

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE
Laboratoire Génie Mécanique et Développement

THESE DE MAGISTERE

en Génie Mécanique
Option : Energétique

Présentée par :
Hocine BENNOUR

Ingénieur d'état en génie mécanique de L'Ecole Nationale Polytechnique

Intitulé

APPROCHES OPTIMALES DES CYCLES COMBINES

Soutenue publiquement le 24 Juin 2012 devant le Jury composé de :

Président :	Chems-Eddine	CHITOUR	Pr. Emérite	ENP
Rapporteur :	Mohand-Améziane	AIT-ALI	Pr. Emérite	ENP
Examineurs :	El-Hadi.	BENYOUSSEF	Professeur	ENP
	Arezki	SMAÏLI	Professeur	ENP

ENP 2012

دراسات مثلى للدورات المركبة

ملخص: أن تطبيق نهج الديناميكا الحرارية في وقت محدود، على الدورة العكوسة داخليا، والتي تأخذ فيها بعين الاعتبار فقط اللاعاكوسيات الخارجية الناتجة عن الفروق في درجات الحرارة بين مائع الدورة من جهة والمصادر الحارة و الباردة من جهة أخرى، ثم على الدورة اللاعكوسة التي تأخذ فيها بعين الاعتبار كذلك اللاعاكوسيات الداخلية لتحويلات الضغط والاسترخاء، مكننا من تعيين الدورة ذات الاستطاعة القصوى. كشفت لنا دراسة امكانية استعمال مثل هذه الدورات في مجالات التوليد المشترك عن تكييفها الجيد مع عمليات تحلية مياه البحر بطرق التقطير MED و MSF. كشفت دراسة المراحل الاستردادية بواسطة الموازنات الطاقوية أنه، عندما تسمح بذلك درجة حرارة غاز العادم، عندما تكون عالية بما فيه الكفاية، كلما أضفنا مستوا جديدا لضغط البخار في المرجل تحسنت كفاءة الانتعاش بحوالى اربع نقاط.

ان مقارنة الدورة المركبة التقليدية، التي يبدو أن مردودها يبقى محدودا بقيمة 60٪، بالدورة "لوتيكو"، التي تضيف للدورة السابقة فوائد ترطيب هواء الاحتراق، وذلك بفضل طاقة مصدر خارجي ذو درجة حرارة منخفضة، تشير إلى إمكانية تحقيق مردود يفوق 70٪. أتمت هذه الدراسة بمحاكاة عددية لآليات التنقل الكتلي والحرارى فى برج ترطيب الهواء و فى مكثف أنبوبي للغازات. أنشئت توزيعات بعض المقادير، كدرجات الحرارة والرطوبة، لتكون بمثابة معلومات أولية لمشاريع التصميم.

كلمات مفتاحية: الديناميكا الحرارية في وقت محدود؛ الدورة المركبة؛ لوتيكو؛ الاسترداد؛ الترطيب؛ التكنف.

Résumé : L'approche de la thermodynamique en temps fini, appliquée au cycle endoreversible, dans lequel seules les irréversibilités externes dues aux transferts thermiques à travers des différences de températures moyennes arithmétiques entre le fluide de cycle et les sources de chaleur sont prises en compte, puis au cycle irréversible qui ajoute les irréversibilités internes de la compression et de la détente, permet de les optimiser pour une puissance maximale. Une analyse du potentiel de cogénération de ces cycles, a permis de mettre en évidence leur disposition à être combinés au dessalement par les procédés de distillation MED et MSF.

L'analyse thermodynamique des chaudières de récupération par la méthode des bilans d'énergie a notamment révélé que, lorsque la température des gaz d'échappement le permet, lorsqu'elle est suffisamment élevée, chaque niveau de pression supplémentaire nous permet d'améliorer d'environ quatre points le rendement de la récupération.

Une étude ayant pour but de comparer le cycle combiné traditionnel, dont le rendement semble plafonner à 60%, avec le cycle "LOTHECO", qui apporte au cycle combiné les avantages que procure l'humidification de l'air grâce à l'énergie puisée dans une source externe de basse température, laisse entrevoir la possibilité d'atteindre des rendements supérieurs à 70%. Cette étude a été complétée par la simulation des phénomènes de transfert de masse et de chaleur lors de l'humidification de l'air à travers une tour à lits de garnissage, et lors de la condensation à partir de fumées fortement humides en écoulement vertical croisé à travers une batterie de tubes. Les distributions d'un certain nombre de paramètres, tels que les températures et l'humidité spécifique, ont été établies afin de servir d'informations préliminaires pour des projets de dimensionnement.

