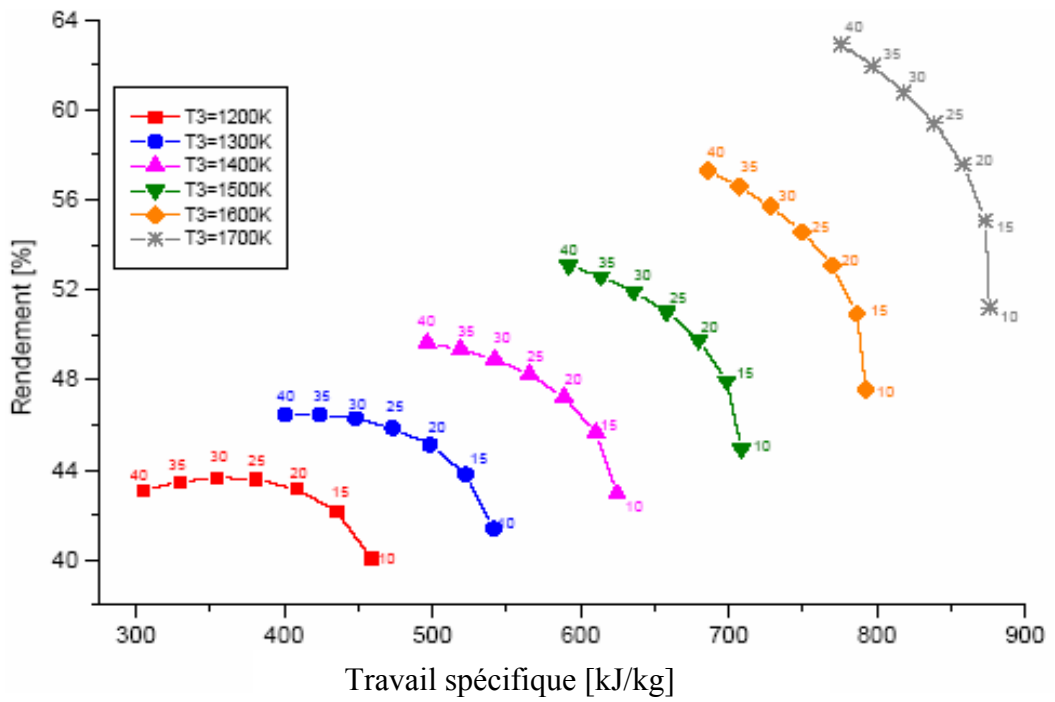


Fig 4.10 : Variation du rendement en fonction du travail spécifique

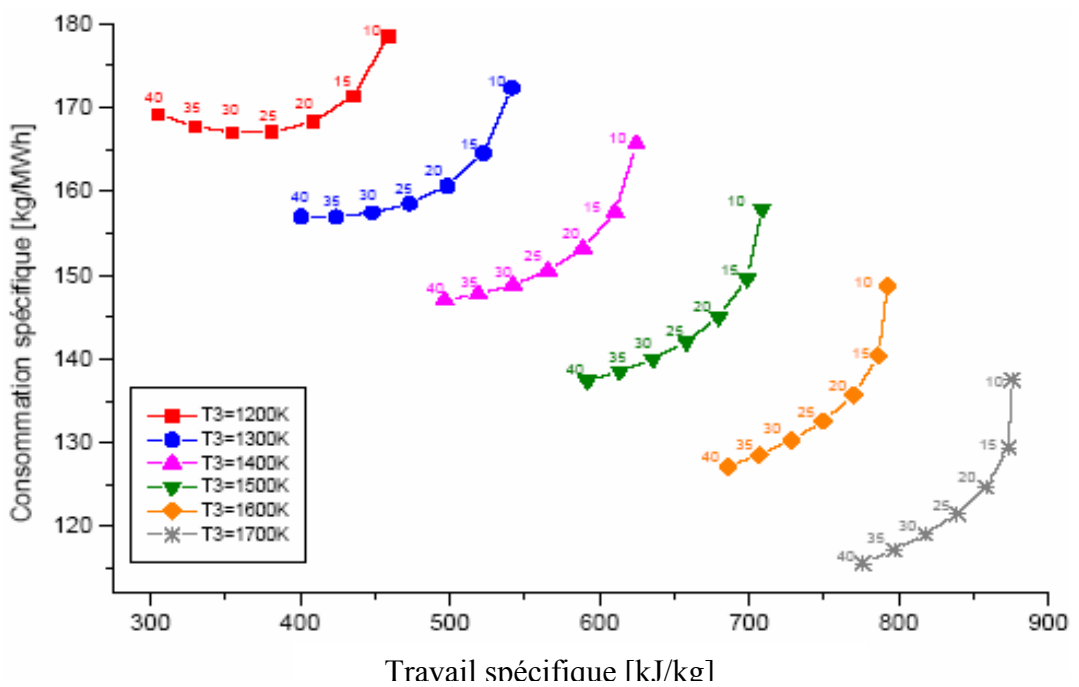


Fig 4.11 : Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique

Analysant les figures ci dessus en peut tirer les remarques suivantes :

-Combiné un cycle simple à gaz avec d'autre à vapeur permet de pousser le rendement et la puissance par unité de débit d'air de cycle simple quelque soit la température d'entrée turbine ou le taux de compression utilisés.

-Le rendement du cycle combiné est une fonction croissante du taux de compression.

-La puissance par unité de débit d'air est une fonction décroissante du taux de compression.

-Pour les basse température d'entré turbine ($T_3 = 1200\text{K}, 1300 \text{K}$) la consommation spécifique diminue puis augmente après un taux de compression minimum égale à 25 et 35 successivement, pour le restes des températures, la consommation diminue avec l'augmentation de taux de compression.

-Le rendement et la puissance du cycle combiné sont des fonctions croissantes de la température d'entrée turbine T_3 .

4.2. Cycle combiné de la TG réchauffé avec la TV

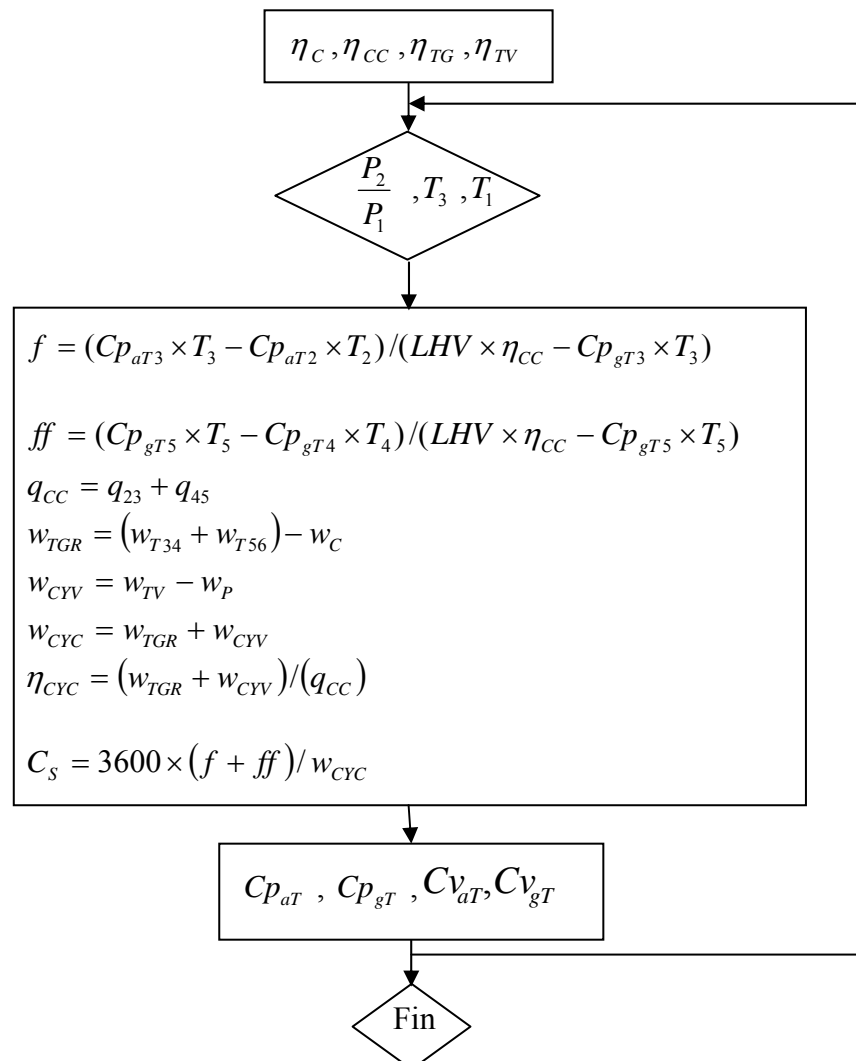


Fig 4.12 : Organigramme du cycle combiné de la TG réchauffé avec la TV

4.2.1. Résultats

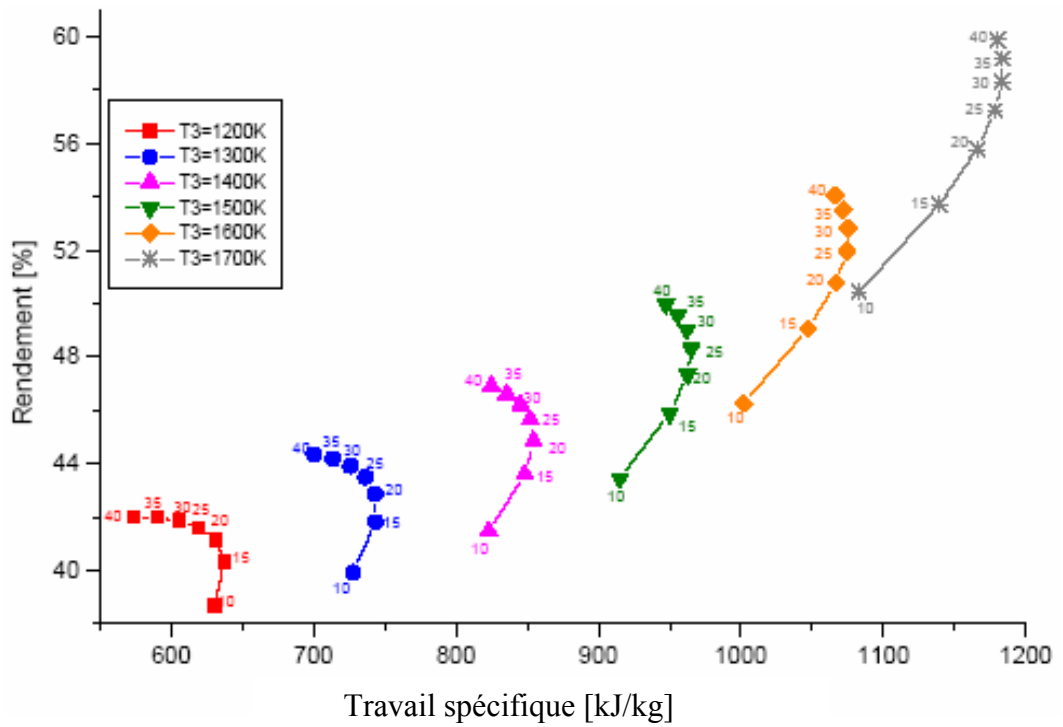


Fig 4.13 : Variation du rendement en fonction du travail spécifique

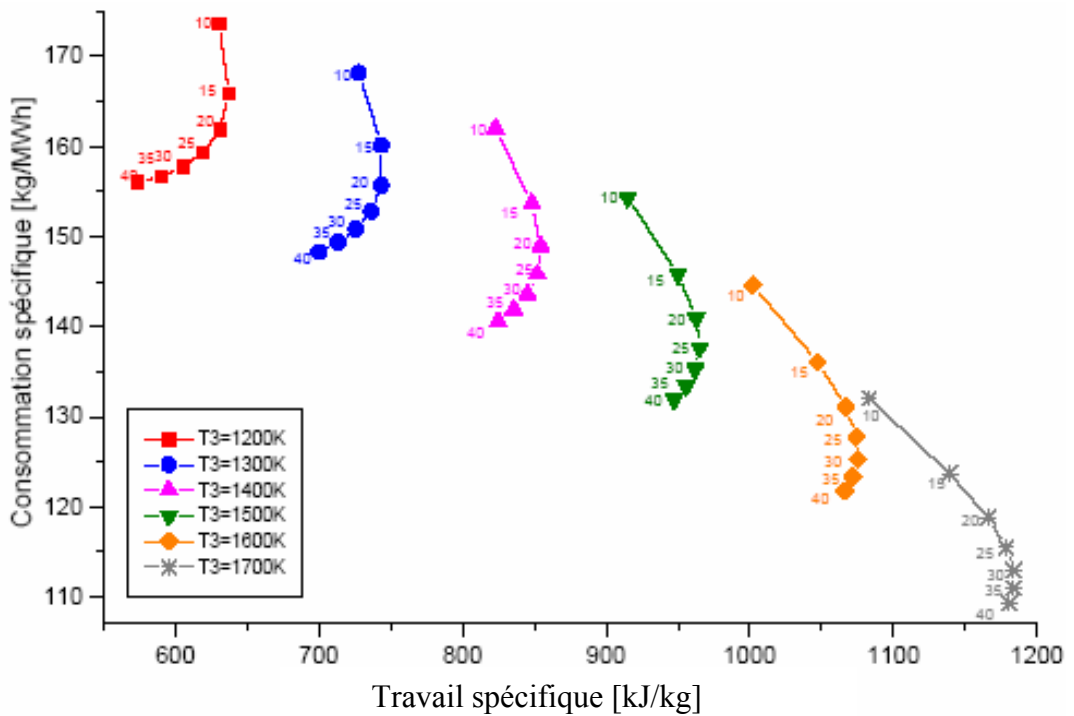


Fig 4.14 : Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique

Des figures ci dessus on peut conclure :

-Le réchauffage de la turbine à gaz est une bonne solution l'ors de l'amélioration de la puissance du cycle combiné gaz-vapeur

-Comme dans le cas du cycle simple, le réchauffage diminue le rendement du cycle combiné.

Baisser la consommation spécifique est l'un des avantages d'utilisation de réchauffage dans le cycle combiné.

5. Conclusion

-Pour tous les cycles, le rendement et la puissance augmentent avec l'augmentation de la température d'entrée turbine.

-L'utilisation du réchauffage permet d'augmenter la puissance délivrée par la turbine mais le rendement de la centrale peut diminuer.

Les cycles combinés gaz-vapeur offrent les meilleurs rendements et les coûts les plus bas pour la production d'énergie électrique dans les installations de grande puissance (plus de 50 MW). Pour les installations plus petites, le coût de la turbine à vapeur du cycle combiné représente une part importante du coût global de l'installation. Pour ces installations de petites et moyennes puissances, il existe d'autres installations telles que la turbine à gaz avec injection de vapeur et turbine à gaz avec injection de brouillard.

Chapitre 5 : Injection de brouillard

1. Introduction

La demande continue et croissante de la puissance dans les dernières années a forcé les producteurs à rechercher de nouvelles techniques pour l'amélioration des puissances des installations de turbine à gaz. En outre les pertes dans les performances des centrales de cycles combinés avec l'augmentation de la température ambiante devient un problème principal si on considère que de nos jours les pics dans la demande de l'électricité se produisent souvent à midi et pendant les mois d'été (en raison de la diffusion lourde des systèmes de traitement d'air).

Dé son introduction au monde des turbines à gaz en 1989, le refroidissement par brouillard injecté dans l'air d'admission des turbines à gaz a démontré des avantages significatifs dans le prix, l'installation et l'opération à travers le monde. Il y a maintenant plus de 700 installations de refroidissement par brouillard en fonctionnement sur une grande variété de turbines à gaz de taille 2 MW à 250 MW. Des gains de puissance jusqu'à sont possibles avec le refroidissement par brouillard, selon le type de turbine et l'endroit d'emplacement.

2. Influence des conditions ambiantes sur les performances du cycle simple et combiné de turbine à gaz

La demande croissante et continue de puissance couplée au besoin de flexibilité a forcé les producteurs de puissance dans les dernières années à rechercher de nouvelles techniques pour l'amélioration de puissance. Les conditions ambiantes (température et humidité relative) ont une forte influence sur les performances des turbines à gaz dans des applications du cycle simple ou combinée.

La principale influence sur les performances du cycle simple ou combiné de turbines à gaz provient de la température ambiante ; L'effet de la pression ambiante a pu être considéré moins

important, tandis que les variations de l'humidité relative sont presque négligeables. En fait, pour un cycle de turbine à gaz, il est possible d'estimer une perte de puissance d'environ 0.50 à 0.90 % pour chaque 1°C d'élévation de la température ambiante

Les Fig 5.1 et 5.2 présentes l'influence de la température ambiante sur la puissance produite et sur le taux de la chaleur pour une turbine à gaz lourde (heavy duty : GE 9351FA) et pour une turbine à gaz aero-derivative (Palladium de GE LM-6000) respectivement. Les tendances dans les Fig 5.1 et 5.2 sont évaluées avec un programme commercial pour la simulation des systèmes énergétiques présents clairement une sensibilité plus élevée d'exposition aux températures ambiantes en cas de turbines à gaz aero-derivative que les heavy duty[52].

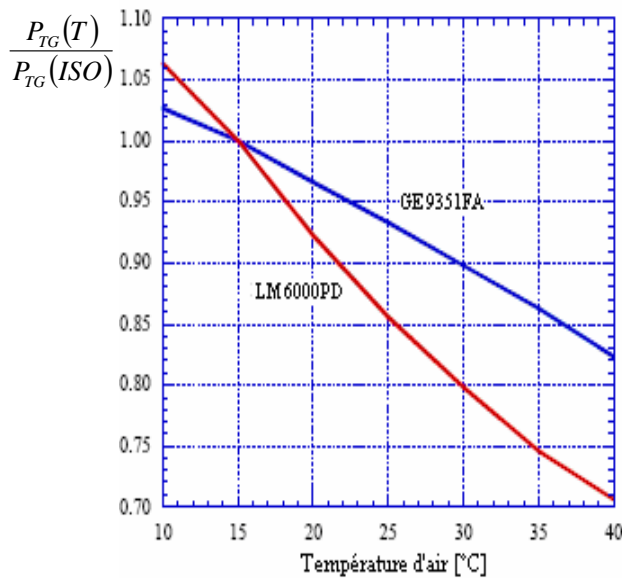


Fig 5.1 : Influence de la température ambiante sur la puissance de la turbine à gaz (P=1.013bar, $\varphi = 60\%$) [52]

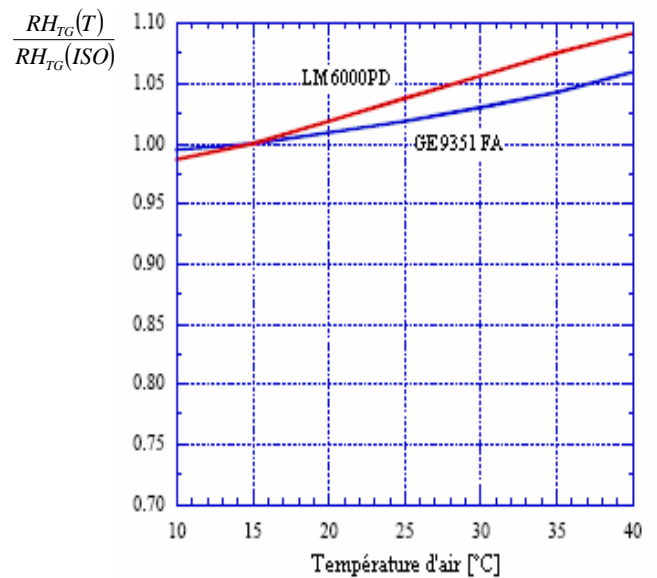


Fig 5.2 : Influence de la température ambiante sur le taux de chaleur de la turbine à gaz (P=1.013bar, $\varphi = 60\%$) [52]

Pour mieux comprendre l'influence de la température ambiante sur le rendement de turbine à gaz, on doit considérer son effet sur le processus de compression. En fait le compresseur de turbine à gaz peut absorber plus de 60 % de tout le travail produit par la turbine, alors n'importe quelle stratégie évaluée pour réduire le travail de la compression va augmenter le rendement de la turbine à gaz [52].

Le travail spécifique du compresseur est donné par :

$$w_c = Cp(T_2 - T_1) = CpT_1 \left[\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{\eta_{pc}}} - 1 \right] \quad (1)$$

Alors le rendement thermique va être écrit sous la forme :

$$\eta_t = \frac{w_T - w_C}{Cp(T_3 - T_2)} = \frac{T_3 \left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{PT}}} \right] - T_1 \left[\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{PC}} - 1 \right]}{\left(T_3 - T_1 \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{PC}} \right)} \quad (2)$$

Comme le montre l'équation (2), une augmentation de la température ambiante réduit l'efficacité thermodynamique de la turbine à gaz, en augmentant le travail spécifique de compression. La tendance de l'efficacité thermodynamique de la turbine à gaz en fonction de la température ambiante est évaluée en supposant $T_3=1400$ °C, $\eta_{PC} = \eta_{PT} = 0.9$ et $\gamma = 1.4$, pour différentes valeurs des rapports de pression de 8 à 20, et qu'on présente dans la Fig 5.3 si dessous [52].