Mots Clés : thermodynamique en temps fini ; cycle combiné ; LOTHECO ; récupération ; humidification ; condensation.

Optimal Approaches of Combined Cycles

Abstract : The approach of finite time thermodynamics, applied to endoreversible cycle, in which only the external irreversibilities due to heat transfer across mean temperature differences between the fluid cycle and heat sources are considered, then to the irreversible cycle that adds the internal irreversibilities of the compression and relaxation, allows them to be optimized for maximum power. An analysis of cogeneration potential of these cycles, revealed their aptitude to be combined to desalination applications with MED and MSF distillation processes.

Thermodynamic analysis of heat recovery boilers by energy balance methods has shown that when the temperature of the exhaust gas permits, when sufficiently high, each added pressure level allows us to improve by four points the efficiency of recovery process.

A study to compare the conventional combined cycle, whose efficiency seems to be limited at 60%, with the "LOTHECO" cycle, which brings to the combined cycle the benefits of humidifying the air thanks to energy drawn from a low temperature external heat source, suggests the possibility of achieving efficiencies higher than 70%. This study includes the simulation of mass and heat transfers through a packed bed tower humidifier, and during condensation from high humidity flue gas in vertical cross flow through a tube bank. Distributions of a number of parameters, such as temperatures and specific humidity, were established to serve as preliminary information for design projects.

Keywords: Finite time thermodynamics; combined cycle; LOTHECO; recovery; humidification; condensation.

*La marche travaille le corps,
le chemin travaille l'esprit,
Et le partage des deux avec un ami nous enrichit.*

Laurence Maron

A tous ceux qui me sont chers

Remerciements

Au terme de ce travail, je tiens, tout d'abord, à remercier vivement le Professeur M.A. Ait-Ali, pour avoir été pour moi, depuis que je suis à l'Ecole Nationale Polytechnique, le meilleur des guides et des accompagnateurs ; je le remercie pour son aide, ses conseils, son respect et surtout sa patience.

Mes remerciements vont également à tous mes collègues qui n'ont pas cessé de me pousser à finaliser ce travail ; qu'ils sachent que leur sollicitude est parvenue au plus profond de mon cœur et qu'ils trouvent ici le modeste témoignage de ma reconnaissance.

Je ne saurais omettre d'exprimer ma gratitude à tous mes enseignants et à tous mes étudiants auprès desquels j'ai tant appris.

Que les personnels du département de génie mécanique et du centre de documentation de l'Ecole trouvent ici le témoignage de toute ma sympathie.

Je remercie Le Professeur C.E. Chitour pour m'avoir fait l'honneur de présider mon jury. Je remercie également les Professeurs E.H. Benyoussef et A. Smaili pour avoir accepté d'examiner mon travail.

J'exprime enfin ma reconnaissance à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de cette thèse.

TABLE DES MATIERES

Table des matières	i
Liste des figures	vi
Liste des tableaux	x
Nomenclature	xi

CHAPITRE I : INTRODUCTION

I.1 Introduction à la problématique de la conversion thermo mécanique.....	1
I.2 Historique des turbomachines	3
I.2.1 Les turbines à vapeur	3
I.2.2 Les turbines à gaz	3
I.3 Les cycles combinés	7
I.4 Objectifs	9

CHAPITRE II : LES CYCLES AVANCES DE LA TURBINE A GAZ

II.1 Introduction	10
II.2 Le cycle à injection de vapeur (<i>STIG</i>)	11
II.3 Le cycle à refroidissement évaporatif et régénération (<i>ERGT</i>)	12
II.4 Le cycle de la turbine à air humide (<i>HAT</i>)	12
II.5 Présentation des résultats d'une analyse comparative sur les cycles combinés et les cycles avancés de la turbine à gaz	13
II.6 Le Cycle combiné intégrant une source de chaleur de basse température	18
II.7 Conclusion	19