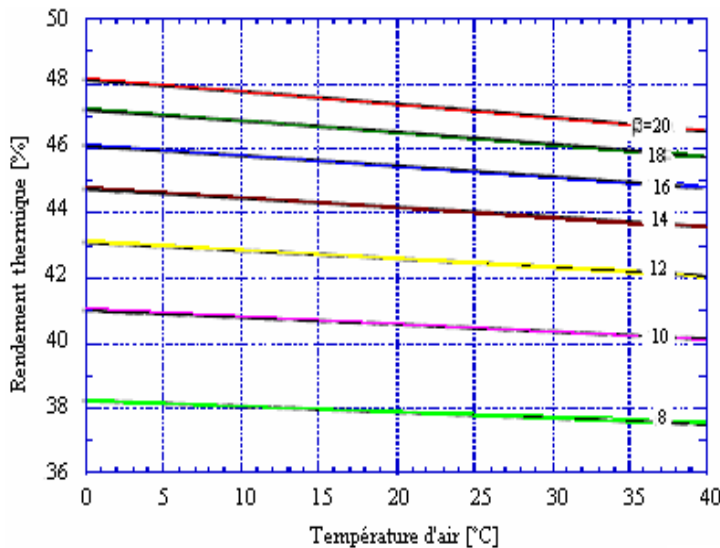


Fig 5.3 : Rendement de turbine à gaz en fonction de la température ambiante

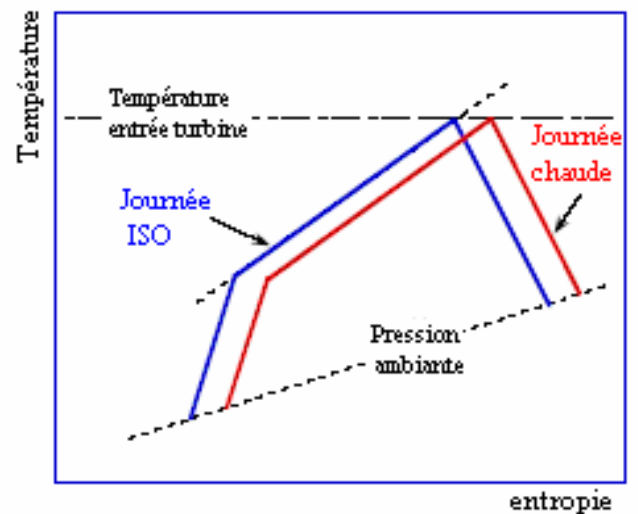


Fig 5.4 : Entropie d'une journée chaude comparée à une journée avec conditions ISO

Le diagramme T-S de la Fig 5.4 ci-dessus compare un cycle de turbine à gaz qui fonctionne dans des conditions ambiantes ISO avec un autre cycle qui fonctionne à une température ambiante élevée. La baisse dans le rapport de pression qui se produit le jour chaud est clairement représentée. La température maximum du cycle est limitée et ainsi la baisse dans le rapport de détente signifie que moins de travail est délivré par la turbine.

Un autre aspect fondamental est la réduction du débit massique d'air de la turbine à gaz, cela se produit à des températures ambiantes élevées. Une turbine à gaz fonctionnant à une vitesse constante peut être considérée comme machine volumétrique constante, et si le taux du débit de masse d'air à l'admission du compresseur est exprimée comme :

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V} \quad (3)$$

La densité d'air à l'admission du compresseur est indiquée par :

$$\rho_a = \frac{P_1}{RT_1} \quad (4)$$

Dans la figure ci-dessus est présentée la variation de la densité d'air en fonction de la température ambiante pour une pression ambiante de 1.013 bars et une humidité relative de 60 %.

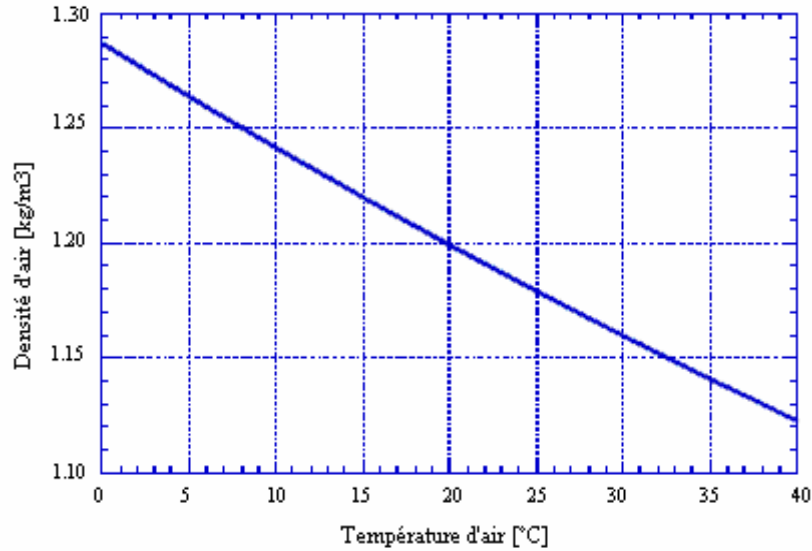


Fig 5.5 : Densité d'air en fonction de la température ambiante (P=1.013bar, $\varphi = 60\%$) [52]

La puissance produite de la turbine à gaz est : $p_{TG} = \dot{m}_{air}(w_T - w_C)$ (5)

La combinaison de l'équation (3) et (4) avec (5) donne :

$$P_{TG} = \frac{P_1}{RT_1} \cdot \dot{V} \cdot (w_T - w_C) = \frac{P_1}{RT_1} \cdot \dot{V} \cdot \left[T_3 \left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{PT}}} \right] - T_1 \left[\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{PC}} - 1 \right] \right] \quad (6)$$

L'équation (6) prouve que la réduction de la puissance produite de la turbine à gaz est due à l'augmentation du travail spécifique de compression, de la diminution du travail spécifique de la turbine et également à la limite $\left(\frac{P_1}{RT_1} \right)$ qui représente la baisse dans le débit massique d'air à l'admission du compresseur.

Si η_{PT} , η_{PC} , T_3 supposés comme constantes et il on suppose également qu'aucun changement dans le rapport de pression du compresseur se produit avec la variation de la température

ambiante, le rapport entre la puissance de la turbine à gaz correspondant à une certaine température ambiante et la valeur aux condition ISO on peut l'écrire comme [52] :

$$\frac{P_{TG}(T_1)}{P_{TG}(ISO)} = \frac{1 - C.T_1}{D.T_1} \quad (7)$$

Avec C et D sont des constantes pour un rapport de pression du compresseur β donné :

$$C = \frac{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \eta_{pc} - 1}{T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \eta_{pt}} \right)}, \quad D = \frac{1}{T_{ISO}} - C$$

L'équation (7) représente l'influence de la température ambiante sur la puissance de la turbine à gaz, supposant β en tant que constant. Dans la Fig 5.6, le rapport de la puissance est évalué pour différents rapports de pression de turbine à gaz pour une température d'entrée turbine $T_3 = 1400^\circ C$, $\eta_{pc} = \eta_{pt} = 0.9$ et un coefficient isentropique $\gamma = 1.4$.

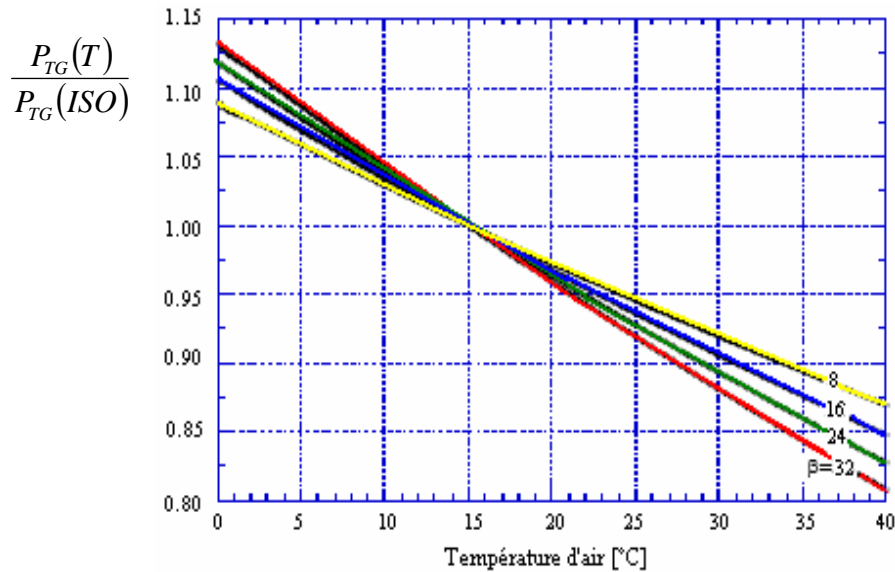


Fig 5.6 : Rapport de puissance de turbine à gaz en fonction du taux de compression et de la température ambiante [52]

De la Fig 5.6 on peut observer que les pertes dans la puissance sont plus élevées pour le taux de compression le plus grand. Cette remarque explique partiellement pourquoi les turbines à gaz aéroderivative (qui sont caractérisées par des valeurs plus élevées de rapport de pression de compresseur) sont plus sensibles aux fluctuations de la température ambiantes que des machines robustes standard.

3. Systèmes de refroidissement à l'admission du compresseur

Il y a plusieurs stratégies pour contrôler la dégradation de la puissance d'une turbine à gaz en raison des températures ambiantes élevées [5], [9]. Dans la Fig 5.7 les technologies les plus communes de refroidissement de l'air d'admission sont récapitulées. De cela les deux principales catégories sont: "*systèmes de refroidissement continu* " si aucun contact direct entre l'air entrant dans le compresseur et le fluide réfrigérant se produit, et "*systèmes de refroidissement par évaporation*" dans le quel l'effet de refroidissement est obtenu en mélangeant l'air au fluide réfrigérant. En particulier on a:

-*Systèmes de refroidissement continu* : le refroidissement d'air est réalisé en plaçant un échangeur de chaleur en amont du compresseur dans la conduite d'admission. L'eau ou d'autres fluides réfrigérants pourrait être la source froide. Dans ce dernier cas une installation réfrigérante est exigée. La réalisation la plus commune de ces systèmes est l'installation réfrigérante de compression ou d'absorption ou avec le stockage thermique d'énergie.

-*Systèmes de refroidissement par évaporation* : le principe de ces systèmes est le refroidissement de l'air par évaporation de l'eau. Il y a deux stratégies principales pour des systèmes de refroidissement par évaporation, la base de cette méthode est de mettre l'air et l'eau en contact : les systèmes traditionnels dans lesquels l'air est forcé dans un nid d'abeilles mouillé placé dans la conduite d'admission du compresseur, et la méthode d'injection de brouillard qui utilise un système de jet. Les systèmes hybrides combinent le concept de refroidissement par évaporation avec un autre type d'échangeur de chaleur (habituellement les échangeurs rotatifs).

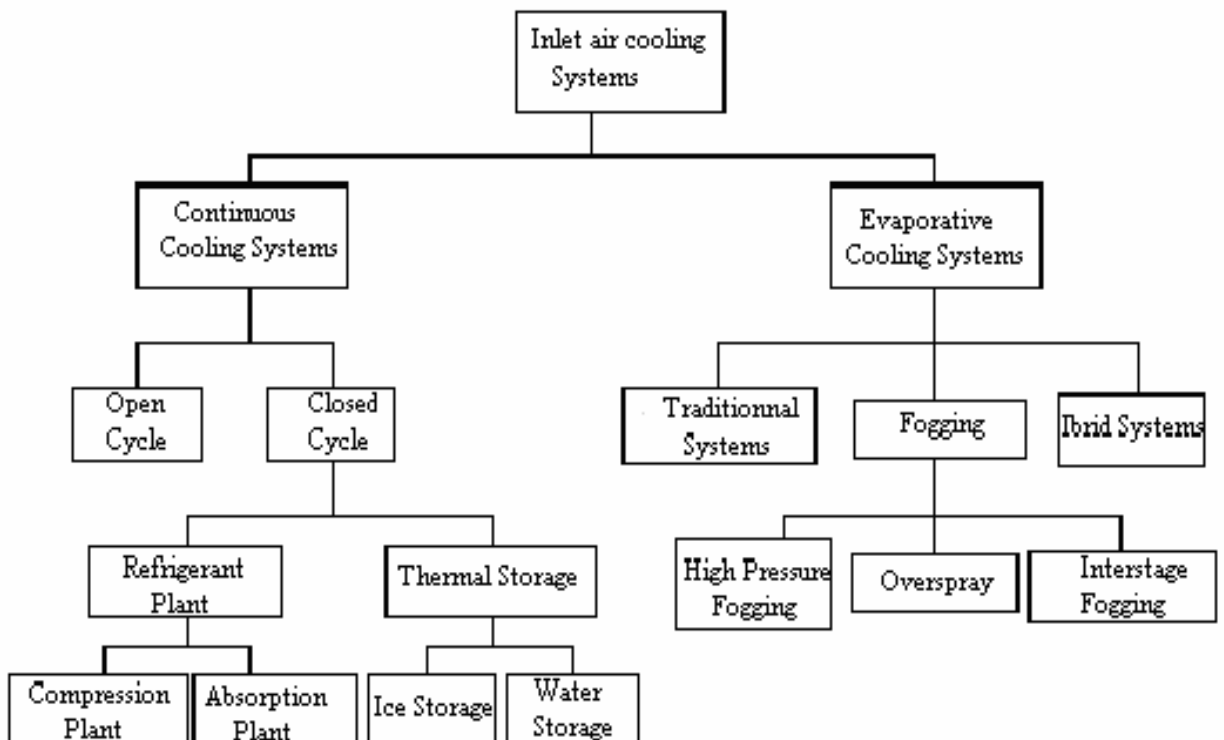


Fig 5.7 : Méthodes de refroidissement d'air à l'admission du compresseur [52]

3.1. Systèmes de refroidissement par évaporations traditionnelles:

Ce système emploie un nid d'abeilles mouillées pour l'évaporation de l'eau. La baisse de la température qu'on peut réaliser par cette méthode est fonction de la conception d'équipement d'une part et des conditions ambiantes d'autre part. En se referant à la Fig 5.8, l'efficacité du refroidissement est donné par :

$$eff = \frac{T_a - T_{ac}}{T_a - T_{wb}} \quad (8)$$

Une valeur typique pour eff s'obtient autour de 85 à 90 %. Ceci signifie qu'il n'est pas possible d'atteindre la température humide. Cette valeur dépend de la superficie de l'eau exposée au jet d'air et du temps de séjour. La baisse de la température (ΔT) peut être exprimée comme :

$$\Delta T = T_{1db} - T_{2db} = eff \cdot (T_{1db} - T_{1wb}) \quad (9)$$

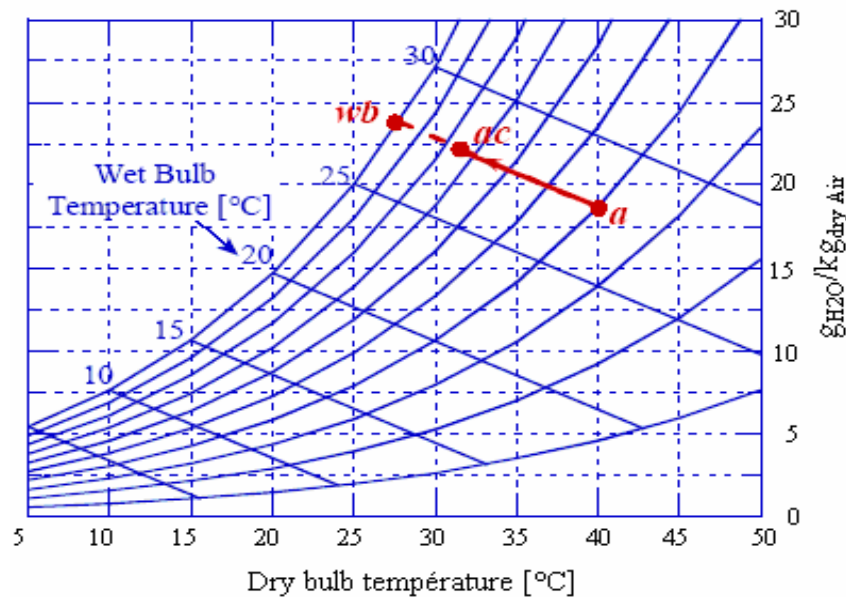


Fig 5.8: Diagramme psychrométrique du système du refroidissement par évaporation traditionnelle

3.2. Injection de Brouillard

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (de 70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau. Ceci signifie qu'une saturation adiabatique du taux du débit de masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. Sur la Fig 5.9 on présente un diagramme psychrométrique montrant le potentiel du brouillard. L'effet de la saturation adiabatique doit refroidir l'air de la température sèche (point a) à la température

humide (point de wb). Ceci signifie une valeur d'efficacité de refroidissement (eff) de près de 100 % [52].

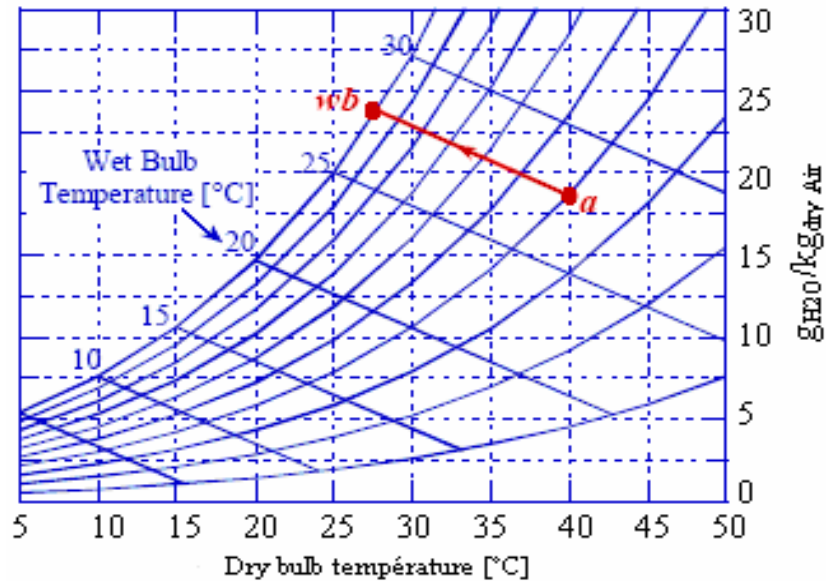


Fig 5.9 : Diagramme psychrométrique d'injection du brouillard (P=1.013bar)

En dépendance de l'endroit d'injection et la quantité de l'eau, on peut distinguer les méthodes d'injection de brouillard présentées ci-dessus :

a. Brouillard à haute pression (refroidissement par évaporation) : Dans ce cas la quantité d'eau injectée dans la conduite d'admission du compresseur est strictement nécessaire pour la saturation

d'air. Avec cette stratégie, l'eau d'évaporation est consommée avant que l'air rentre dans le compresseur.

b. Compression humide (Overspray fogging) : Toute l'eau injectée est plus que la quantité demandée

pour la saturation d'air. La quantité non évaporé rentre dans le compresseur là où l'évaporation se termine.

Le choix de la technique de refroidissement d'admission parmi les techniques disponibles n'est pas simple parceque beaucoup de paramètres tels que la température de l'air, l'humidité relative, la circulation d'air à l'entrée de la turbine à gaz, le nombre d'heures par jour d'augmentation de puissance doivent être considérés [10], [11]. Le tableau 1 en ANEXE A récapitule toutes les technologies de refroidissement. Parmi toutes les technologies de refroidissement disponibles, l'injection de brouillard à l'admission: brouillard à haute pression et la compression humide en eu au cours de ces dernières années, des applications à grande échelle, en raison de l'avantage du bas coût comparé aux autres techniques de refroidissement, couplée à

un besoin d'augmentation de puissance qu'on peut l'atteindre avec l'investissement minimal d'équipement. L'investissement le plus élevé a été obtenu en combinant l'injection du brouillard et la récupération de la chaleur dans un générateur de vapeur (HRSG). Ces dernières années, plusieurs centrales de cycle combiné utilisant des turbines à gaz ont adopté l'injection de brouillard comme une stratégie d'augmentation de puissance. Il est estimé qu'il y a plus de 1000 turbines à gaz qui emploient le refroidissement à l'admission par injection de brouillard à haute pression ou par la compression humide à travers le monde [52].