CHAPITRE III : CONCEPTS DE CYCLES THERMOMECANIQUES A PUISSANCE MAXIMALE

III.1 Introduction	20
III.2 Le cycle endoréversible à puissance maximale	20
III.3 Cycle irréversible à puissance maximale	23
III.4 Comparaison des cycles endoréversible et irréversible	25
III.5 Relation entre le coefficient d'irréversibilité k et le rendement isentropique η_s	26
III.6 Potentiel de cogénération du cycle irréversible	27
III.8 Conclusion	31

CHAPITRE IV : ANALYSE DES CYCLES COMBINES

IV.1 Introduction	32
IV.2 Considérations générales sur le problème de la récupération d'énergie dans le GVR ...	33
IV.3 Le cycle à un seul niveau de pression	34
IV.3.1 Influence des conditions ambiantes sur le rendement et la puissance du cycle combiné à un seul niveau de pression.	36
IV.3.1.1 Effet de la température ambiante	36
IV.3.1.2 Effet de la pression ambiante	37
IV.3.2 Effet de la température du fluide de refroidissement	38
IV.3.3 Influence des paramètres de conception sur la puissance et le rendement	38
IV.3.3.1 Caractéristiques de la vapeur	38
IV.3.3.1.1 Pression de la vapeur vive	38
IV.3.3.1.2 Température de la vapeur vive	39
IV.3.3.2 Préchauffage de l'eau d'alimentation	39
IV.3.3.3 Pression de condensation	40
IV.3.3.4 Pincement	40
IV.3.3.5 Pertes de charge côté gaz dans le GVR	41
IV.3.3.6 Température des gaz à l'échappement de la turbine à gaz (TET)	41
IV.3.4 Analyse de la chaudière de récupération à un niveau de pression	42
IV.3.4.1 Procédure de calcul pour un système à un seul niveau de pression	43
IV.3.4.2 Résultats de l'analyse du système à un seul niveau de pression	44
IV.4 Cycle à un seul niveau de pression avec un GVR associé à une boucle de Préchauffage	47
4.4.1 Analyse de la chaudière de récupération à un niveau de pression avec boucle de préchauffage utilisant un évaporateur BP	49
IV.5 Le cycle à deux niveaux de pression	51
IV.5.1 Effet des paramètres de conception les plus pertinents	55
IV.5.1.1 Pressions de la vapeur vive	55
IV.5.1.2 Températures de la vapeur vive	55
IV.5.1.3 Préchauffage de l'eau d'alimentation	56
IV.5.1.4 Pression de condensation	56
IV.5.1.5 Pincements	56

IV.5.1.6 Température des gaz d'échappement	56
IV.5.2 Analyse d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec boucle de préchauffage	58
IV.6 Analyse d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de Préchauffage	58
IV.7 Résultats de l'analyse pour les systèmes à deux et trois niveaux de pression	62
IV.8 Conclusion	67

CHAPITRE V : LE CYCLE COMBINE INTEGRANT UNE SOURCE A BASSE TEMPERATURE POUR HUMIDIFIER L'AIR DE COMBUSTION –CYCLE LOTHECO.

V.1 Introduction	69
V.2 Analyse comparative du cycle combiné et du cycle LOTHECO	69
V.2.1 Choix du taux de compression	71
V.2.2 La Compression et la Détente	72
V.2.3 Le Refroidisseur et l'Évaporateur	72
V.2.4 La combustion dans le cycle combiné	74
V.2.5 La combustion dans le cycle LOTHECO	75
V.2.6 Performances Energétiques	76
V.2.6.1 Travail de compression	76
V.2.6.2 Travail de détente dans la turbine à gaz	76
V.2.6.3 Travail spécifique net et puissance du cycle à gaz	76
V.2.6.4 Quantité de chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion	76
V.2.6.5 Rendement énergétique de la turbine à gaz	77
V.2.6.6 Efficacité de la chaudière de récupération	77
V.2.6.7 Travail spécifique de la turbine à vapeur	77
V.2.6.8 Rendement énergétique du cycle à vapeur	77
V.2.6.9 Rendement de la récupération	77
V.2.6.10 Puissance du cycle vapeur	77
V.2.6.11 Puissance nette du cycle combiné (ou du cycle LOTHECO)	77
V.2.6.12 Rendement énergétique du cycle combiné (ou du cycle LOTHECO)	77
V.2.7 Résultats	78
V.3 Simulation des transferts de masse et de chaleur au sein d'une colonne d'humidification à lits de garnissage	81
V.3.1 Bilans de masse et d'énergie	81

V.3.2	Processus de transfert de masse et de chaleur	83
V.3.3	Température de l'interface	86
V.3.4	Procédure de résolution	86
V.3.5	Résultats de la simulation	87
V.3.5.1	Sursaturation du gaz	87
V.3.5.2	Evolutions des températures le long de la colonne	88
V.4	Analyse de la condensation dans une batterie de tubes traversés perpendiculairement par un écoulement de fumées fortement humides	91
V.4.1	Introduction	91
V.4.2	Choix de la configuration de la batterie de tubes et des dimensions des tubes	91
V.4.3	Vitesse d'approche des gaz	92
V.4.4	Etat thermodynamique des gaz à l'entrée de la batterie	92
V.4.5	Humidité spécifique du gaz à la sortie de la batterie	92
V.4.6	Hypothèses	92
V.4.7	Procédure de calcul	93
V.4.7.1	Calcul de la masse molaire apparente des gaz et de leur constante R_g	93
V.4.7.2	Evaluation de la température des gaz à la sortie de la batterie, des propriétés physiques moyennes du gaz à travers la batterie et des coefficients de transfert moyens pour un nombre de nappes horizontales N_L donné	95
V.4.7.3	Evaluation des propriétés physiques du gaz	96
V.4.7.4	Calcul du coefficient de transfert de chaleur moyen \bar{h}_g	97
V.4.7.5	Température des gaz à la sortie de la batterie $T_{g,out}$	98
V.4.7.6	Calcul du coefficient de transfert de masse moyen $\bar{\beta}_g$	98
V.4.7.7	Etablissement des distributions des températures, de l'humidité spécifique, du débit de condensat, et détermination du nombre de tubes nécessaires pour sortir avec $\omega = \omega_{out}$	99
V.4.7.8	Calcul de la température du film	101
V.4.7.9	Vérification de la condition $\omega_{out}^j \leq \omega_{out}$	101
V.4.7.10	Calcul du coefficient d'échange moyen dans le film de condensat	102
V.4.7.11	Débit total de condensat sur la couche d'épaisseur $\Delta l = 10 \text{ cm}$	102
V.4.7.12	Dimensionnement longitudinal de la batterie	102
V.4.8	Résultats	103

V.4.8.1 Evolution des paramètres thermodynamiques et du débit de condensat à travers une batterie de tubes	103
V.4.8.2 Evolution des paramètres du gaz et du condensat à la sortie de l'échangeur suivant la longueur	106
V.5 Conclusion	107
CONCLUSION GENERALE	108
BIBLIOGRAPHIE	110

ANNEXES

Annexe A : Procédures de calculs pour le chapitre IV et Données	114
ANNEXE B : Propriétés physiques des fluides pour les sections V.3 et V.4	124
ANNEXE C : Détails des calculs concernant la colonne d'humidification à lits de garnissage	127
ANNEXE D : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert dans les problèmes de condensation en écoulement perpendiculaire à une batterie de tubes	132

LISTE DES FIGURES

Fig.(II.1) : Schéma d'un système de suralimentation d'une turbine à gaz à l'aide d'un filtre rotatif et d'un refroidisseur évaporatif	10
Fig.(II.2) : Schéma d'une turbine à gaz avec injection d'eau au cours de la compression	11
Fig.(II.3) : Schémas de deux configurations possibles du cycle de la turbine à gaz à injection de vapeur (STIG)	11
Fig.(II.4) : Schéma d'une installation de turbine à air humide (HAT)	12
Fig.(II.5) : Schéma d'une configuration cascade d'une turbine à air humide (CHAT)	13
Fig.(II.6) : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles secs	14
Fig.(II.7) : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles humides et cycle combiné	15
Fig.(II.8) : Effet de l'injection sur la durée de vie des parties hautement chaudes de la turbine à gaz	17
Fig. (II.9) : Schéma d'un cycle combiné intégrant une source de chaleur de niveau de température modeste (LOTHECO)	18
Fig. (III.1) : Diagramme Température-Entropie d'un cycle irréversible	23
Fig.(III.2) : Schéma d'une installation de cogénération avec turbine à vapeur à contre pression intégrant un procédé de dessalement MSF	30
Fig.(III.3) : Schéma d'une installation de cogénération avec turbine à vapeur à contre pression intégrant un procédé de dessalement MED	31
Fig.(IV.1) : Schéma d'un cycle combiné à un seul niveau de pression	35
Fig.(IV.2) : Comparaison des diagrammes d'échange T(Q) d'un GVR et d'un générateur de vapeur classique pour une même différence de température au pincement.	36
Fig.(IV.3) : Diagramme T-s d'une turbine à gaz pour deux valeurs différentes de la température ambiante	37