3.2.1. Quelques avantages du refroidissant par brouillard

Il existe un certain nombre d'avantages du refroidissement par injection de brouillard par rapport à d'autres technologies de refroidissement conventionnelles:

- Facilité de modification sur les turbines à gaz existantes.
- Prix réduit par gain de MW de toutes les technologies de refroidissement d'admission.
- Bas temps d'arrêt pour l'installation, en général 1 à 3 jours.
- Remboursement plus rapide, parfois moins que d'une année.
- Chute de pression dans la conduite d'admission négligeable

4. Technologie de brouillard pour l'amélioration des turbines à gaz

L'injection de brouillard à l'admission est une méthode de refroidissement d'air où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard de gouttelettes au moyen des becs de pulvérisation particulièrement conçus, fonctionnant à hautes pressions, 70 à 200 bar. Ce brouillard fournit le refroidissement quand il s'évapore dans la conduite d'air à l'admission d'une turbine à gaz. Cette technique permet de réaliser une efficacité de refroidissement évaporatif de 100 % pour atteindre la température humide à l'admission du compresseur.

Un système de brouillard à haute pression typique se compose d'une série de pompes fournissant l'eau déminéralisée à haute pression à une rangée de lances (becs) à brouillards localisés typiquement en aval des éléments du filtre à air d'admission. L'eau à haute pression est exigée pour les lances à brouillard parce que la taille des gouttelettes est proportionnelle, à une limite de pression P^a , où, la valeur de l'exposant "a" varie entre -0.5 et -0.2 et il dépendant du type du bec, les caractéristiques du liquide et la définition du diamètre de gouttelette [22]. Ces becs créent un grand nombre de petites gouttelettes de tailles variables (moins de 50 microns de diamètre), qui s'évaporent pendant qu'ils traversent le système de prise d'air de la turbine à gaz. Une grande turbine à gaz peut avoir une rangée de plusieurs centaines de bec.

5. Endroits des becs de brouillard

Divers solutions sont possibles pour localiser le champs des becs, à savoir, en aval du système de filtration à l'air d'admission et entre le silencieux et le trash Screen. La décision de localiser les rangées de becs dépend de plusieurs facteurs, y compris, la conception existante de conduite d'admission, le coût du système global et le temps de séjour des gouttelettes de brouillard. Parmi différents endroits disponibles, les tubulures de bec placer en amont du silencieux fournissent plus de temps de séjour et ils sont avantageux pour le refroidissement par évaporation et la survaporisation [33]. Pour éviter n'importe quelle possibilité d'endommagement provoquer par des objets étrangers, les tubulures des becs doivent être toujours installées en amont de trash screen.

Le temps de séjour est une considération importante qui doit être évaluée soigneusement. Typiquement, les gouttelettes de brouillard atteignent la vitesse du flux d'air en quelques millisecondes. Comme c'est montré dans la Fig 5.10, le temps de réponse pour qu'une gouttelette de brouillard atteigne la vitesse du courant d'air est une fonction de la taille des gouttelettes [53].

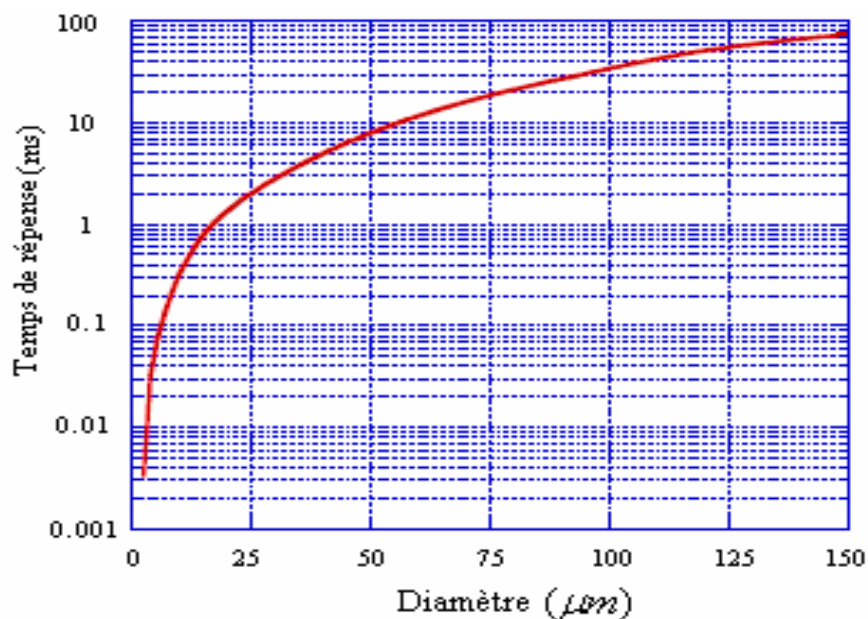


Fig 5.10 : Temps de réponse de gouttelette pour la vitesse du flux d'air en fonction du diamètre de gouttelette [42]

La Fig 5.11 ci dessous présente, un exemple d'optimisation de diverse position des becs basé sur la taille des gouttelettes, ceci en fonction de la vitesse du flux d'air, l'efficacité d'évaporation et le temps de résidence. Dans ce cas trois positions différentes pour le champ du bec sont prises en considération :

-Zone 1 : Près du boîtier du filtre d'admission après les filtres, là où la vitesse d'air est autour de 2.5 m/s avec un temps de séjour des gouttelettes approximativement 1 s. cette position est généralement employée pour des applications de refroidissement par évaporation du brouillard.

-Zone 2 : Après le silencieux où la vitesse est d'environ 12.7 m/s, cette position est également employée pour le refroidissement par évaporation du brouillard et pour la combinaison de sur-vaporisation. Le temps de séjour est de l'ordre de 0.4 s.

-Zone 3 : Dans la conduite près de l'admission du compresseur, ce qui est l'installation typique de sur- vaporisation (overspray), où le temps de résidence est de l'ordre de 0.2 s, la vitesse est également proche de 12.7 m/s.

La position des divers bacs dans la conduite devrait être choisie avec soin considérant la différence entre le spectre des tailles des gouttelettes produit et le temps de séjour, en installant la conduite de brouillard près du boîtier du filtre d'admission (inlet filter housing) (zone 1), où la vitesse du flux d'air est basse, et a comme conséquence un plus long temps de résidence et, en conséquence, une meilleure efficacité de refroidissement par évaporation et grande coalescence des gouttelettes.

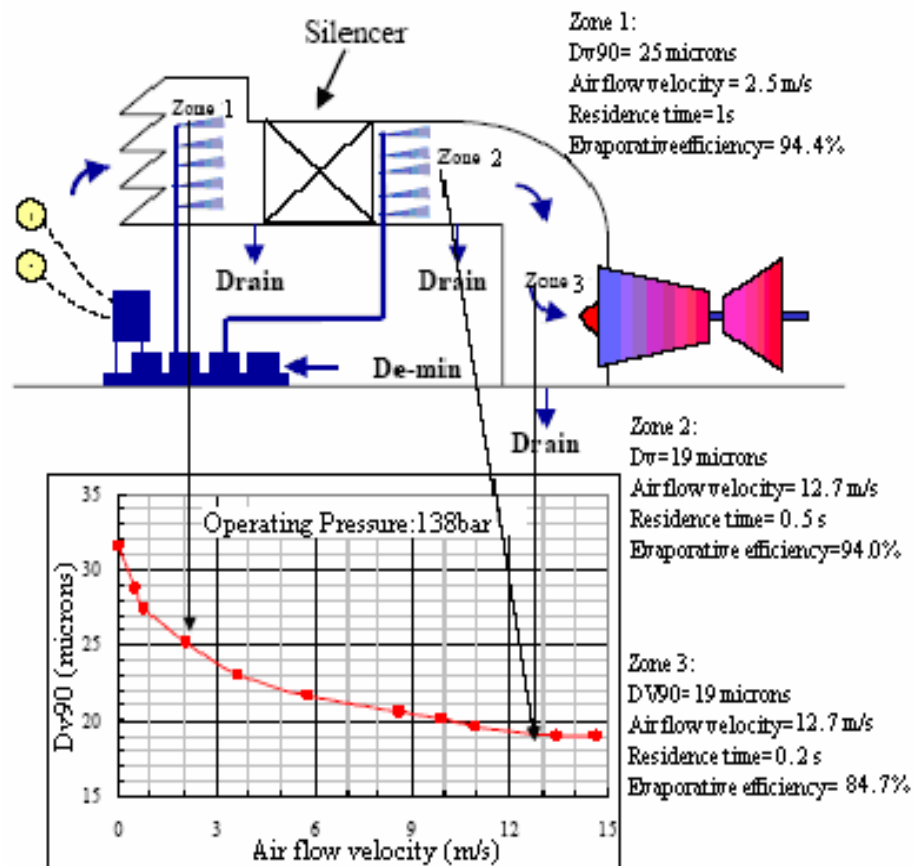


Fig 5.11 : Optimisation de la position des buses de brouillard [20]

En installant la tubulure des becs en aval du silencieux (zone 2), l'effet de coalescence est réduit sensiblement en raison du changement des conditions qui menant à la plus grande dissolution des gouttelettes à des débits plus élevés et au temps de réponse rapide des plus petites gouttelettes à la vitesse élevée du flux d'air. De grandes et petites gouttelettes sont séparées dans différents chemins d'écoulement, et leurs collisions sont considérablement réduites, menant à la minimisation de l'effet de coalescence et d'avoir par conséquent des gouttelettes de petites tailles qui peuvent s'évaporer durant le temps de séjour accordé.

Vu la discussion présentée ci-dessus, la position des becs dans la conduite devrait être choisie en tenant compte de la différence de la taille des gouttelettes et du temps de séjour dans la conduite.

6. La compression humide

La compression humide (dans la sur-vaporisation et l'injection inter-étages) est le résultat d'injection des gouttelettes de brouillard dans le compresseur à écoulement axial de la turbine à gaz. Le compresseur d'un cycle de turbine à gaz consomme une quantité non négligeable de la puissance produite par la turbine comme la Fig 5.12 le montre. Un des principaux avantages de la sur-vaporisation est l'augmentation de la puissance délivrée à cause de la diminution du travail de compression lié à l'évaporation continue de l'eau dans le compresseur. Les autres facteurs qui contribuent pour augmenter la puissance sont : (1) augmentation dans le débit traversant la turbine ; et (2) l'augmentation de la chaleur spécifique du mélange traversant la turbine à gaz. Typiquement, la quantité de la sur-vaporisation est dans la plage de 0.5 à 2 % du débit d'air saturé de la turbine à gaz [52].

Le concept de la compression humide est aussi vieux que le développement de la turbine à gaz, Kleinschmidt [54] a noté que la compression humide à un meilleur effet que le refroidissement intermédiaire en améliorant les performances du cycle de turbine à gaz tel que la chaleur enlevée de l'air est retournée au fluide de fonctionnement sous forme de vapeur. Son analyse prouve encore que la compression humide non seulement augmente le rendement de la turbine à gaz pour un rapport de compression donné mais augmente également le rapport de compression du cycle auquel le rendement maximum se produit pour une valeur donnée de la température d'admission de la turbine à gaz.

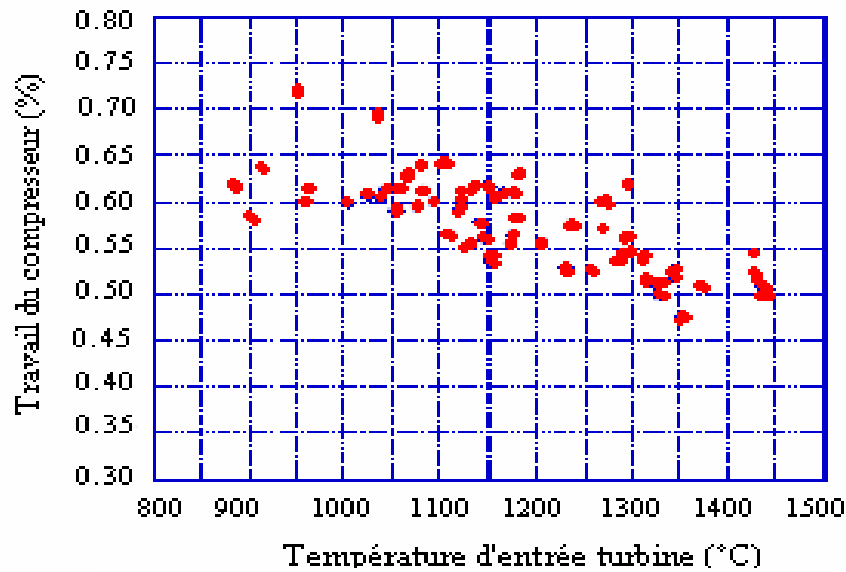


Fig 5.12 : Travail consommé par le compresseur en fonction de la température d'entrée turbine [52]

7. Augmentation de la puissance

Dans le cas où des gouttelettes ne seraient pas évaporées dans le temps accordé, elles peuvent traverser le compresseur et amplifier la puissance tout en s'évaporant dans le compresseur. La Fig 5.13 montre l'amélioration progressive dans la puissance avec l'augmentation de la quantité d'eau pulvérisée avec le flux d'air d'admission pour des conditions psychrométriques ambiantes données. L'augmentation du nombre de buses explique la plus grande quantité d'eau injectée qui influe sur la puissance.

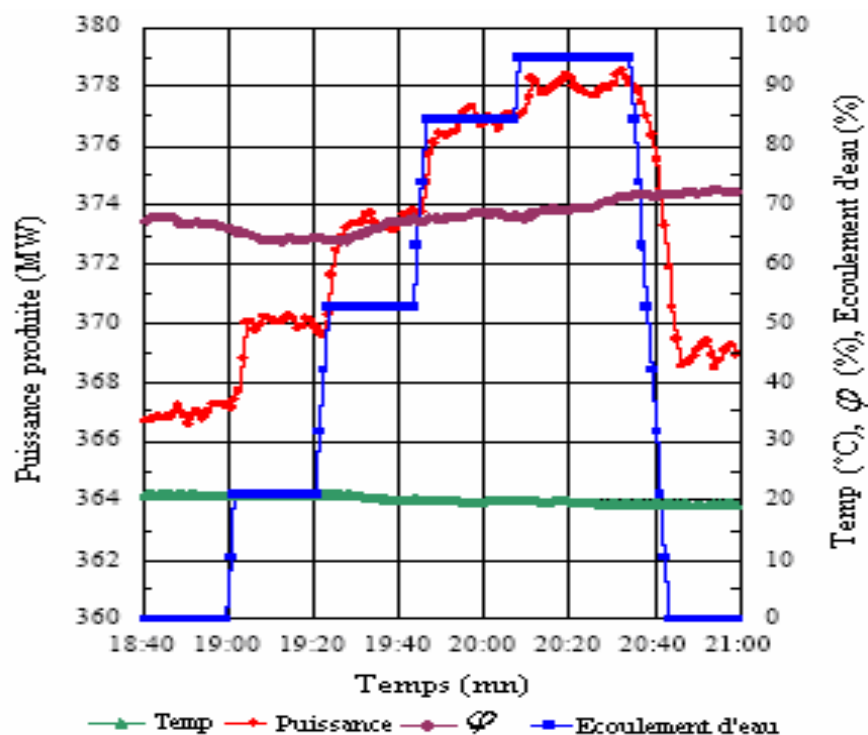


Fig 5.13 : Augmentation de la puissance due au brouillard dans l'écoulement d'air [52]

8. Processus de compression humide

8.1. Refroidissement par évaporation à l'entrée du compresseur

Le refroidissement à l'entrée du compresseur peut être une partie de la compression humide. Quand l'air est humide sa température diminue, et à la saturation atteint une valeur plus basse. La diminution dans la température d'air dépend de la température ambiante et l'humidité relative φ [55].

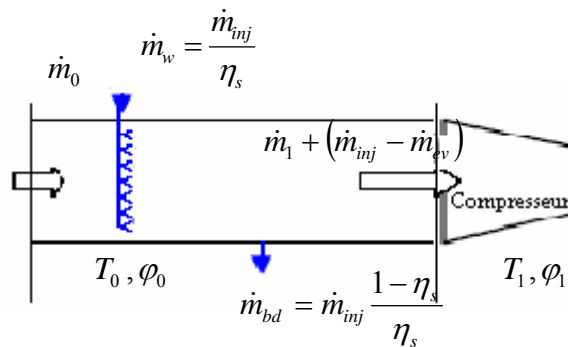


Fig 5.14 : L'admission du compresseur dans le cas d'injection de brouillard [52]

L'humidité (le rapport entre la vapeur et l'air) est donnée par :

$$\omega_0 = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} = 0.622 \frac{\varphi_0 P_{sv}}{P_0 - \varphi_0 P_{sv}} \quad (10)$$

Quand l'air à l'admission est humidifié, le changement d'enthalpie est donné par :

$$h_1 - h_0 = (\omega_1 - \omega_0) h_{e0} \quad (11)$$

$$\text{Alors ; } (\omega_1 - \omega_0) h_{e0} = [1.005T_1 + \omega_1(2501 + 1.859T_1)] - [1.005T_0 + \omega_0(2501 + 1.859T_0)] \quad (12)$$

Si on résout l'équation (12) on peut trouver la température de l'air après l'humidification (T_1).

$$\text{Quand l'air est saturé son humidité est donné par : } \omega_1 = 0.622 \frac{\varphi_1 P_{sv}}{P_1 - \varphi_1 P_{sv}}$$

8.2. Compression humide

La compression humide diffère fondamentalement du processus de compression sec [26].

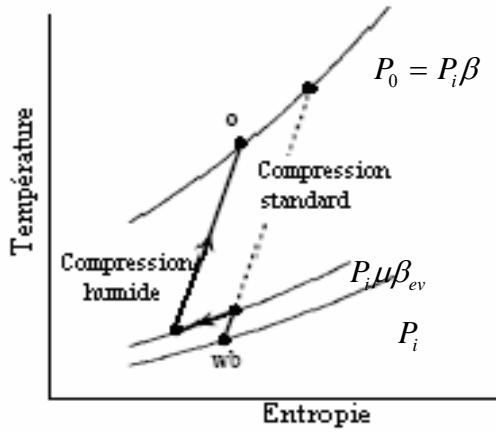


Fig 5.15 : Processus de compression avec présence de survaporisation [52]

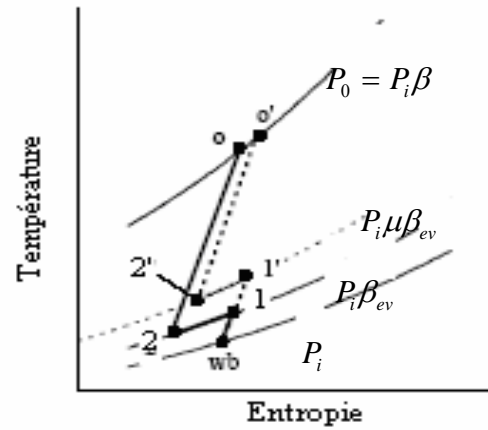


Fig 5.16 : Processus de compression avec survaporisation considérant des gouttelettes avec différents diamètres [52]

Le processus de compression humide idéale est donné par [26] :

$$\frac{dp}{p} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} + \frac{L d\omega}{R dT} \right) \frac{dT}{T} \quad (13)$$

De l'équation (13) on peut voir que le terme $\frac{d\omega}{dT}$ joue un rôle très important, car il fait la différence de la compression sec. L'index isentropique du processus de la compression humide est donné par :

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} + \frac{L d\omega}{R dT} = \frac{k}{k-1} \quad (14)$$

Le processus de la compression humide dépend de l'augmentation dans l'entropie de l'air

$$\Delta S = \frac{1}{\gamma-1} \frac{n-\gamma}{n-1} R \ln \frac{T_2}{T_1} \text{ et du taux d'évaporation } \frac{d\omega}{dT}.$$

$$\frac{\Delta p}{p} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} + \frac{L d\omega}{R dT} - \frac{1}{\gamma-1} \frac{n-\gamma}{n-1} \right) \frac{dT}{T} \quad (15)$$

L'index poly tropique est donné par :

$$\frac{k}{k-1} = \frac{\gamma}{\gamma-1} + \frac{L d\omega}{R dT} - \frac{1}{\gamma-1} \frac{n-\gamma}{n-1} \quad (16)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Le travail de compression diminue à cause de l'évaporation continue dans le compresseur. Si l'évaporation de l'eau est complète à la sortie du compresseur, dans ce cas le travail de compresseur

est donné comme suit :

$$w_C = h_{a2} - h_{a1} + \omega_1(h_{v2} - h_{v1}) + \Delta\omega h_{v2} + \Delta\omega(h_{v2} - h_{v1}) \quad (17)$$

Dans la chambre de combustion une quantité de combustible est ajouté pour faire chauffé la vapeur à la température d'entrée turbine,

$$q_{CC} = h_{a2} + \Delta\omega h_{v2} + \eta_{CC} \times LHV \times f = h_{g3}(1 + f) + \Delta\omega h_{v3} \quad (18)$$

Le travail de la turbine est donné par :

$$w_T = h_{g3}(1 + f) + \Delta\omega h_{v3} - h_{g4}(1 + f) + \Delta\omega h_{v4} \quad (19)$$