Fig.(IV.4): Effet de la valeur du pincement sur le rendement de la récupération et la surface d'échange	40
Fig. (IV.5) : Diagramme de distribution des températures à travers une chaudière à un seul niveau de pression	41
Fig.(IV.6) : Diagramme T-s du cycle vapeur dans le cas d'une chaudière à un seul niveau de pression	42
Fig.(IV.7): Rendement de la récupération en fonction de la pression de vapeur pour différentes valeurs de la température des gaz dans le cas d'une chaudière de récupération à un seul niveau de pression	45
Fig.(IV.8): Evolution des performances du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression de la vapeur	46
Fig.(IV.9) : Evolution du taux de croissance de la chute d'enthalpie utilisable lors d'une détente isentropique suite à une même augmentation de pression à température constante dans deux domaines différents.	46
Fig.(IV.10) : Evolution de la température de rejet des gaz en fonction de la pression de la vapeur dans une chaudière à un seul niveau de pression	47
Fig.(IV.11): Schéma d'un GVR associé à une boucle de préchauffage	48
Fig.(IV.12) : Diagramme des distributions de la température des fluides à travers une chaudière de récupération à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage	49
Fig.(IV.13): Evolution des performances du système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage, en fonction de la pression de la vapeur	50
Fig.(IV.14): Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression pour les combustibles contenant du soufre	52
Fig.(IV.15): Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression pour les combustibles ne contenant pas de soufre (GN)	52
Fig.(IV.16) : Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression à économiseur séparé dans la zone des basses températures	53
Fig.(IV.17): Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression avec utilisation de l'eau d'alimentation pour préchauffer le condensat	54
Fig.(IV.18) : Chaudière de récupération à deux niveaux de pression comportant une boucle de préchauffage	57

Fig.(IV.19) : Diagramme T-s du cycle vapeur dans le cas d'une chaudière à deux niveaux de pression.....	57
Fig. (IV.20) : Diagramme des distributions de la température des fluides à travers une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec boucle de préchauffage	58
Fig.(IV.21) : Chaudière de récupération à trois niveaux de pression comportant une boucle de préchauffage	60
Fig.(IV.22) : Diagramme des distributions de la température des fluides à travers une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage	61
Fig.(IV.23) : Diagramme T-s du cycle vapeur dans le cas d'une chaudière à trois niveaux de pression.....	61
Fig.(4.24) : Evolution de la valeur optimale de la pression du circuit BP en fonction de la valeur choisie pour la pression du circuit HP	63
Fig.(IV.25) : Evolution des performances du système à deux niveaux de pression en fonction de la pression P_h de la vapeur HP	63
Fig.(IV.26) : Evolution des pressions des circuits MP et BP en fonction de la pression de la vapeur HP dans le cas d'un système à 3 niveaux de pression	64
Fig.(IV.27) : Evolution de l'efficacité de la chaudière de récupération à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP	65
Fig.(IV.28) : Evolution du rendement du cycle à vapeur d'un système à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP	65
Fig.(IV.29) : Evolution du rendement de la récupération d'un système à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP	66
Fig.(IV.30) : Evolution de la température de rejet des gaz dans une chaudière à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP	66
Fig.(V.1) : Schéma de principe d'un cycle combiné	70
Fig.(V.2) : Schéma de principe d'un cycle LOTHECO	70
Fig.(V.3) : Diagramme T-s du cycle de Brayton modélisant l'évolution du fluide moteur dans l'installation de la turbine à gaz	71
Fig (V.4) : Schéma de principe d'un saturateur et d'un garnissage de type structuré	81
Fig (V.5) : Schéma d'un volume de contrôle élémentaire de hauteur dz	82

Fig.(V.6) : Subdivisions de la colonne garnie	87
Fig.(V.7) : Evolution de l'humidité spécifique de l'air le long de la colonne	88
Fig.(V.8) : Evolution des températures du gaz et du liquide le long de la colonne	89
Fig. (V.9) : Evolution de la température du gaz le long de la colonne pour différentes hauteurs	90
Fig. (V.10) : Evolution de la température du liquide le long de la colonne pour différentes hauteurs	90
Fig. (V. 12) : Organigramme de calcul de la constante du gaz et des débits de gaz et de vapeur	94
Fig. (V.13) : Organigramme de calcul de la température $T_{g,out}$ et des coefficients \bar{h}_g et $\bar{\beta}_g$	95
Fig. (V.14) : Modèle d'échange entre le gaz et le fluide de refroidissement	99
Fig. (V.15) : Organigramme de détermination de l'humidité spécifique moyenne entre l'entrée et la sortie de la nappe de position « j » et du débit de condensat	101
Fig. (V.16) : Variation de la température du fluide de refroidissement en fonction de la position longitudinale	103
Fig. (V.17) : Evolution des températures du gaz et du condensat à travers les tubes de l'échangeur pour une température de refroidissement $T_s = 15^\circ\text{C}$ et un nombre de nappes $N_L = 100$	104
Fig. (V.18) : Evolution des débits de vapeur et du condensat ainsi que de l'humidité spécifique du gaz à travers les tubes de l'échangeur pour une température de refroidissement $T_s = 15^\circ\text{C}$ et pour un nombre de nappes $N_L = 100$	105
Fig. (V.19) : Evolution des températures, des débits et de l'humidité spécifique à travers les tubes pour une température de refroidissement de 15°C et une humidité spécifique à la sortie autour de $\omega_{out} = 0.07$	106
Fig. (V.20) : Evolution des températures du gaz et du condensat, de l'humidité spécifique à la sortie et du débit de condensat recueilli de l'échangeur en fonction de la position longitudinale pour 10 nappes de tubes	107

LISTE DES TABLEAUX

Tableau (III.1) : Comparaison des paramètres des cycles endoréversible et irréversible	27
Tableau (III.2) : Tableau comparatif des résultats pour les cycles endoréversible et irréversible à puissance maximale pour une température de la source chaude de 800 K – Considération des cas $T_c = 300$ K et $T_c = 378,2$ K	28
Tableau (III.3) : Tableau comparatif des résultats pour les cycles endoréversible et irréversible adaptés à la cogénération : température de la source chaude $T_h = 800$ K ; Température de la source froide $T_c = 378,2$ K	29
Tableau(IV.1) : Bilans d'énergie pour une chaudière de récupération à un seul niveau de pression	42
Tableau (IV.2) : Bilans d'énergie pour le cycle à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage	50
Tableau (IV.3) : Bilans d'énergie pour la chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec boucle de préchauffage	59
Tableau (IV.4) : Bilans d'énergie pour une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage	62
Tableau.(IV.5) : Evolution des performances des chaudières de récupération avec le nombre de niveaux de pression, exemple illustratif	67
Tableau (V.1) : Résultats des calculs pour le cycle combiné	78
Tableau (V.2) : Résultats des calculs pour le cycle LOTHECO	79
Tableau (V.3) : Températures et humidité spécifiques du gaz à la sortie de la tour pour différentes valeurs de la hauteur	89

NOMENCLATURE

A : Surface [m^2]

C : Conductance thermique [kW/K]

C_p : Chaleur spécifique à pression constante [kJ/Kg.K]

D : Diamètre [m] ou coefficient de diffusion [m^2/s]

H : Hauteur [m]

\tilde{M} : Masse molaire. [kg/mole]

N : Nombre total de tubes dans un faisceau

N_L : Nombre de tubes dans une nappe verticale

N_T : Nombre de tubes dans une nappe horizontale (transversale)

P : Pression [MPa] ou puissance [kW]

Q : Quantité de chaleur [kJ]

R : Constante universelle des gaz parfaits [8.3144 kJ/kmol.K]

R² = (T_h/T_c) : Rapport des températures de la source chaude et de la source froide

T : Température. [K]

T_e : Température équivalente du mélange combustible – comburant à l'entrée de la chambre

T_g : Température des gaz de combustion avant d'être mélangés à l'air secondaire

W : Travail [kJ]

Y : Masse de vapeur produite par Kg de gaz

f : rapport du débit massique de combustible sur le débit d'air de combustion de combustion

h : enthalpie spécifique [kJ/Kg]

k : coefficient introduit pour représenter les irréversibilités interne d'un cycle