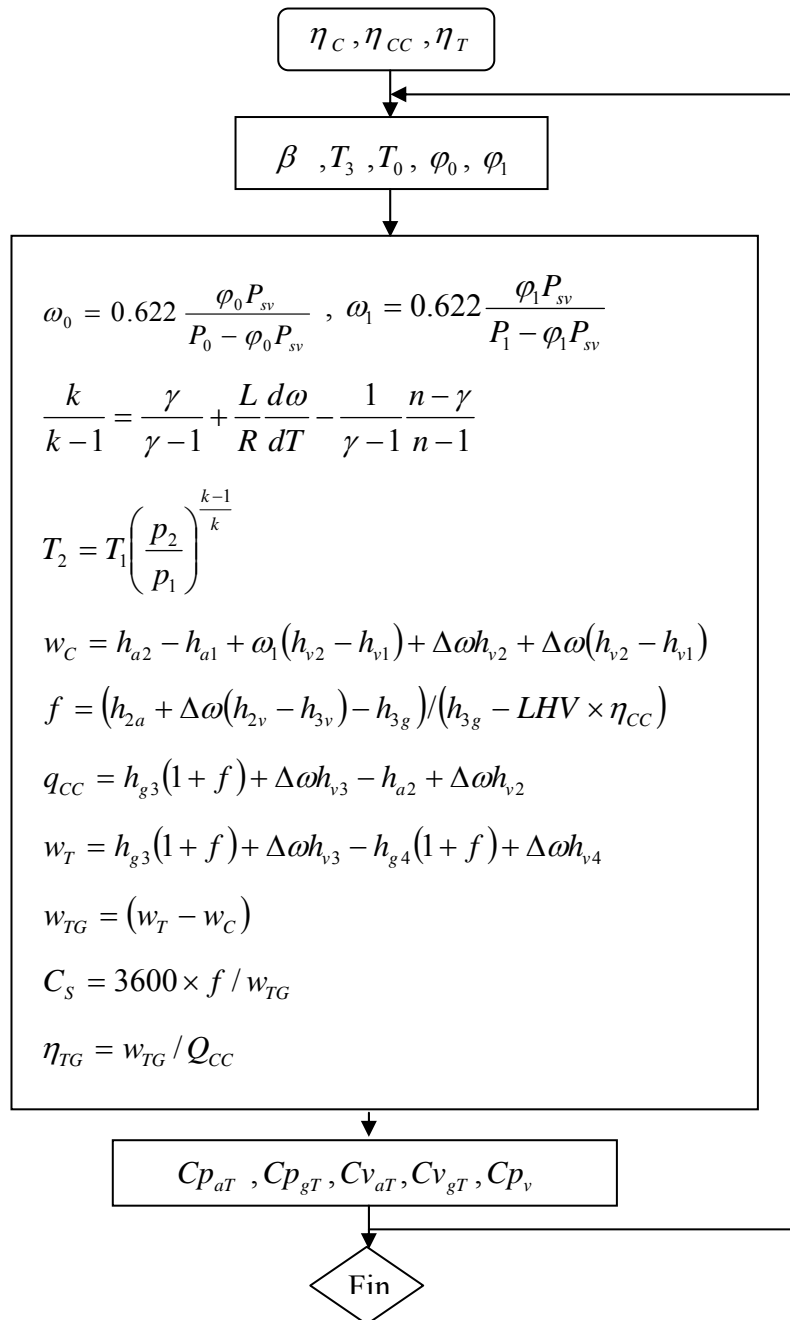


Fig 5.17 : Organigramme du cycle simple avec injection de brouillard

8.2.1. Résultats

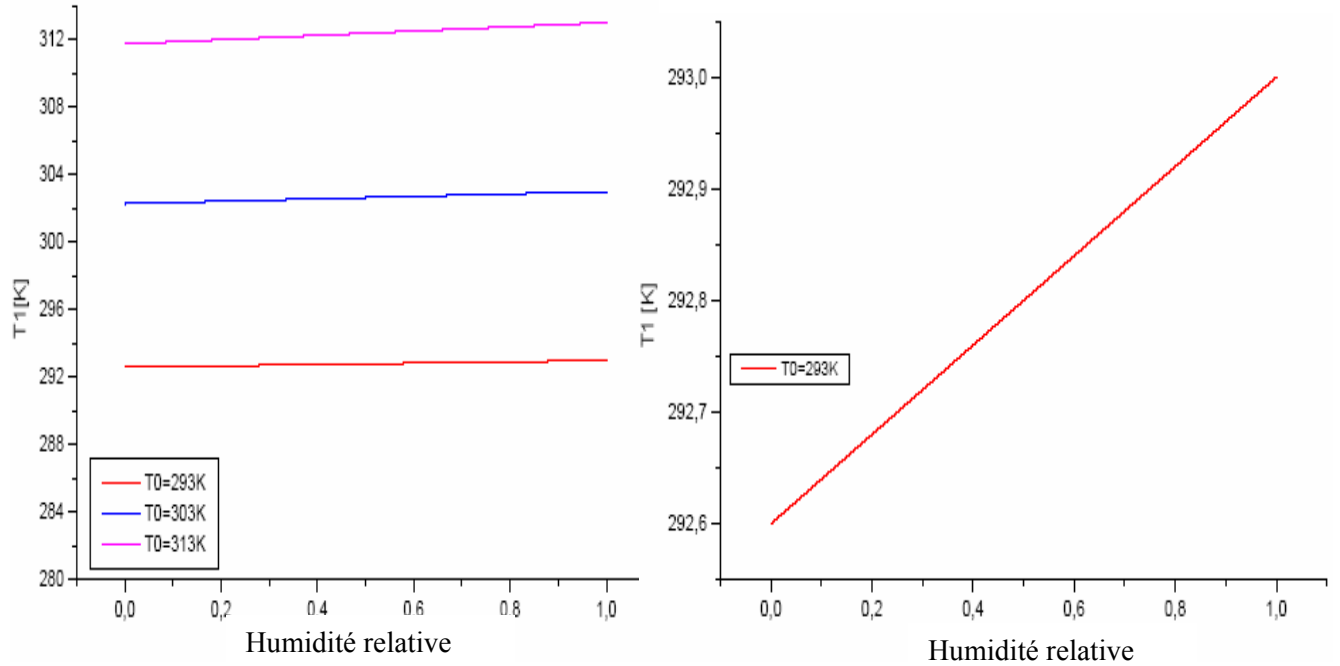


Fig 5.18 : Température d'entrée compresseur après refroidissement

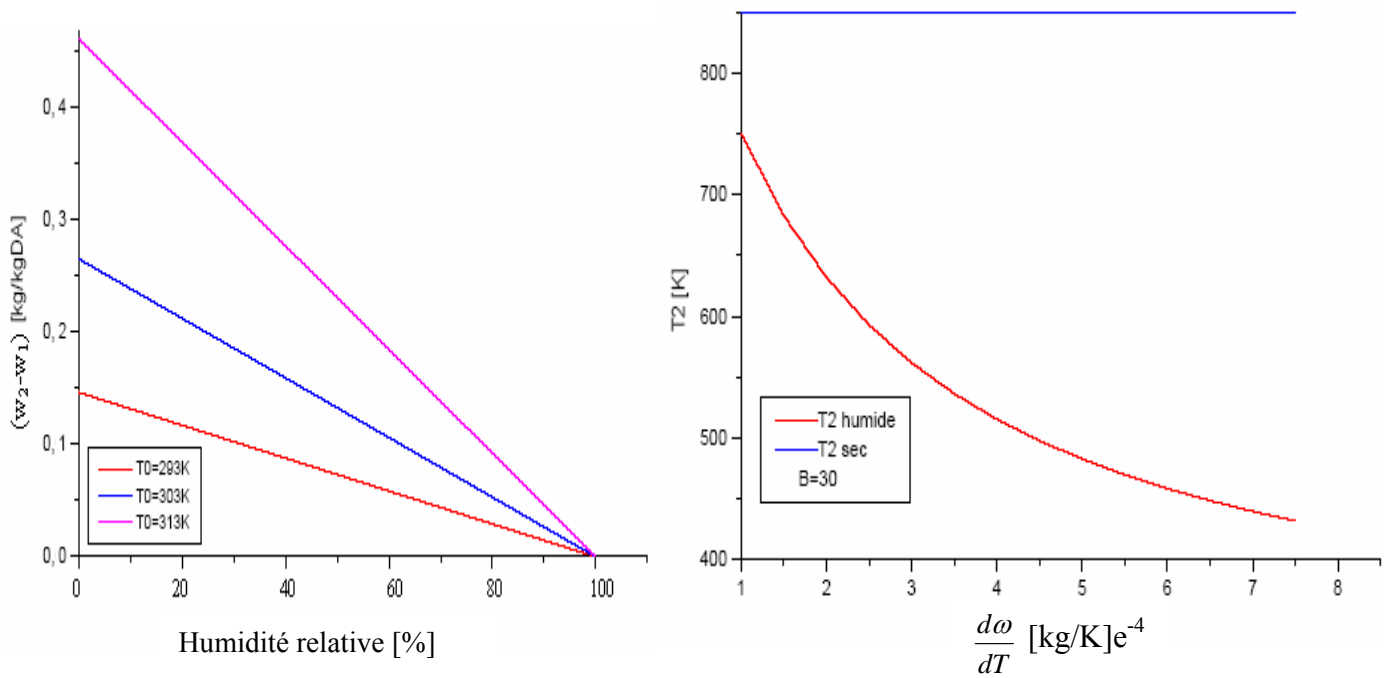


Fig 5.19 : La quantité d'eau évaporée à l'entrée du compresseur

Fig 5.20 : Variation de la température sortie compresseur en fonction du taux d'évaporation

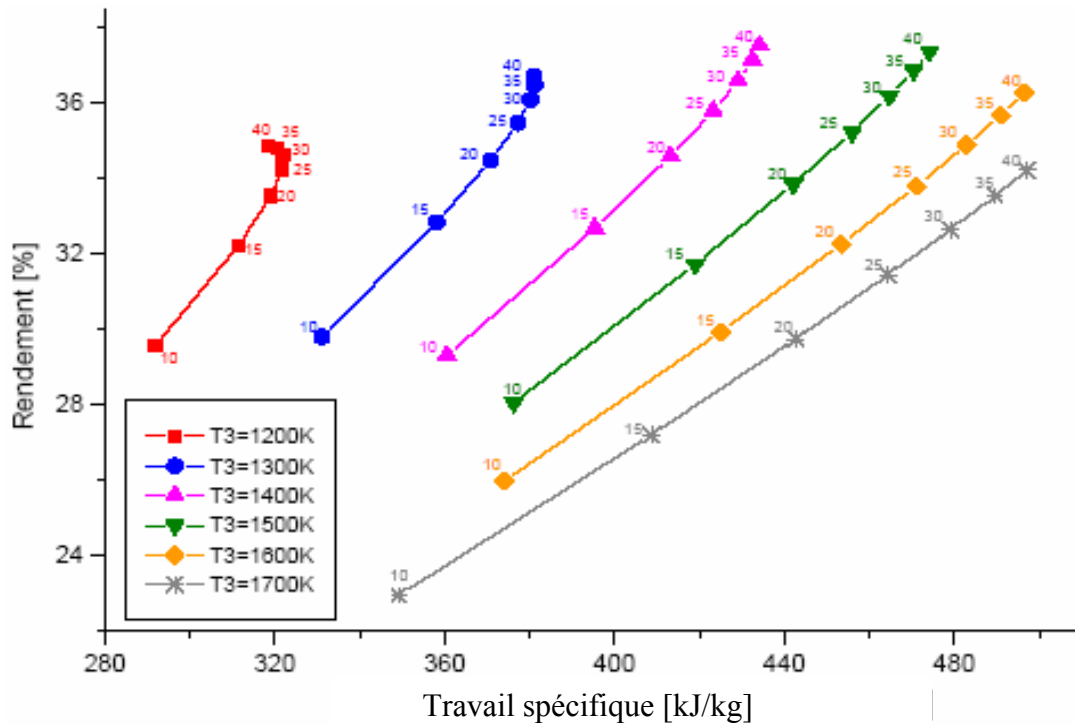


Fig 5.21 : Variation du rendement en fonction du travail spécifique

- Les Fig 5.18 et 5.19 représentent la variation de la température d'entrée compresseur après refroidissement et la quantité d'eau évaporée à l'admission du compresseur pour différentes valeurs de la température ambiante et d'humidité relative. De ces figures on peut conclure que après une humidité de 80 %, le refroidissement à l'entrée du compresseur n'est pas vraiment effective.

- La variation de la température de fin de compression T_2 en fonction du taux d'évaporation pour un taux de compression égale à 30 est représentée dans la Fig 5.20. Tel qu'on le voit la chute continue de la température T_2 (chute de T_2 est accompagnée nécessairement par une chute du travail du compresseur w_c) avec l'augmentation du taux d'évaporation pour atteindre la valeur 440 K lorsque le taux de compression atteint la valeur $7.5 \cdot 10^{-4} \text{ kg/K}$.

-La variation du rendement en fonction de la puissance pour un taux de compression pris égal à $7.5 \cdot 10^{-4}$ [56] est représentée dans la Fig 5.21. Après la température d'entrée turbine $T_3 = 1500 \text{ K}$ le rendement diminue avec l'augmentation de la température d'entrée turbine.

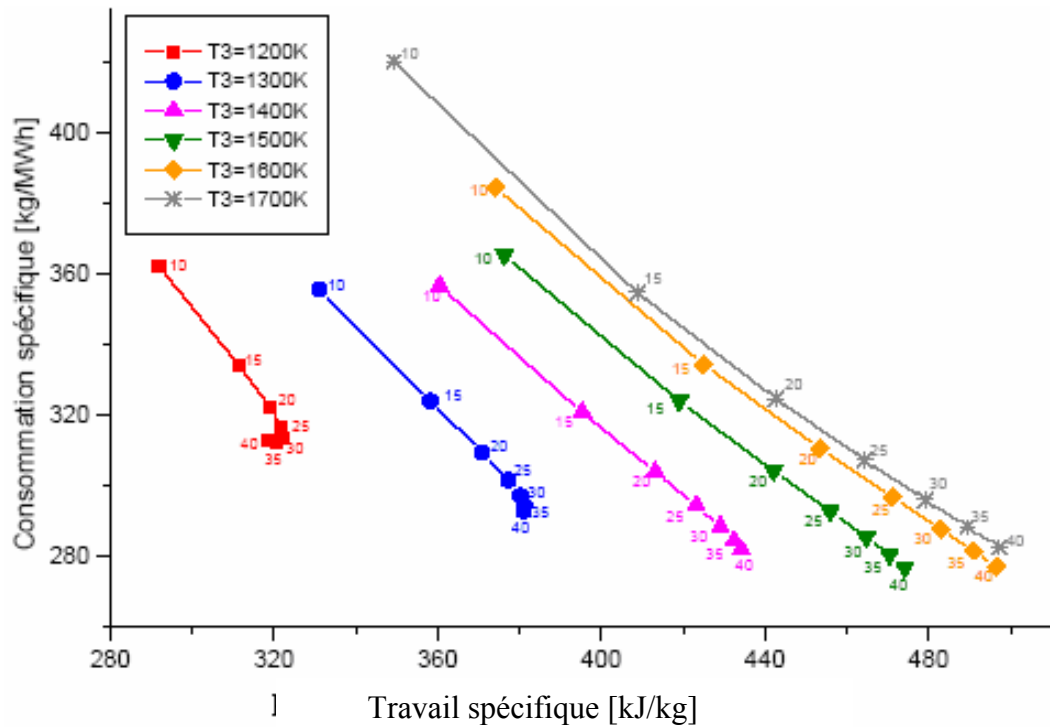


Fig 5.22 : Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique

La Fig 5.22 permet de donner une idée sur la variation de la consommation spécifique en fonction de la puissance pour un taux d'évaporation pris égal à $7.5 \cdot 10^{-4}$. On peut voir que pour de hauts taux de compression la consommation spécifique diminue avec l'augmentation de la puissance.

9. Conclusion

La température ambiante élevée réduit la densité de l'air alors que le refroidissement de l'air de compression est considéré comme une méthode efficace d'augmentation de puissance pour les turbines à gaz simple et combiné neuves ou existantes. Les résultats obtenus prouvent que le refroidissement par brouillard peut apporter des incréments significatifs sur la puissance et de même il réduit la consommation du carburant.

Chapitre 6 : Injection de vapeur

1. Introduction

Maximiser le rendement des turbines à gaz aura comme conséquence des charges thermiques accrues sur les composants chauds qui provoque l'échec prématuré des matériaux et des émissions plus élevées de NO_x. Plusieurs études proclament que la technologie et les techniques disponibles aujourd'hui sont capables de pousser l'efficacité thermique plus haut et de doubler également la puissance avec une meilleure commande du rapport air-carburant et des températures de la flamme, toutefois que le rendement thermique et la puissance augmentent, la température d'admission de la turbine augmentera également de 1700K à 2200K, qui est plus haute que la température de fonte des aubes environ 1850K. Au cours des dernières années, beaucoup de solutions ont été proposées pour réduire autant que possible la charge thermique des éléments du moteur et améliorer la longévité des composants. L'utilisation d'un film d'air de refroidissement pour réduire ces charges thermiques n'a pas réduit le problème des émissions de polluants, ils ont trouvé que dans la région proche de la paroi lorsque le film l'air de refroidissement est utilisé, les réactions chimiques ne peuvent pas être possibles à cause de la température d'air qui est relativement basse. Cependant, la température d'air au centre de la zone primaire devient si haute qu'elle a comme conséquence des émissions plus élevées de NO_x. Ces points chauds localisés peuvent produire de 25-30 ppm de NO_x et les spots froids localisés peuvent également avoir comme conséquence une plus haute partie de CO dans l'échappement. Ainsi, même lorsque la zone globale de combustion est bien maintenue au-dessous de la température seuil de formation de NO_x (1500-1650°C), les niveaux de NO_x seront toujours affectés par ces spots chauds et froids localisés. Cette situation produira donc des niveaux combinés globaux d'émissions de CO et NO_x, qui sont indésirables voir Fig 6.1.

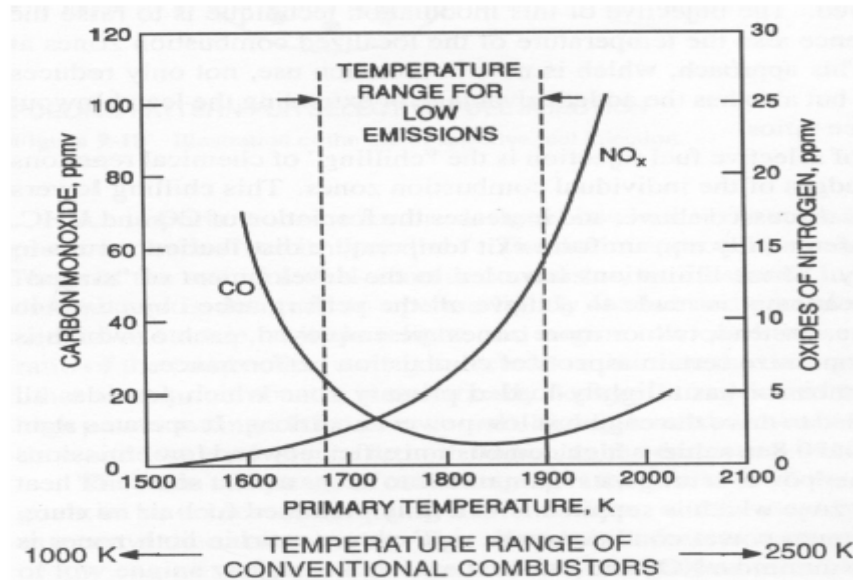


Fig 6.1 : Influence de la température de la première zone sur l'émission de CO et NOx [57]

2. Production des polluants atmosphériques

D'un degré à un autres nous vivons tous avec la pollution atmosphérique. Qui est plus accentuée autour des usines qui brûlent du combustible fossile dans nos grandes villes. Tony Giampaolo [7] a identifié les composants de la pollution atmosphérique comme hydrocarbures, oxyde de carbone, oxydes de soufre, et oxydes d'azote. On a également déterminé que, sur une base mondiale, la nature produit plus de polluant de trois fois la quantité d'oxydes du soufre et dix fois la quantité d'oxydes d'azote que les machines. Les produits de la combustion dans les turbines à gaz sont détaillés dans le tableau suivant.

Tableau 6.1 : Produits de combustion dans une turbine à gaz

Constituant	Par masse (%)	Remarques
N ₂ – Nitrogène	74.16	Dans la plupart inerte, de la part de l'atmosphère.
O ₂ – Oxygène	16.47	De l'excès d'air.
CO ₂ – Bioxyde de carbone	5.47	Produit d'une combustion complète.
H ₂ O – L'eau	2.34	Produit d'une combustion complète.
A – Argon	1.26	Inerte, de la part de l'atmosphère
UHC – Hydrocarbure non brûlés	Trace	Produit d'une combustion incomplète.
CO – mono Oxyde de carbone	Trace	Produit d'une combustion incomplète.
NO _x – Oxyde d'azote	Trace	Fixation de N ₂ de l'atmosphère Formé pendant la combustion
<ul style="list-style-type: none"> ◆ Thermique ◆ Organique 		
SO _x – Oxyde de sulfure		Sulfure dans le carburant

Oxyde de carbone (CO) : Les émissions d'oxyde de carbone dépendent de la conception de la chambre de combustion, spécifiquement la zone primaire de la chambre de combustion. De nouvelles conceptions de chambre de combustion sont évaluées pour réduire ces émissions. Dans l'intérim, le CO peut être efficacement traité avec un convertisseur catalytique.