\dot{m} : débit massique [kg/s]

n : nombre de mole

\dot{n} : débit molaire [kmole/s]

p : pression [kPa]

r : rapport du débit d'air total au débit d'air participant à la combustion

s : Entropie spécifique [kJ/kg.K] ou rapport du débit massique de vapeur injectée sur le débit massique d'air de combustion

x : Titre de la vapeur ; rapport de conductances (C_c/C_t)

\tilde{x}_v : fraction massique de vapeur dans les fumées

\tilde{y}_v : fraction molaire de vapeur dans les fumées

Lettres grecques :

Δ : différence entre deux températures moyennes

δ : Epaisseur

α : Coefficient de transfert de chaleur [W/m².K]

β : Coefficient de transfert de masse. [m/s]

γ : Rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v)

η : rendement

ε : efficacité.

μ : viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)

λ : coefficient de conduction thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) ; rapport molaire air-combustible caractérisant une combustion

ω : humidité spécifique

τ : taux de compression

Nombres adimensionnels

$Re = \frac{\rho U_c L_c}{\mu}$ Nombre de Reynolds

$Nu = \frac{\alpha L_c}{\lambda}$ Nombre de Nusselt

$Sh = \frac{\beta L_c}{D_{AB}}$ Nombre de Sherwood

$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$ Nombre de Prandtl

$St_q = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$ Nombre de Stanton thermique

$St_m = \frac{Sh}{Re \cdot Sc}$ Nombre de Stanton massique

$Sc = \frac{\mu}{\rho D_{AB}}$ Nombre de Schmidt

Indices :

b: basse pression

c: condenseur (ou source froide ou encore relatif au cycle de Carnot)

e: évaporateur

f: liquide saturé, fumées

fg: pour une propriété thermodynamique, ceci désigne la différence entre la valeur correspondant à la vapeur saturée et celle correspondant au liquide saturé.

g: vapeur saturée (ou gaz)

gs: gaz sec

h: haute pression (ou source chaude)

i: interface ; irréversible

k: boucle de préchauffage

l: liquide.

m: moyenne

mix: relative au point où a lieu le mélange

p: pincement

r: récupération

rej: rejet

s: isentropique, vapeur

sat: saturation

w: eau liquide

Abréviation :

BP : basse pression

HP : haute pression

MP : moyenne pression

TEC : température de l'air à la sortie du compresseur HP

TET : température des gaz d'échappement (sortie turbine à gaz)

TIT : température entrée turbine à gaz

GVR : Générateur de vapeur récupérateur. (chaudière de récupération)

TG : turbine à gaz.

TV : turbine à vapeur

CC : cycle combiné

STIG: turbine à gaz à injection de vapeur

ERGT : Cycle à refroidissement évaporatif et régénération

HAT : turbine à air humide

CHAT : configuration cascade de la turbine à air humide

SGT : configuration de base du cycle de la turbine à gaz

RGT : cycle à régénération de la turbine à gaz

ICRGT : cycle à refroidissement intermédiaire de la compression et régénération

LOTHECO : cycle combiné puisant de l'énergie dans une source externe de basse
Température

MED : procédé de dessalement à effets multiples

MSF : procédé de dessalement par distillation à détente étagées

Chapitre I :

INTRODUCTION

CHAPITRE I : INTRODUCTION

I.1 Introduction à la problématique de la conversion thermomécanique

Les cycles thermodynamiques de puissance convertissent des flux d'énergie thermique en puissance mécanique ; cette puissance produite dans les centrales thermiques est ensuite convertie en puissance électrique puis livrée à distance pour répondre à diverses utilisations. C'est la conversion électromécanique qui a permis le développement industriel et le progrès du niveau de vie que l'on connaît aujourd'hui. Sans elle, la puissance mécanique devait être consommée sur les lieux de sa production comme le montrait le tissu industriel du début du vingtième siècle.