Oxydes d'azote (NO_x) : Ces oxydes sont formés par deux mécanismes : NO thermique et NO organique. Le mécanisme prédominant dans la formation de NO_x dans des chambres de combustion de turbines à gaz dépend des conditions telles que la température de réaction, le temps de résidence à une température élevée, le rapport de carburant/air dans et après la zone de réaction de combustion, la composition en carburant, la géométrie de la chambre de combustion, et le modèle de mélange à l'intérieur de la chambre de combustion.

- NO thermique dépend des températures extrêmes, et il est donc produit dans les régions les plus chaudes de la chambre de combustion. L'injection de l'eau et de vapeur contribue à réduire la température de combustion à une charge donnée.
- Le NO organique est formé pendant la combustion par la combinaison chimique des atomes d'azote, qui font partie de la molécule de carburant, et de l'oxygène dans l'air. La quantité de NO organique produit est affectée par la teneur en azote du carburant, du rapport de carburant/air, et des techniques de réduction telles que l'injection de l'eau et de vapeur.

Généralement les émissions d'oxyde d'azote augmentent directement proportionnellement avec l'augmentation de la température de combustion suivant les indications du schéma Fig 6.1. Les modifications dans la conception de chambres de combustion d'un certain nombre de modèles de turbine à gaz ont déjà démontré que les réductions significatives de NO_x sont réalisables.

Un autre facteur influençant le degré de niveau de polluant dans l'atmosphère est le temps nécessaire pour chaque constituant pourra être consommé par les divers mécanismes disponibles. Comme le montre le tableau 6.2, des oxydes d'azote peuvent durer jusqu'à 5 jours tandis que l'oxyde de carbone peut durer jusqu'à 3 ans [7].

Tableau 6.3 : Durée de vie de quelque élément dans l'atmosphère

Emissions	Durée de vie
CO	1-3 année
NO	1/2 - 1 jours
NO ₂	3 - 5 jours
HC (comme CH ₄)	1.5 jours
SO _x	3 - 4 jours
P-M	Une heure à un jour (troposphère) Un jour à une année (stratosphère)

Les règlements actuels de l'agence de protection de l'environnement (EPA : Environmental Protection Agency) ont promulgué des normes de plus en plus restrictives des limites des émissions de NO_x. Par conséquent afin d'essayer de réduire ces émissions de NO_x, ils ont trouvé que l'injection de la vapeur dans une chambre de combustion de la turbine à gaz peut réduire ces émissions de NO_x [58].

3. Injection de vapeur

Parmi beaucoup de technologies bien prouvées, le cycle combiné est peut-être la manière la plus populaire de récupérer l'énergie des gaz d'échappement, et l'énergie récupérée est employée réellement pour amplifier la capacité et l'efficacité dans la production d'électricité. Pour un cycle combiné, la compatibilité entre le cycle supérieur (cycle de turbine à gaz) et le cycle inférieur (cycle de turbine à vapeur) est importante pour les performances globales.

En 1976 Cheng [59] proposa un cycle de turbine à gaz dans lequel la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz sert à produire la vapeur dans un générateur (récupérateur de chaleur) comme le montre la Fig 6.2. Cette vapeur est injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, ayant pour résultat un gain d'efficacité et une augmentation de puissance. Le cycle s'appelle généralement le « cycle de CHENG- » ou « cycle d'injection de vapeur ». L'utilisation d'une turbine à vapeur pour la détente de la vapeur, c.-à-d. appliquant un cycle combiné au lieu du cycle de Cheng, donne des gains plus élevés du rendement. Le rendement admis aujourd'hui pour le cycle combiné est de 55 %, avec une élévation de puissance environ de 30 à 50 % de la puissance du cycle simple.

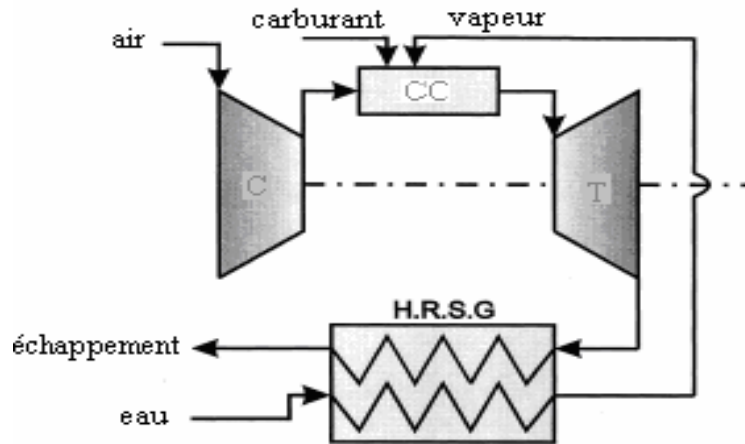


Fig 6.2 : Cycle de Cheng

Pour la cogénération et les applications des cycles combinés, la vapeur est un excellent choix pour le contrôle des émissions des turbines à gaz. C'est dû non seulement à la disponibilité de la vapeur aux conditions appropriées, mais également de l'amélioration substantielle qui peut être réalisée dans le taux de chaleur de la turbine à gaz.

3.1. Description

L'injection de la vapeur dans une turbine à gaz (TAG) pour augmenter la puissance représente une combinaison du cycle de Brayton avec celui de Rankine. Le cycle ainsi constitué porte parfois le nom de cycle de Cheng. Le fonctionnement est illustré dans le schéma de la Fig 6.2. D'un point de vue conceptuel, le cycle est semblable au cycle combiné gaz-vapeur. Toutefois, dans le cycle combiné, les écoulements du fluide de travail dans la turbine à gaz et dans la turbine à vapeur sont physiquement séparés alors que dans le cycle TAG avec injection de vapeur, la vapeur se détend avec les gaz comburés dans la même turbine. Le débit massique de la vapeur injectée ne dépasse généralement pas 15 à 20 % du débit massique d'air à l'entrée du compresseur.

L'injection de vapeur permet d'augmenter le rendement thermique et la puissance délivrée. Pour une température d'entrée turbine fixée, il faut fournir du combustible supplémentaire pour élever la vapeur injectée jusqu'à la température spécifiée. Toutefois, la puissance additionnelle produite par la détente de cette vapeur dans la turbine compense largement cet apport supplémentaire d'énergie, et le rendement thermique global est ainsi augmenté [51].

Sur une base énergétique, la vapeur contient plus d'énergie que l'air ; le Cp de la vapeur est approximativement deux fois celui de l'air. Le gain de rendement et de puissance par injection de vapeur est d'environ 4 % pour chaque 1 % de vapeur injectée (où % de vapeur

injecté se rapporte à l'écoulement principal de turbine). Le graphique suivant en Fig 6.3 montre l'effet d'une injection constante de 5 % de vapeur sur la puissance d'une turbine à gaz typique. Pour un but comparaison, la variation de la puissance par rapport à la température ambiante est montrée pour la même turbine sans injection de vapeur.

3.2. Domaine d'application

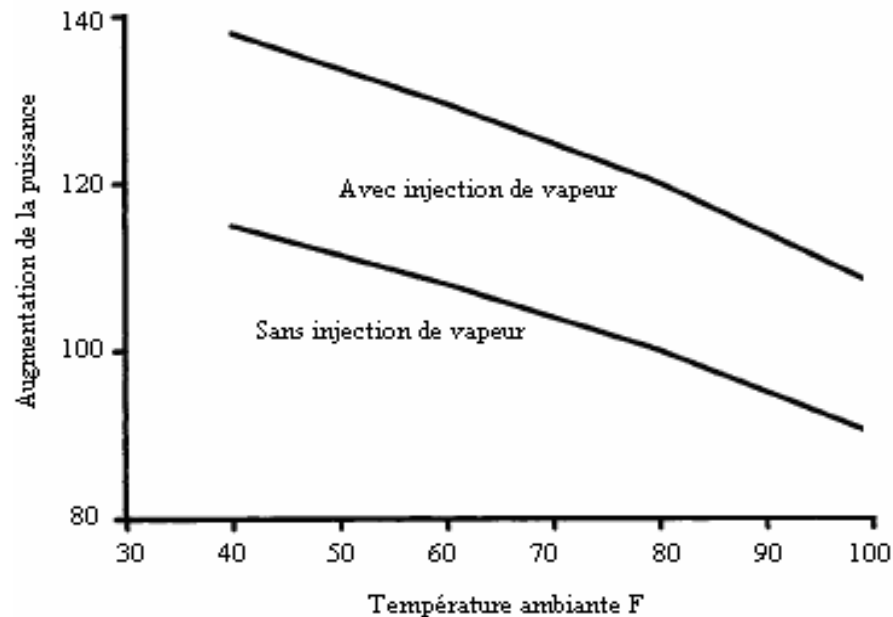


Fig 6.3 : Augmentation de puissance avec injection de vapeur [32]

Les cycles combinés gaz-vapeur offrent les meilleurs rendements et des coûts plus bas pour la production d'énergie électrique dans les installations de grande puissance (plus de 50 MW). Pour les installations plus petites, le coût de la turbine à vapeur du cycle combiné représente une part importante du coût global de l'installation. Pour ces installations de petite et moyenne puissance, la turbine à gaz avec injection de vapeur (notée TGIV) offre une série d'avantages, dont on retiendra les suivants [51]:

- Faible coût de l'équipement (environ 450\$ par kWe installé, à comparer avec 250\$ par kWe pour une TAG en cycle simple, 500\$ par kWe pour un cycle combiné classique, et 1400\$ par kWe pour une centrale thermique au charbon);
- Construction et installation très rapide
- Bon rendement thermique à charge partielle
- Installations de tailles réduites

-Grande flexibilité de fonctionnement pour les installations de cogénération. Par exemple, pour les installations reliées à un circuit de chauffage de bâtiment, la vapeur peut alimenter le circuit de chauffage en hiver, et peut être injectée dans la turbine pour produire davantage d'électricité en été. Cette flexibilité permet de s'adapter facilement à une demande fluctuante de chaleur et de puissance électrique;

-Réduction des émissions polluantes, particulièrement en NO_x . L'injection de vapeur a pour effet d'homogénéiser la température dans la chambre de combustion et de réduire la température des "zones" chaudes, qui sont responsables de la formation des NO_x . Les TGIV permettent ainsi d'atteindre sans difficulté des émissions en NO_x inférieures à 25 ppm, qui est le seuil légal actuel dans un grand nombre de pays industrialisés.

-On conclut que les TGIV ont des domaines d'application bien définis. Malgré l'intérêt manifeste de cette technologie, il y a relativement peu de constructeurs qui proposent des TAG adaptées à l'injection de vapeur.

3.3. Étude paramétrique

Pour l'étude thermodynamique du cycle, nous nous référons au schéma de principe de la Fig 6.4. On note \dot{m}_v / \dot{m}_a est le rapport du débit massique de vapeur sur celui de l'air à l'entrée du compresseur:

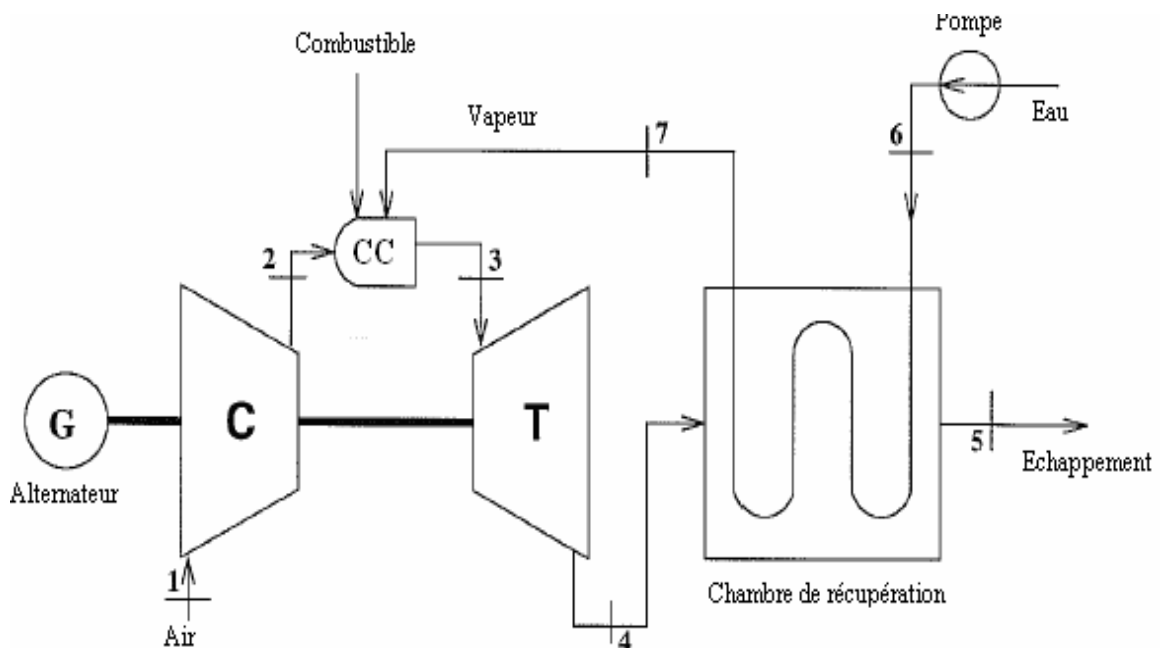


Fig 6.4 : Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz avec injection de vapeur

$$w_{TG} = \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (6.1)$$

La chaleur fournie au fluide dans la chambre de combustion est donnée par:

$$q_{CC} = \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)h_3 - h_2 - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}h_7 \quad (6.2)$$

Un bilan enthalpie sur la chaudière de récupération aboutit à:

$$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}(h_7 - h_6) = \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)(h_4 - h_5) \quad (6.3)$$

Éliminant h_7 des équations (3.2) et (3.3), nous nous arrivons à:

$$Q_{CC} = \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)h_3 - h_2 - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}h_6 - \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)(h_4 - h_5) \quad (6.4)$$

En réarrangeant les termes, nous avons à:

$$q_{CC} = \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) + \left(1 + f + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}\right)h_5 - h_1 - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}h_6 \quad (6.5)$$

Le rendement thermique du cycle :

$$\eta_t = \frac{w_{TG}}{q_{CC}} \quad (6.6)$$

3.4. Etude numérique

3.4.1. Cycle simple avec injection de vapeur

Pour étudier les performances du cycle simple avec injection de vapeur avec une fraction de débit injectée $S = 5\%$ on suit les étapes illustrées dans l'organigramme ci dessous :

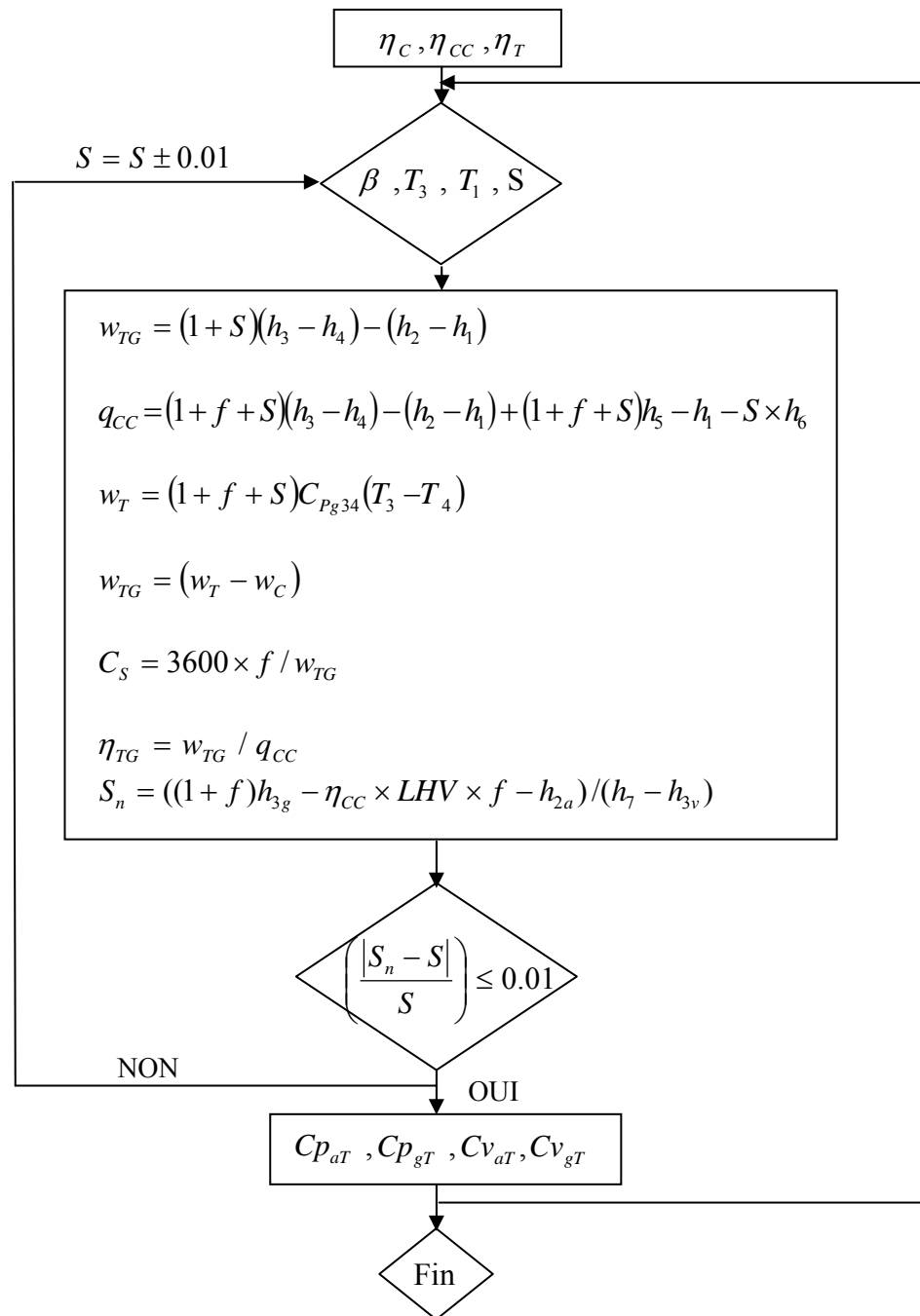


Fig 6.5 : Organigramme du cycle simple avec injection de vapeur

3.4.1.1. Résultats

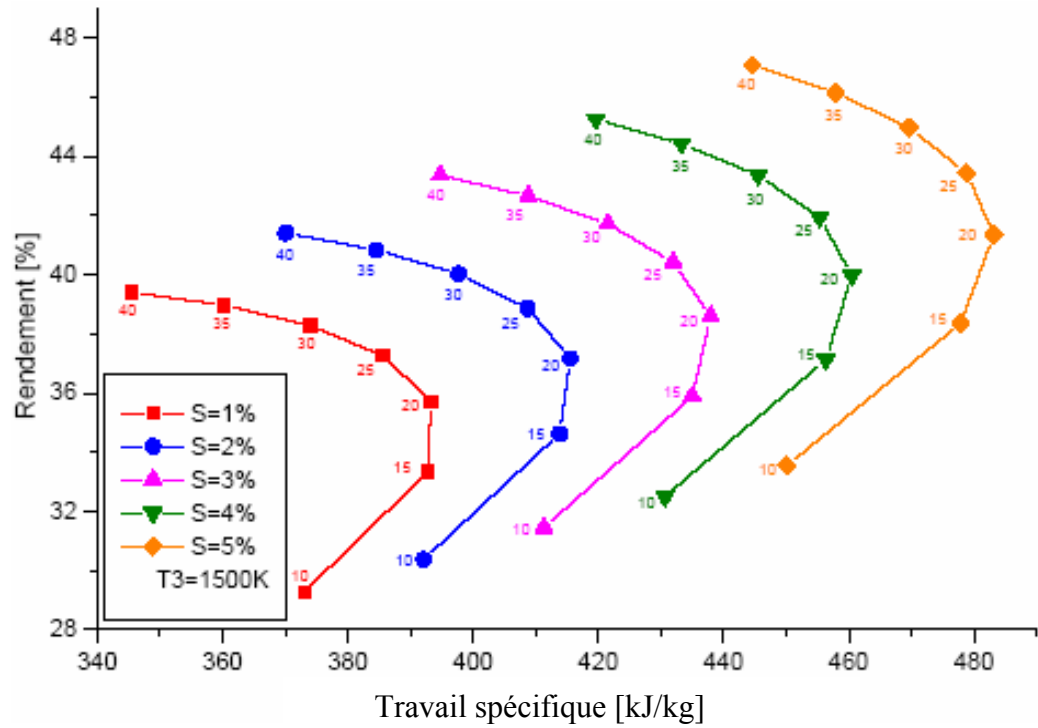


Fig 6.6 : Evolution du rendement en fonction du travail spécifique et de la fraction de vapeur injectée

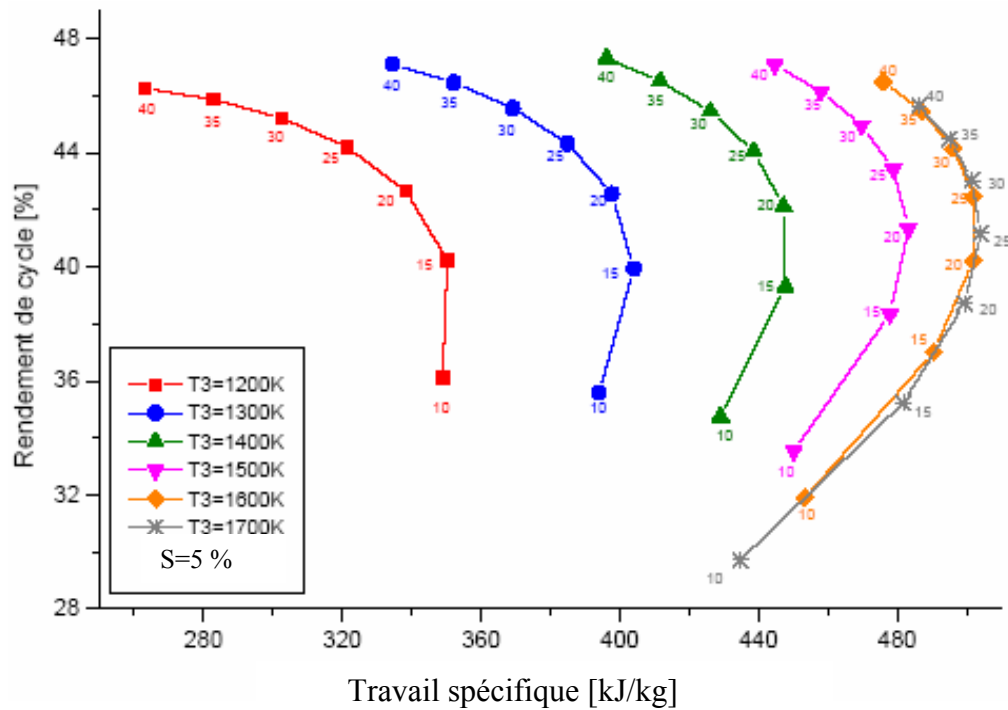


Fig 6.7 : Evolution du rendement en fonction du travail spécifique et la température T_3

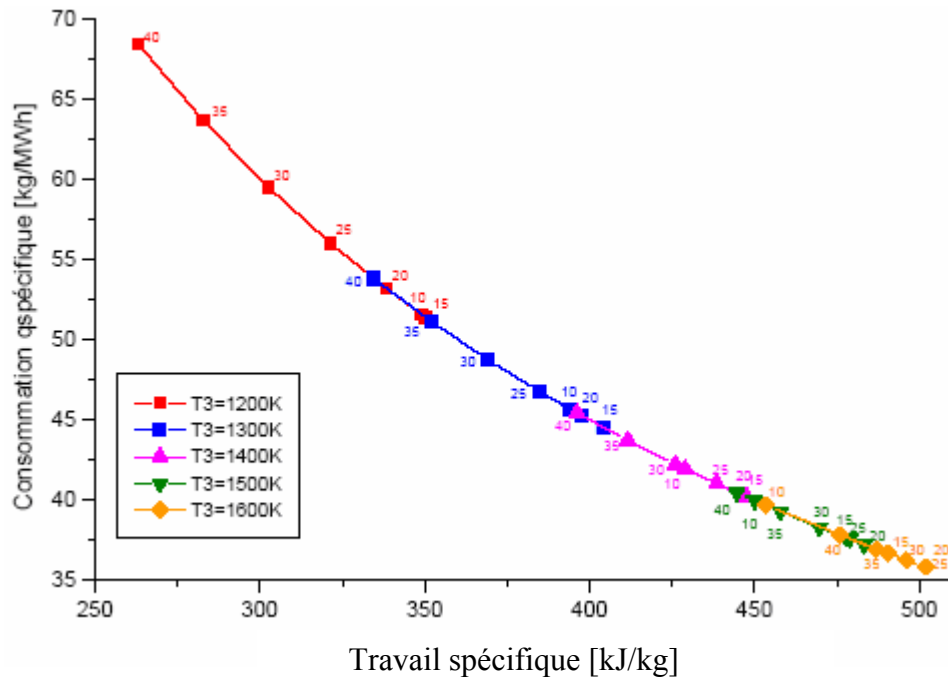


Fig 6.8 : Evolution de la consommation en fonction du travail spécifique

L'effet de la variation de la fraction de vapeur injectée est représenté dans la Fig 6.6 pour une température d'entrée turbine $T_3 = 1500$ K, pour différent taux de compression. Cette figure montre clairement que la valeur la plus haute du rendement c'est de l'ordre de 47 % est obtenue lors de l'injection d'une quantité de 5 % de vapeur d'eaux (cette quantité de vapeur est la plus grande) qui permet aussi d'atteindre la puissance la plus haute qui est de l'ordre de 483 kW. Cette quantité de vapeur est utilisée dans la Fig 6.7 pour voir l'influence de la température d'entrée turbine T_3 sur le rendement et la puissance du cycle. Cette figure montre que le rendement augmente avec la température T_3 pour atteindre 47.5 % à $T_3 = 1400$ K, après cette température le rendement diminue avec l'augmentation de T_3 . D'autre coté, la puissance augmente avec la température T_3 pour atteindre la valeur maximum 502 kW à la température maximum $T_3 = 1700$ K, cette augmentation de puissance est accompagnée par une diminution dans la consommation spécifique Fig 6.8.

3.4.2. Injection de vapeur couplé avec compression humide

Les conditions de simulation prises pour voir la variation de performances d'un cycle qui combine les deux méthodes l'injection de vapeur et la compression humide sont :

Pour l'injection de vapeur : La fraction de vapeur injectée est $S = 5$ %.

Pour la compression humide: Le taux d'évaporation d'eau de brouillard est $\frac{d\omega}{dT} = 7.5 \cdot 10^{-4}$ kg / K.

L'humidité relative d'air $\varphi = 30\%$.

L'humidité relative d'air à l'entrée du compresseur $\varphi = 100\%$.

Température de l'air $T_0 = 25\text{ °C}$

Pour les rendement et les pertes de charge sont ceux du cycle simple.

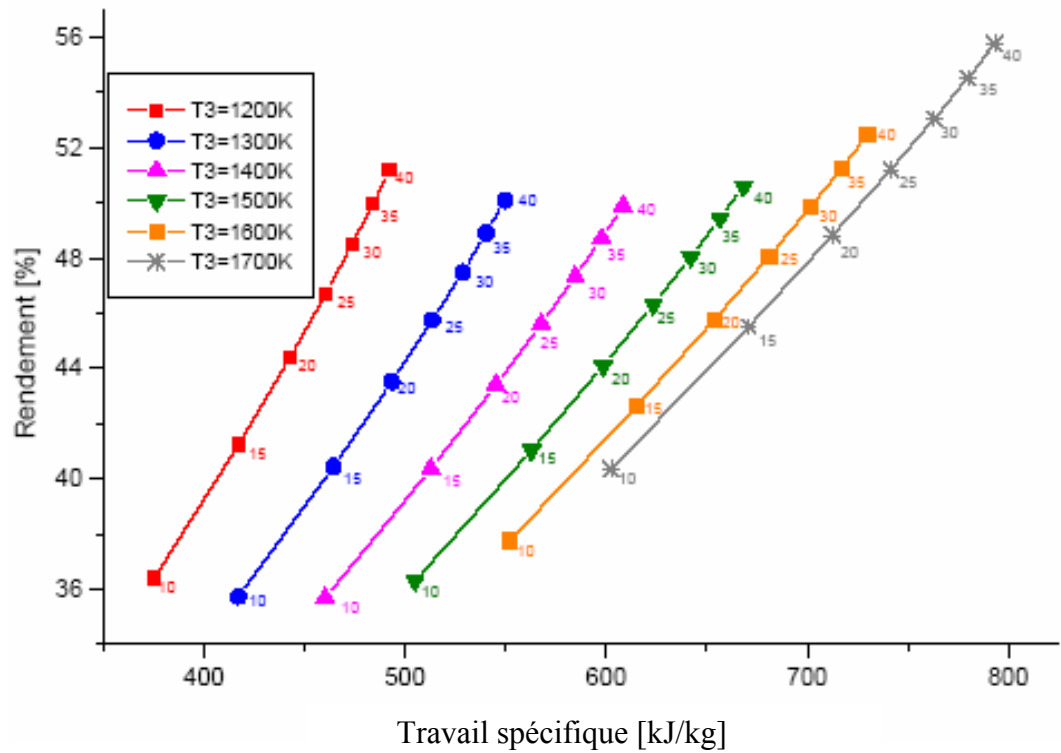


Fig 6.9 : Evolution du rendement en fonction du travail spécifique

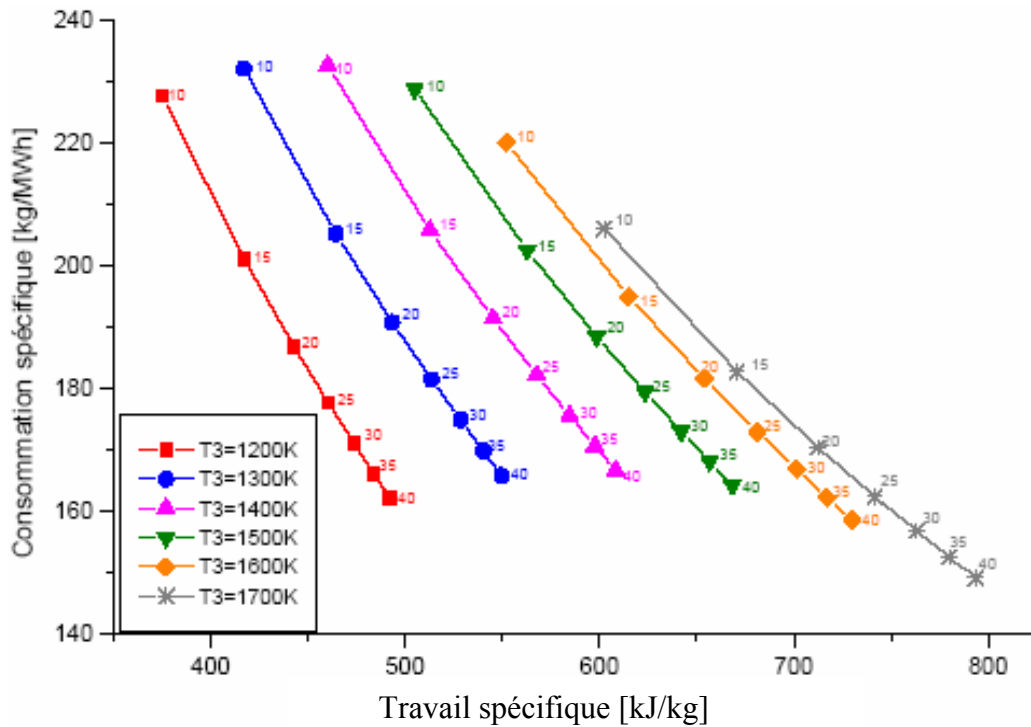


Fig 6.10 : Evolution de la consommation en fonction du travail spécifique

Les Figures 6.9 et 6.10 montrent la variation du rendement, la consommation et la puissance pour différentes température entrée turbine et taux de compression avec injection d'une fraction de 5% de vapeur. On peut voir qu'une plus haute température entrée turbine et taux de compression permettent d'avoir une puissance et rendements plus haut, et plus basses consommations spécifique.

3.4.3. Comparaison des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions différentes

Dans ce cas en a utilisé les conditions suivantes :

Pour l'injection de vapeur : La fraction de vapeur injectée est $S=5\%$.

Pour la compression humide: La quantité d'eau de brouillard égale à 2%

$$\text{Le taux d'évaporation d'eau } \frac{d\omega}{dT} = 7.5 \cdot 10^{-4} \text{ kg / K.}$$

L'humidité relative d'air $\varphi = 30\%$.

L'humidité relative d'air à l'entrée du compresseur $\varphi = 100\%$.

Température de l'air $T_0 = 25\text{ }^\circ\text{C}$

Pour les rendement et les pertes de charge sont ceux du cycle simple.

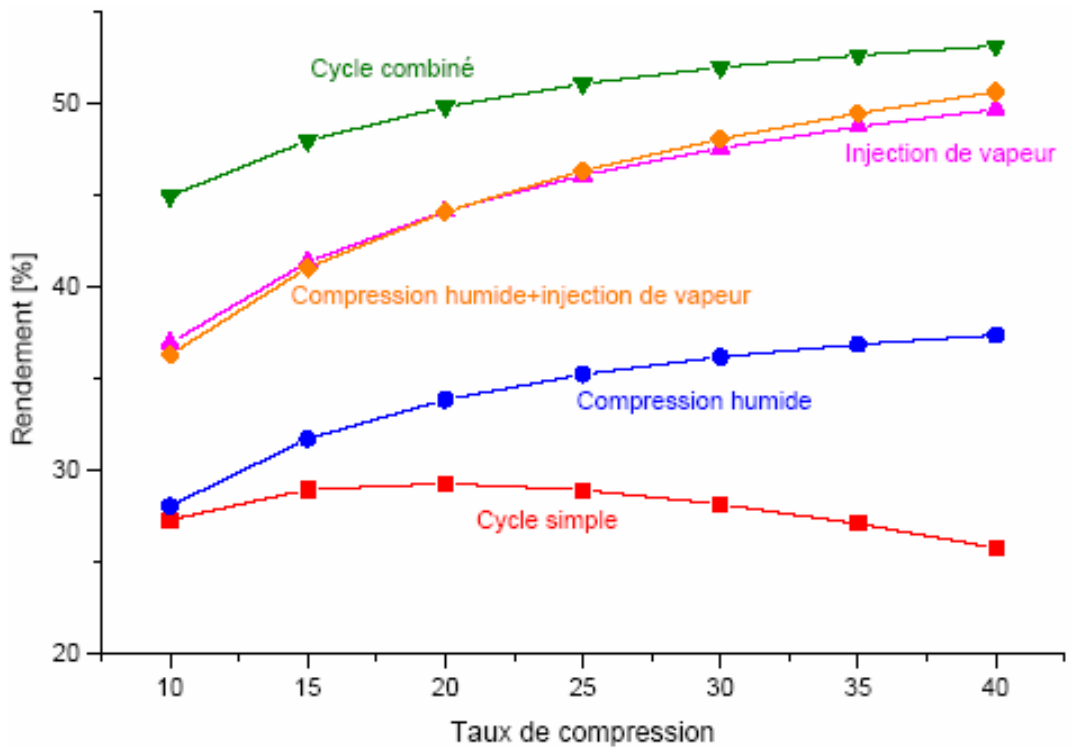


Fig 6.11 : Comparaison des rendements des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions différentes

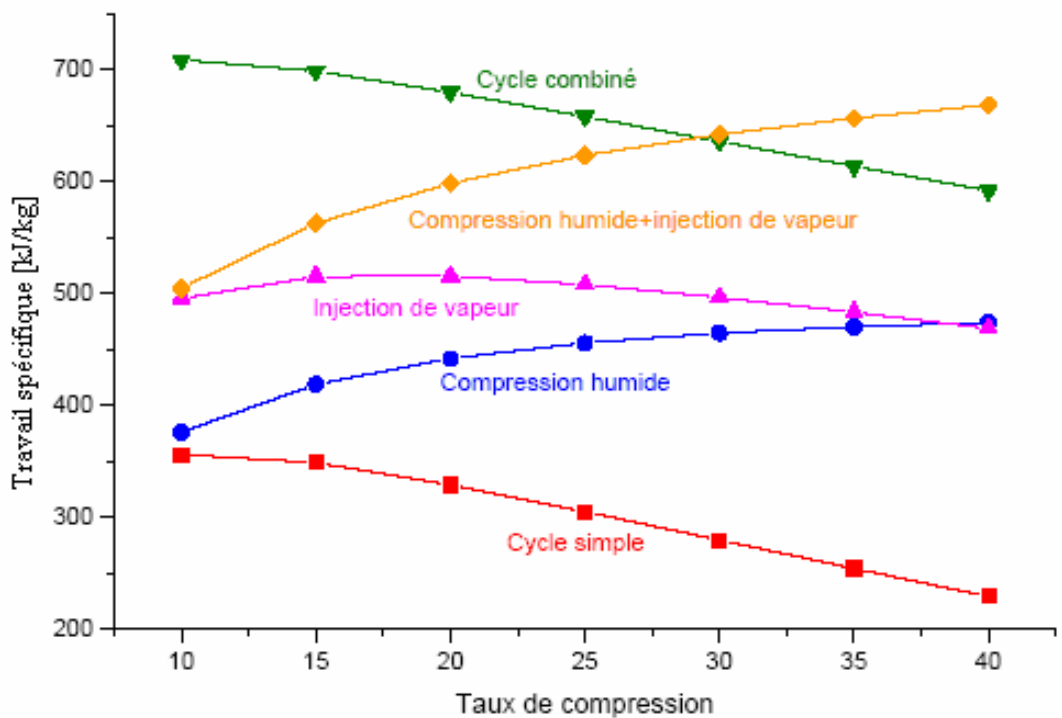


Fig 6.12 : Comparaison des travaux spécifiques des différents cycles améliorés par injection de brouillard et de vapeur pour des fractions différentes

3.4.4. Comparaison des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions identiques

Dans ce cas on a utilisé les conditions suivantes :

Pour l'injection de vapeur : La fraction de vapeur injectée est $S=2\%$.

Pour la compression humide: La quantité d'eau de brouillard égale à 2%

Le taux d'évaporation d'eau de brouillard est $\frac{d\omega}{dT} = 7.5 \cdot 10^{-4} \text{ kg / K}$.

L'humidité relative d'air $\phi = 30\%$.

L'humidité relative d'air à l'entrée du compresseur $\phi = 100\%$.

Température de l'air $T_0 = 25\text{ °C}$

Pour les rendements et les pertes de charge sont ceux du cycle simple.

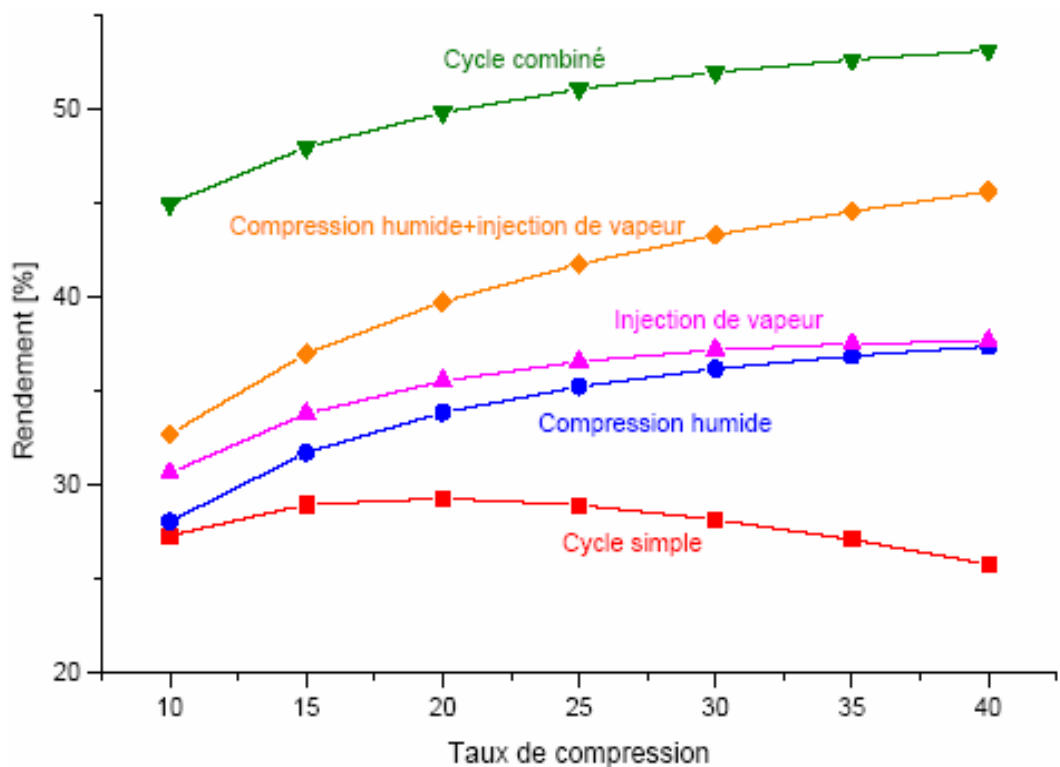


Fig 6.13 : Comparaison des rendements des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions identiques

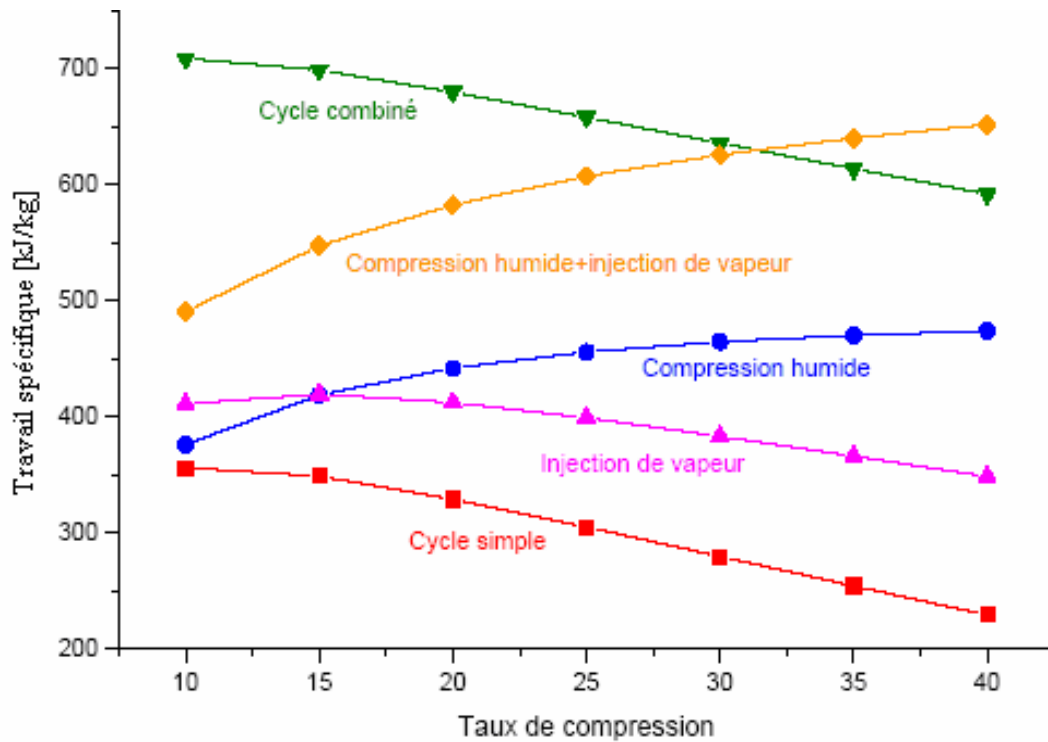


Fig 6.14 : Comparaison des travaux spécifiques des différents cycles améliorés par l'injection de brouillard et de vapeur pour des fractions identiques

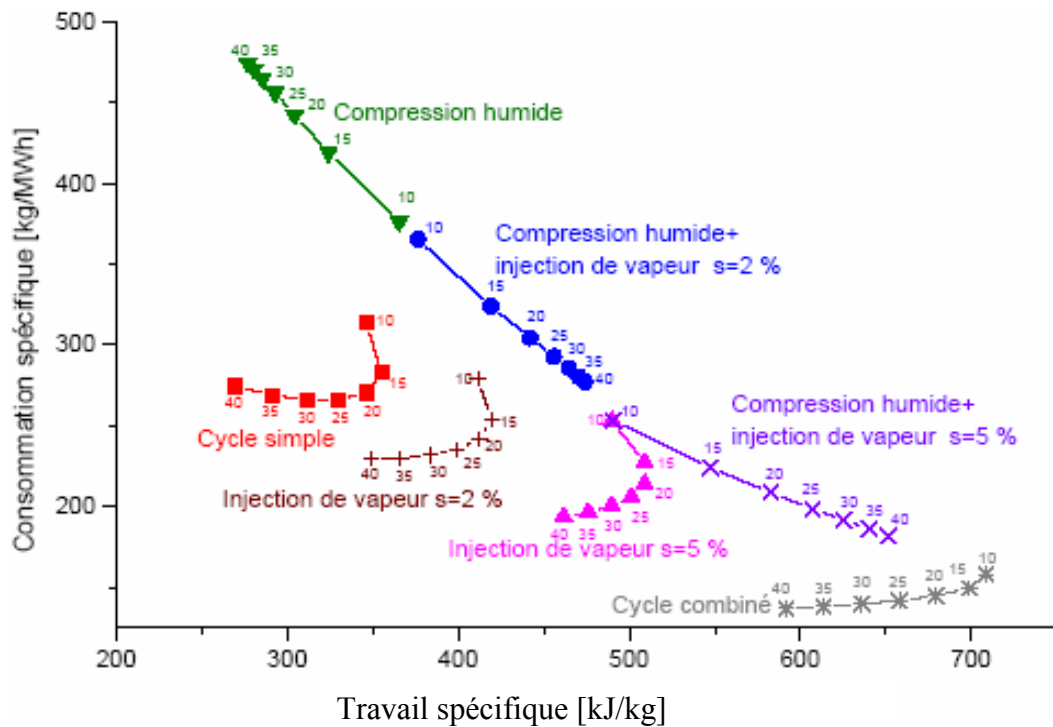


Fig 6.15 : Comparaison de la consommation spécifique de différents cycles étudiés

Les Figures 6.11 et 6.12 montrent une comparaison du rendement et puissance d'un cycle combiné, compression humide (taux d'évaporation égale à $7.5 \cdot 10^{-4}$ kg/K et la fraction d'eau

injectée =2 %), injection de vapeur (5 %) et une combinaison de ces deux derniers et on le compare avec le cycle simple. En regardant ces deux figures on peut conclure :

- La compression humide et l'injection de vapeur sont deux méthodes pour augmenter le rendement et la puissance du cycle simple.
- Le cycle combiné gaz-vapeur reste le cycle le plus performant qui donne un meilleur rendement.
- L'injection de vapeur est plus intéressante que la compression humide et la combinaison des deux méthodes donne un meilleur rendement et meilleure puissance que les deux précédents.
- Les Figures 6.13 et 6.14 donnent une comparaison entre la variation du rendement et la puissance en injectant la même quantité d'eau qui est 2 % dans les deux cycles: compression humide et injection de vapeur et dans le cas de la combinaison des deux méthodes, de ces figures on peut conclure que :
- L'injection de vapeur donne une meilleure puissance que la compression humide mais son rendement devient plus bas que la compression humide et cela après un certain taux de compression qui est dans notre cas autour de 15.
- La combinaison des deux méthodes reste plus performante que chaque cycle seul.
- L'augmentation de la quantité d'eau injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz permet d'augmenter la puissance délivrée et de diminuer la consommation spécifique (Fig 6.15).

4. Conclusion

L'injection de vapeur dans les installations de cycle simple permet de pousser le rendement et la puissance et diminuer la consommation spécifique.

L'intégration du refroidissement par injection de brouillard (compression humide) dans un cycle simple avec injection de vapeur permet d'augmenter la puissance et le rendement du cycle.

L'utilisation d'une même quantité d'eau permet de dire que l'injection de vapeur est plus performante que la compression humide mais il faut faire attention puisque après un certain taux de compression la compression humide peut donner un meilleur rendement que l'injection de vapeur alors que dans le cas où la quantité d'eau consommée dans l'injection de vapeur est supérieure à celle injectée dans la compression humide dans ce cas l'injection de la vapeur est plus performante quelque soit le taux de compression, mais d'autre part la combinaison des deux méthodes donne toujours un bon rendement et puissance plus élevée.

Chapitre 7 : Application à une installation réelle de turbine à gaz

1. Historique et évolution de la consommation de l'électricité en Algérie

La croissance de la consommation d'électricité en Algérie a atteint son niveau le plus élevé dans les années soixante-dix, avec un taux de croissance annuelle moyen de 13 % enregistré de 1970 à 1980. Durant les dernières décennies, cette croissance a été pratiquement stable autour d'un taux annuel moyen de 5,6 %.

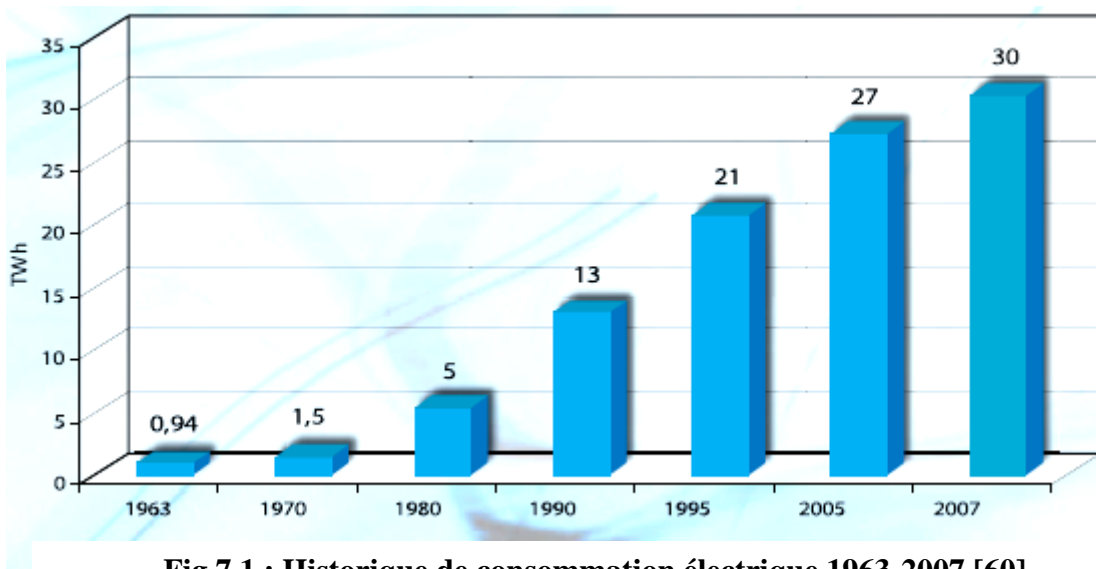


Fig 7.1 : Historique de consommation électrique 1963-2007 [60]

Les prévisions de la demande ont été établies sur la base des hypothèses socio économiques et techniques pour le passage des énergies aux puissances. En tenant compte de l'ensemble des hypothèses, les prévisions de la consommation d'énergie électrique, de la production d'électricité et de la puissance maximale appelée sur la période d'étude sont données sur les figures suivantes. Il en ressort :

- Pour le scénario moyen, des taux de croissance annuels moyens de 7,8 % pour la consommation, 7,3 % pour l'énergie produite et 6,9 % pour la puissance maximale appelée.

-Pour le scénario fort, des taux de croissance annuels moyens de 9,1 % pour la consommation, 8,7 % pour l'énergie produite et 8,1 % pour la puissance maximale appelée[60].

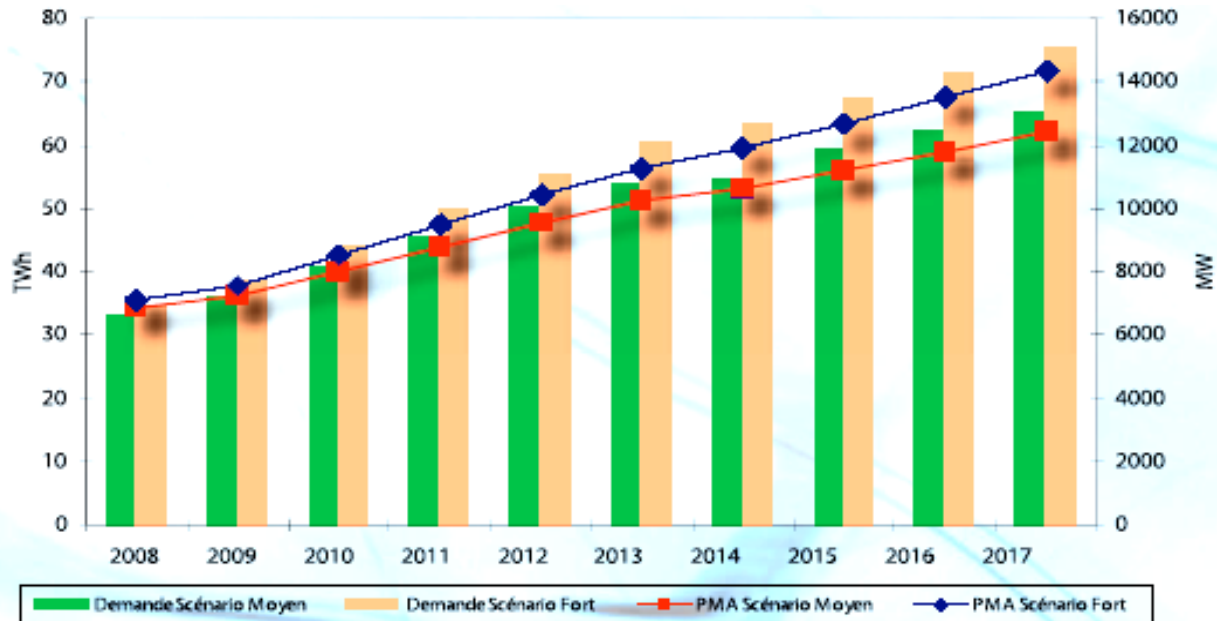


Fig 7.2 : Evolution des Puissance maximale appelée (PMA) et des consommations d'énergie électrique 2008-2017 [60]

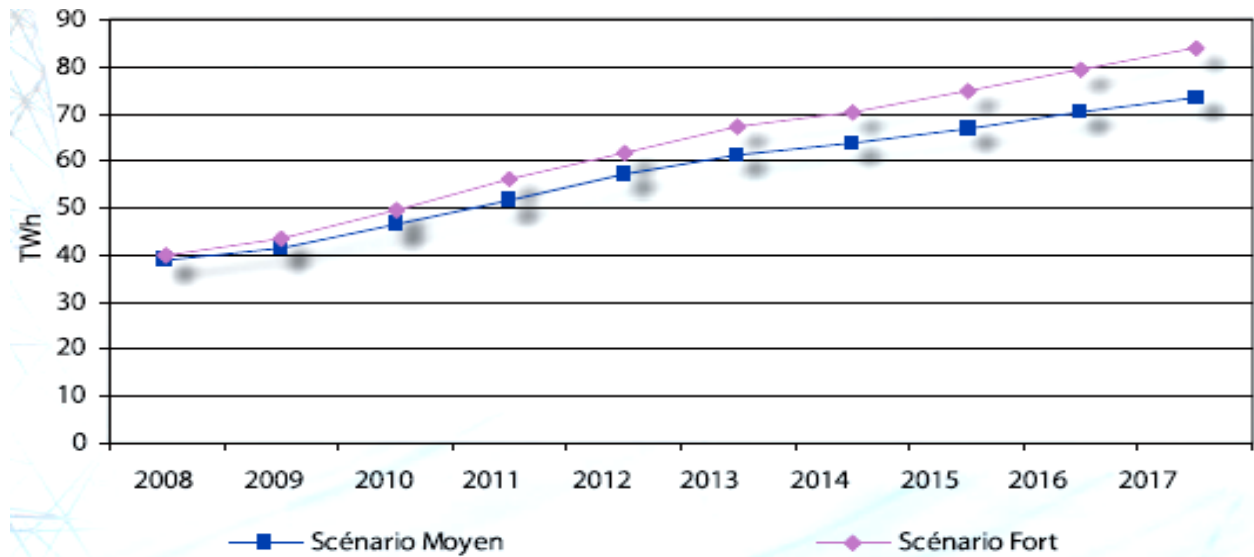


Fig 7.3 : Evolution de la production d'énergie électrique 2008-2017 [60]

En comparant cette prévision à celle considérée dans le programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité 2006, il ressort des écarts assez importants qui atteignent, en 2015 et pour les deux scénarios, 1600 MW. Ces écarts sont dus à l'apparition de projets industriels importants, notamment dans la sidérurgie et la pétrochimie, les stations de dessalement, l'électrification du rail...

2. Parc de production

Parc existant : La puissance totale installée sur le réseau interconnecté national existante à fin 2007 était de 6876 MW, dont 2435 MW en turbines à vapeur (TV), 3386 MW en turbines à gaz (TG), 825 MW en cycle combiné (CC) et 230 MW en hydraulique (TH). La répartition par filière est donnée sur la figure (7.4).

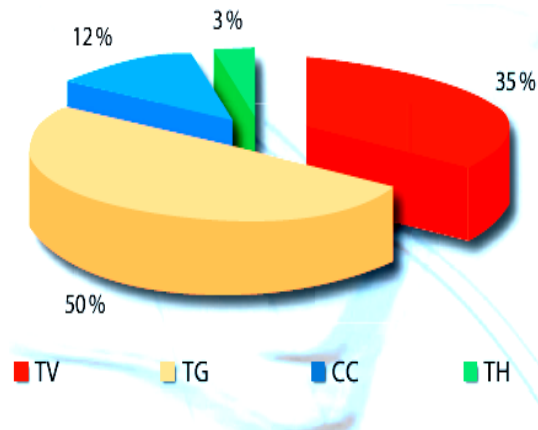


Fig 7.4 : Structure de parc de production en 2007 [60]

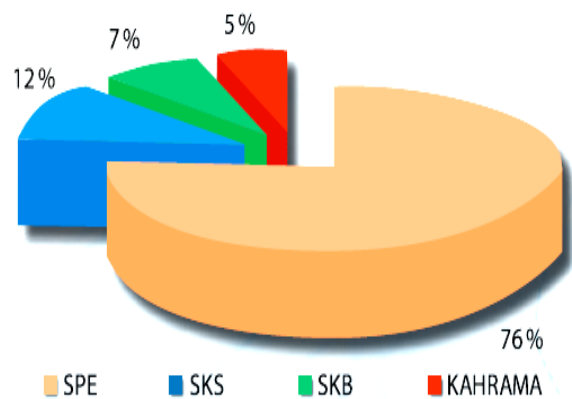


Fig 7.5 : Répartition de la capacité du parc de production par producteur [60]

Cette capacité est répartie entre Sonelgaz Production Electricité (SPE), qui détient 76 % du parc de production, et les trois autres producteurs : Sharikat Kahrabaa Skikda (SKS), Sharikat Kahrabaa wa Maa d'Arzew (KAHRAMA) et Sharikat Kahrbaa de Berrouaghia (SKB) qui se partagent le solde de 24 %.

Pour rappel, depuis le dernier plan indicatif (2006-2015), il a été mis en service trois nouvelles centrales, à savoir la centrale turbine à gaz de 345 MW de KAHRAMA en juin 2006, la centrale à cycle combiné de 825 MW de SKS en juillet 2006 et la centrale turbine à gaz de 485 MW de SKB en août 2007.

Capacité en développement : Une capacité globale de 5676 MW est actuellement en cours de réalisation.

Il s'agit :

- Des actions de remplacement et de réhabilitation des moyens de production de SPE, décidées dans le cadre du plan d'urgence retenu pour SPE, qui consiste en la réalisation de 1780 MW de type turbine à gaz,
- Le développement de 3896 MW, nécessaires pour faire face à l'évolution de la charge,
- La construction de la centrale hybride gaz/solaire de 150 MW au sud du pays, dans la région de Hassi R'mel par la société Solar Power Plant (SPP).

Les dates de mise en service de ce parc de production sont données dans le tableau 1 (Annexe A) [60].

3. Application sur une installation réelle

Données de l'installation de Bab ezzour, Alger.

-La vitesse $N = 4000$ tr/min, nombre d'étages = 15, pertes de charge à l'entrée 5 %, pertes de charge chambre 2 %, pertes de charge à l'échappement = 5 %, Carburant : gaz naturel, la puissance = 15 MW, débit d'air = 84.4 kg/s, taux de compression $\beta = 6.2$, température d'entrée turbine $T_3 = 1121$ K, pouvoir calorifique inférieur $LHV = 52375.4$ (kJ/kg).

Tableau 7.1 : Variation des performances de l'installation avec différentes méthodes appliquées

Cycle	η_t (%)	w_{net} (MW)	C_s (kg/MWh)
Cycle simple	20.67	16.2	4.8
Cycle simple + récupération	22.76	12.2	4.5
Cycle simple + réchauffage	16.01	19.8	3.1
Cycle combiné	35.40	33.3	2.0
Cycle combiné + réchauffage	35.42	44.4	1.9
Compression humide	24.33	18.5	4.3
Injection de vapeur S = 5%	25.50	24.1	2.0
Injection de vapeur S = 2%	25.34	21.3	2.3
Compression humide + injection de vapeur S= 5%	25.74	23.8	2.3
Compression humide + injection de vapeur S= 2%	24.77	23.1	2.6

L'analyse du tableau ci dessus permet de tirer les résultats suivants :

-Si on est intéressé par l'augmentation du rendement de ce cycle, la récupération est une bonne méthode; alors que le réchauffage est satisfaisant si on s'intéresse par l'augmentation de la puissance produite par le même cycle.

-La compression humide et l'injection de vapeur donnent des bons résultats mais la décision de combiner les deux méthodes dans le même cycle dépend fortement de la fraction d'eau injectée dans la chambre de combustion.

-Le cycle combiné reste la meilleure solution pour augmenter le rendement et le travail spécifique du cycle de turbine à gaz.

4. Conclusion

L'application des différentes méthodes étudiées et spécialement la méthode de compression humide et l'injection de vapeur sur une installation réelle nous a permis de confirmer les résultats obtenus dans les chapitres précédents, tel qu'on peut voir que les deux méthodes permettent d'augmenter le rendement et la puissance du cycle simple, alors que le réchauffage et la récupération permettent d'avoir une augmentation de l'un des deux : le rendement ou la puissance.

La combinaison de l'injection de vapeur avec la compression dans cette installation est une bonne solution pour pousser son rendement et sa puissance.

Transformer cette installation en cycle combiné permet de pousser son rendement et sa puissance plus que jamais, mais cette décision ne peut pas se prendre sans une étude économique.

Conclusion générale

Dans ce travail, les performances d'un cycle simple de turbine à gaz sont comparées avec ceux d'une turbine à gaz avec récupération, réchauffage, refroidi par injection de brouillard et cycle avec injection de vapeur. La récupération, le réchauffage et l'injection de brouillard sont appliqués aussi bien à un cycle simple qu'à un cycle combiné gaz-vapeur. Les résultats trouvés sont récapitulés comme suit:

- L'utilisation d'un récupérateur permet d'augmenter le rendement et diminuer la consommation spécifique (pour des températures d'entrée turbine et des taux de compression donnés) du cycle simple mais au déterminent d'une légère diminution de la puissance fournie.
- Le réchauffage permet de pousser le travail spécifique délivré, mais en général au déterminent de son rendement.
- L'injection de brouillard est utilisée pour diminuer le travail consommé par le compresseur, alors son utilisation augmente le rendement et la puissance du cycle simple. Le rendement et la puissance d'un cycle réchauffé avec injection de vapeur sont supérieurs à ceux d'un cycle refroidi par injection de brouillard alors que sa consommation est bien inférieure.
- L'injection de la vapeur est l'une des méthodes qui permet de profiter des gaz d'échappement pour évaporer une quantité d'eau qui va être injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Le rendement, la puissance et la consommation de ce cycle sont supérieurs à ceux d'un cycle simple et ceux vus précédemment.
- L'utilisation du refroidissement par injection de brouillard dans un cycle simple permet de réduire la consommation et augmenter son rendement et sa puissance.
- Le cycle combiné gaz-vapeur est la meilleur combinaison qui permet d'atteindre de plus hautes puissances et des rendements élevés.
- Le réchauffage et le refroidissement par injection de brouillard permettent d'améliorer les performances du cycle combiné.

D'après la littérature, l'injection de vapeur joue un rôle environnemental très intéressant dans la résolution d'un des grands problèmes des turbines à gaz qu'est l'émission des NOx.

Enfin ; l'étude thermodynamique seule n'est pas suffisante pour prendre la décision d'appliquer l'injection de brouillard et/ou l'injection de vapeur sur des installations de turbine à gaz, mais l'étude économique et environnemental est obligatoire avant de passer à des tests sur site.

L'application des méthodes vues ci-dessus sur une centrale existante sur le territoire Algérien a permis de valoriser les résultats trouvés.

References bibliographiques

- [1] C.R. Cortes and D.F. Willems, "Gas Turbines Inlet Air Cooling Techniques: An Overview of Current Technologies", Power-Gen International, Las Vegas, Nevada, USA, 2003.
- [2] Yap, M.R, Wang, T, "Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection", Proceedings of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea & Air, May 8-11, Barcelona, Spain.
- [3] C.D. McCracken, "Off-peak Air-conditioning: a major Energy Saver", ASHRAE J, 12-13, 1991.
- [4] Deboln, B. and G. Bohrenkamper, "Retrofitting, Life Extension and Rehabilitation of Heavy Duty Gas Turbines", 7th annual POWER-GEN Asia, conference proceedings, 1998.
- [5] W. Wagner and A. Pruß, " The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys. Chem.Ref. Data, Vol. 31, No. 2, 2002.
- [6] Philoip Kiameh, " Power Generation Handbook", McGraw-Hill Professional; 1 edition Aug 28-2002.
- [7] Tony Giampaolo, "*Gas Turbine Handbook: Principles and Practice* ", The Fairmont Press, Inc, 3rd Edition 2006.
- [8] Ram G. Narula, Martin Massy and Jyoti Singh, " *Design Considerations for Combined Cycle Plants for the Deregulated Market- AN EPC Contractor's Perspective*". ASME paper No: GT-2002-30252 Amsterdam, the Netherlands, June 3-6-2002.
- [9] Dale Grace, Greg Boncimino and William Stenzel, " *Combined cycle plant optimisation studies*". ASME paper No: JPGC2001/PWR-19030, June 4-7-2001, New Orleans, Louisiana.
- [10] A. L. Polyzakis, C. Koroneos and G. Xydis, "*Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant*". Energy Conversion and Management 49 (2008) 551–563.
- [11] A. M. Bassily, " *Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator*", Applied Energy 85 (2008) 1141–1162.

-
- [12] R.Yadav, Pradeep Kumar and Samir Saraswati, "*Comparative Thermodynamic Analysis of Combined and Steam Injected Gas Turbine Cycles*", ASME paper No: IJPGC 2003-40118, June16-19, 2003, Atlanta, Georgia.
- [13] Falah Alobaid, Ralf Postler, Jochen Ströhle, Bernd Epple and Kim Hyun-Gee, "*Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plant*", Applied Energy 85 (2008) 1173–1189.
- [14] Sanjay, Onkar Singh and B.N. Prasad, "*Influence of different means of turbine blade cooling on the thermodynamic performance of combined cycle*", Applied Thermal engineering 28 (2008) 2315–2326.
- [15] Cyrus B. Meher-Homji and Thomas Mee, "*Inlet Fogging of Gas Turbine Engines Part B: Practical Considerations, Control, And O&M Aspects*", ASME Paper No: 2000-GT-308 2000 May 8-11, Munich.
- [16] Mustapha Chaker and Cyrus B. Meher – Homji, "*Inlet fogging of gas turbine engines: Climatic Analysis of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential of International Locations*", ASME Paper No: 2002-GT -30559, Amsterdam, the Netherlands June 3-6, 2002.
- [17] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji and Thomas Mee III, "*Inlet Fogging of Gas Turbine Engines- Part B: Fog Droplet Sizing Analysis, Nozzle Types, Measurement and Testing*", ASME Paper No: 2002-GT-30563, June 3-6, 2002 Amsterdam, the Netherlands.
- [18] Philippe Schürmann, John Forsyth, Rolf Padrutt and Kurt C. Heiniger, "*Spray Characterisation Downstream of the Swirl Pressure Nozzles in Gas Turbine Fogging and High Fogging Applications*", Presented at the Power-Gen International Conference and Exhibition December 9-11, 2003 Las Vegas, USA.
- [19] Hemant Gajjar, Mustapha Chaker, Ajay Dighe and Cyrus B. Meher-Homji, "*Inlet Fogging for A 655 MW Combined Cycle Power Plant- Design, Implementation and Operating Experience*" ASME Paper No: 2003-GT-38757, Georgia, USA, June 16-19, 2003, Atlanta.
- [20] Pankaj K. Patel: "*Better Power Generation from Gas Turbine Alongwith Improved Heat Rate*", presented thrice at International Conference –PowergenIntl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta .
- [21] Mustapha A. Chaker, Cyrus B. Meher-Homji and Thomas Mee III, "*Inlet Fogging of Gas Turbine Engines- Experimental and Analytical Investigations on Impaction Pin Fog Nozzele Behavior*", ASME Paper No: 2003-GT -38801, Atlanta, USA, June 16-19, 2003.
- [22] Donald W. Shepherd and Donald Fraser, "*Impact of Heat Rate, Emissions and Reliability from the Application of Wet Compression on Combustion Turbines*", Siemens AG 2005.

- [23] Mustapha A. Chaker, " *Key Parameters For The Performance of Impaction-Pin Nozzles Used In Inlet Fogging of Gas Turbine Engines*", ASME Paper No: GT2005-68346, Reno-Tahoe, Nevada, USA June 6-9, 2005.
- [24] Mustapha .A. Chaker and Cyrus. B. Meher-Homji, "*Application of Inlet Fogging for Power Augmentation of Mechanical Drive Turbines in the Oil and Gas Sector*", ASME Paper No: GT 2006 – 91054, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain.
- [25] Hsiao-Wei Chiang and Pai-Yi Wang, " *Power Augmentation Study of a combined Cycle Power Plant Using Inlet Fogging*", JSME International Journal, Series B, Vol. 49, No. 4, 2006.
- [26] Qun Zheng, Minghong Li and Yufeng Sun, " Thermodynamic Performance of Wet Compression end Regenerative (WCR) Gas Turbine" ASME Paper: GT2003-38517, Vol. 125. June 16-19, 2003, Atlanta, USA.
- [27] R. K. Bhargava , C. B. Meher-Homji, M. A. Chaker, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto, and Ingistov, S: " *Gas Turbine Fogging Technology: A State-of-the-Art Review-Part I: Inlet Evaporative Fogging-Analytical and Experimental Aspects*" ASME J. Eng. Gas Turbines Power, April 2007.
- [28] R. K. Bhargava, C. B. Meher-Homji, M. A. Chaker, M. Bianchi, F. Melino , A. Peretto, and S. Ingistov, "*Gas Turbine Fogging Technology: A State of-the-Art Review-Part II: Overspray Fogging-Analytical and Experimental Aspects,*" ASME J. Eng. Gas Turbine Power, April 2007.
- [29] Q.M. Jaber , J.O. Jaber and M.A. Khawaldah, " *Assessment of Power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems* ", 2007 Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering -Volume 1, Number 1 (ISSN 1995-6665).
- [30] Jobaidur R. Khan and Ting Wang, "*Simulation of Inlet Fogging and Wet-compression in a Single Stage Compressor Including Erosion Analysis*", ASME Paper No: GT2008-50874, Berlin, Germany, June 9-13, 2008.
- [31] Stefano Bracco, Alessandro Pierfederici and Angela Trucco, " *The Wet Compression Technology for Gas Turbine Power Plants: Thermodynamic model*", Applied Thermal Engineering 27 (2007) 699–704.
- [32] F. M. Penning and H. C. de Lange, "*Steam Injection: Analysis of a Typical Application*", Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 2, pp. 115 125, 1996, Elsevier Science Ltd 1359-4311(95)00052-6.
- [33] FJ Wang and JS Chiou. "*Integration of Steam Injection and Inlet Air Cooling for a Gas*

- Turbine Generation System*", Energy Conversion and Management 2004 ; 45: 15–26.
- [34] Mun Roy Yap and Ting Wang, "*Simulation of Producer Gas Fired Power Plants with Inlet Fog Cooling and Steam Injection*", ASME Paper No: GT2006-90164, Barcelona, Spain, May 8-11, 2006.
- [35] Lindsay Dempsey and Hugh Jin, "*Life Cycle Impact of Steam Injection on the LM6000PC Turbine Blades*", Paper No: 07-IAGT-2.3, Banff, Alberta, Canada - October 2007.
- [36] T. Srinivas, S. Gupta, B.V. Reddy, "Sensitivity Analysis of STIG Based Combined Cycle with Dual Pressure HRSG", International Journal of Thermal Sciences, doi:10.1016/j.ijthermalsci. 2007.10.002.
- [37] Dah Yu Cheng and Albert L.C. Nelson, "The Chronological Development of the Cheng Cycle Steam Injected Gas Turbine During the Past 25 Years", ASME Paper No: GT-2002-30119, Amsterdam, The Netherlands June 3-6, 2002.
- [38] Meherwan P. Boyce, "Gas Turbine Engineering Handbook, Third Edition", Gulf Professional Publishing 2006, Elsevier Inc. All.
- [39] P. Stouffs, SHavery, "Thermodynamique Appliquée : Cycles Thermodynamiques Moteurs", 2000/2001, cours données dans le cadre de l'école doctorale EDDDED 2007/2008.
- [40] Meherwan P. Boyce, "Gas Turbine Engineering Handbook, Second Edition", Gulf Professional Publishing 2002, Butterworth-Heinemann.
- [41] V. Ganapathy, 2003, 'Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications, and Calculations', ABCO Industries, Abilene, Texas, U.S.A, 2003.
- [42] Stefano Pieri, "*Multi-Objective Optimisation of Microgas Turbine Recuperators*", Trieste, 2007.
- [43] Moran, M.J, "*Engineering Thermodynamics*" Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 1999.
- [44] Marcel Dekker, "Thermodynamic Cycles - Computer Aided Design and Optimization" 2004 by Marcel Dekker, Inc.
- [45] Everett B. Woodruff and Thomas F. Lammers, "*Steam Plant Operation, 8th Ed*", McGraw-Hill, New York, 2004.
- [46] D. Grace: "Gas Turbine Upgrades for Enhancing Operational Flexibility", Technical Update, March 2007, Electric Power Research Institute, Inc.
- [47] Goswami and Frank Keith ", Energy Conversion ", 2007 by Taylor & Francis Group, LLC.
- [48] W. Wagner , A. Prub, " The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 31, No. 2, 2002.

- [49] Philip P. Walsh and Paul Fletcher; "Gas Turbine Performance" Second Edition, 2004.
- [50] D. Meunier and A. Houberchts, "Programmation d'une table de la vapeur d'eau à multiples entrées", EPE-Vol.III-4-1967, (1967).
- [51] P. Stouffs, S. Harvey, "Energétique avancée des cycles à turbo machines", Septembre 1996.
- [52] Francesco Melino, "A Parametric Evaluation of Fogging Technology for Gas Turbine Performance Enhancement", Doctoral Thesis 2002 - 2004.
- [53] M. Chaker, C. B. Meher-Homji, and T. R. Mee III, "Inlet Fogging of Gas Turbine Engines -Part A: Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations; Part B: Fog Droplet Sizing Analysis, Nozzle Types, Measurement and Testing,; Part C: Fog Behavior in Inlet Ducts, CFD Analysis and Wind Tunnel Experiments", ASME Paper No: 2002-GT-30562, 30563 and 30564 (2002).
- [54] Kleinschmidt, R. V, "Value of Wet Compression in Gas-Turbine Cycles", Mechanical Engineering, Vol. 69. No. 2 (1947).
- [55] Qun Zheng, Yufeng Sun, Shuying Li and Yunhui Wang, "Thermodynamic Analyses of Wet Compression process in the Compressor of Gas Turbine" Journal of Turbomachinery 2003 by ASME, Vol. 125.
- [56] M. Salazar, R. Lugo and Miguel Toledo, "Análisis Termodinámico Del Proceso De Compresión Húmeda" 8° Congreso Iberoamericano De Engenharia Mecanica. Cusco, 23 a 25 de Outubro de 2007.
- [57] A. H. Lefebvre, "Gas Turbine Combustion", Taylor & Francis, 2nd Edition, 1998.
- [58] Yap- Sheng Goh, " Heat Transfer and Flow Characteristics Inside a Gas Turbine Combustor ", A Thesis, Louisiana State University, May , December 2006.
- [59] M. De Paepe and E. Dick, " Technological and economical analysis of water recovery in steam injected gas turbines", Applied Thermal Engineering 21 (2001) 135-156.
- [60] Programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité 2008–2017

Annexe A

Tableau 1 : Chronologie de développement de la turbine à gaz [32]

Date	Name	Invention
130BC	Hero of Alexandria	Reaction Steam Turbine
1550	Leonardo da Vinci, Italy	Smoke Mill
1629	Giovanni Branca, Italy	Impulse Steam Turbine
1791	John Barber, England	Steam Turbine and Gas Turbine
1831	William Avery, USA	Steam Turbine
1837	M. Bresson	Steam Turbine
1850	Fernimough, England	Gas Turbine
1872	Dr. Stolze, Germany	Gas Turbine
1884	Charles A. Parsons	Reaction Steam Turbine & Gas Turbine
1888	Charles G.P. de Laval	Impulse Steam Turbine Branca type
1894	Armengaud+Lemale, France	Gas Turbine
1895	George Westinghouse	Steam Turbine Rights
1896	A.C. Rateau, France	Multi Impulse Steam Turbine
1896	Charles Curtis	Velocity Compound Steam Turbine/Gas Turbine
1895	Dr. Zoelly, Switzerland	Multi Impulse Steam Turbine
1900	F. Stolze, Germany	Axial Compressor & Turbine Gas Turbine
1901	Charles Lemale	Gas Turbine
1902	Stanford A. Moss, USA	Turbo-Charger/Gas Turbine
1903	A. Elling	Gas Turbine
1903	Armengaud+Lemale	Gas Turbine
1905	Brown Boveri	Gas Turbine
1908	Karavodine	Gas Turbine with deLaval Steam Turbine
1908	Holzwarth	Gas Turbine with Curtis + Rateau Compressor
1930	Frank Whittle, England	Aero Gas Turbine (Jet Engine)
1938	Brown Boveri—Neuchatel, Switzerland	1st Commercial Axial Compressor & Turbine

Tableau 1 : Les avantages et les inconvénients des différents technologies de refroidissement d'air [41]

Technology	Advantages	Disadvantages
Open cycle continuous cooling	<ul style="list-style-type: none"> - relatively easy to realize 	<ul style="list-style-type: none"> - water source required - additional pressure drop - cooling potential depends on climatic conditions
Continuous cooling with compression refrigerant plant	<ul style="list-style-type: none"> - provides an instantaneous cooling - air could be cooled lower than wet bulb temperature - particularly effective when required power enhanced time is long (more than 6÷8 hours/day) - not much floor space is required using standard package chillers 	<ul style="list-style-type: none"> - refrigerant fluid is required - high electrical power consumption (from the almost the same to a third more than mechanical chilling) - additional compressor inlet pressure drop - refrigerant leakage possible danger
Continuous cooling with absorption refrigerant plant	<ul style="list-style-type: none"> - provides an instantaneous cooling - air could be cooled lower than wet bulb temperature - particularly effective when required power enhanced time is long (more than 6÷8 hours/day) 	<ul style="list-style-type: none"> - heat source (gas or steam etc.) is required - very hot gas (more than 650 °C) for a successfully application is needed (if heat source is gas) - need a steam cycle (if heat source is steam) - power consumption - additional compressor inlet pressure drop
Continuous cooling with Thermal energy Storage	<ul style="list-style-type: none"> - particularly effective when power enhanced is required for few hours a day - relevant temperature reduction - particularly effective when the difference in economic value between peak and non-peak hours is high 	<ul style="list-style-type: none"> - complex installation - energy consumption for cold source maintenance is required - additional compressor inlet pressure drop
Conventional evaporative cooling	<ul style="list-style-type: none"> - relatively inexpensive to install - easy to control 	<ul style="list-style-type: none"> - is not possible to reach 100 % of relative humidity - inadequate for application in high humidity regions - demineralized water consumption - additional compressor inlet pressure drop
Hybrid systems	<ul style="list-style-type: none"> - additional cooling on the respect of the wet bulb temperature 	<ul style="list-style-type: none"> - extremely complex - water or other refrigerant fluid is required - quite expensive
High pressure fogging	<ul style="list-style-type: none"> - quite inexpensive - minimum plant modifications required - minimum additional compressor inlet pressure drop 	<ul style="list-style-type: none"> - demineralized water consumption - impossible to cool air lower than wet bulb temperature - not much effective for high humidity regions application
Overspray fogging	<ul style="list-style-type: none"> - quite inexpensive - minimum plant modifications required - minimum additional compressor inlet pressure drop - additional power boost respect to inlet fogging 	<ul style="list-style-type: none"> - demineralized water consumption - impossible to cool air lower than wet bulb temperature - not much effective for high humidity regions application - possible compressor blades erosion
Interstage injection	<ul style="list-style-type: none"> - compressor cleanness and efficiency 	<ul style="list-style-type: none"> - compressor modification required - hard to realize as retrofit option - possible compressor blades erosion danger

Tableau 2. Les nouveaux moyens de production en cours de réalisation sur la période 2008-2012 [62]

Centrale	Type	Puissance nominale (MW)	Date de mise en service
Oran Est	TG	2 x 37.5	03/2008
Relizane	TG1	3x155	05/2009
	TG2		06/2009
	TG3		07/2009
Arbaâ	TG1	4x140	02/2009
	TG2		03/2009
	TG3		09/2009
	TG4		10/2009
Alger Port	TG1	2x35.5	04/2009
	TG2		05/2009
M'sila	TG1	2x215	06/2009
	TG2		08/2009
Annaba	TG1	2x35.5	03/2009
	TG2		03/2009
Batna	TG1	2x127	04/2009
	TG2		05/2009
Hadjret Ennous	CC	3x400	2009
Terga	CC	3x400	2012
K. Edraouch	CC	3x400	2012
Hassi R'mel	Hybride (CTG/Solaire)	150 MW (30 MW solaire)	2010