La conversion thermomécanique de l'énergie est un processus dont le rendement est inférieur à l'unité ; l'explication rationnelle est que l'énergie thermique est une forme désorganisée qui intègre les énergies cinétiques des molécules constitutives du fluide considéré ; celles-ci se déplaçant dans tous les sens dans un réservoir en expansion, ne peuvent transmettre qu'une partie de cette énergie sous forme de travail à un piston se déplaçant selon sa course. Ce rendement est aussi affecté par la rapidité des transformations subies par le fluide et par les forces de frottement liées aux déplacements des organes mécaniques. Le rendement énergétique est défini par le rapport du travail mécanique obtenu sur l'énergie thermique fournie. Cette définition traditionnelle rencontre deux objections : d'une part elle ne tient pas compte de la loi de la nature qui limite cette conversion par le second principe de la thermodynamique, et d'autre part elle passe sous silence la dimension temporelle inhérente à toutes les activités humaines ; l'homme est intéressé par l'obtention d'un travail donné dans un temps donné, donc par une puissance, et c'est elle qui dimensionne les installations des processus physiques. Pour répondre à ces deux objections, on corrige le rendement par une définition basée sur des flux d'exergie.

Le cycle combiné est un concept thermodynamique innovant qui réunit deux ou trois cycles thermomécaniques de puissance pour obtenir un rendement, ou une puissance, maximum à partir d'un potentiel thermodynamique donné; ce potentiel est défini ici par la différence des températures de la source chaude et de la source froide. On recherche tout d'abord un potentiel maximum admissible compatible avec la bonne tenue mécanique des équipements. Les cycles thermodynamiques étant réalisés par une succession fermée de transformations de fluides, le potentiel de température maximum admissible peut être accommodé par un, deux, voire trois fluides de cycles selon leurs propriétés thermophysiques. Le concept de cycle combiné explore donc un certain nombre d'alternatives de potentiels de températures disponibles et de fluides de cycles dont les propriétés et les capacités thermiques permettent de réaliser des équipements de transfert de dimensions acceptables.

Il est souhaitable d'avoir une température de la source chaude la plus élevée possible ; en thermique, celle-ci est obtenue habituellement par la combustion de charbon, de gaz naturel ou de pétrole avec de l'air atmosphérique. Ces combustions sont caractérisées par une température maximum selon le couple comburant-combustible choisi. Celle-ci est typiquement de 2200 à 2400 K, la présence massive de l'azote dans l'air réduisant cette température. La combustion avec de l'oxygène pur permettrait de la multiplier par un facteur supérieur à deux, mais le problème de confinement de la flamme dans une enceinte physique rendrait la réalisation industrielle onéreuse, voire problématique quand il s'agit de machines tournantes. Dans ces dernières, les températures limites admissibles sont reculées par les techniques de refroidissement des aubages qui sont devenues aujourd'hui pratiques courantes même dans les applications industrielles des centrales thermiques.

La recherche de températures de sources chaudes élevées qui se base sur le rendement de Carnot doit en fait être tempérée par la considération d'un rendement à puissance donnée qui traduit une conversion réelle, et non une conversion réversible qui produirait une puissance nulle parce que la réversibilité implique des temps de transfert infinis. En effet, pour transférer une puissance thermique de la source chaude au fluide de cycle, il faut un échangeur de chaleur et celui-ci implique une différence de température ; de même, le cycle nécessitant aussi une deuxième source de chaleur pour évacuer le flux thermique résiduel, celui-ci implique un échangeur de chaleur et une différence de température par rapport au milieu environnant. Ainsi, le potentiel de température initialement disponible est réduit des deux écarts de température nécessaires aux transferts thermiques ; ceux-ci sont d'autant plus importants que l'on souhaite réduire le temps de transfert et les surfaces d'échange, donc le coût des échangeurs. Ainsi se pose la problématique de la conversion thermomécanique à partir d'un potentiel de température donné. C'est un problème contraint par la ressource d'échangeurs (chaudière, condenseur et autres régénérateurs) que l'on se donne, et par le rendement attendu des transformations thermodynamiques.

Cette approche à l'évaluation des cycles thermomécaniques est celle de la thermodynamique ou des transferts en temps fini. Elle rassemble la thermique et la thermodynamique classique pour le dimensionnement de cycles thermomécaniques à travers les flux thermiques. Étant donné un inventaire fini de surface d'échange, ou plus simplement une conductance thermique finie, qui est le produit de la surface d'échange et du coefficient global que l'on peut déterminer expérimentalement pour une application donnée, le problème revient à maximiser la puissance produite par un cycle endoréversible, ou par un cycle irréversible. Ce problème revient à répartir le potentiel de température disponible entre les transferts thermiques et la production d'une puissance maximale ; celle-ci sera modulée selon les irréversibilités internes du cycle de puissance.

La conversion thermomécanique de l'énergie a pris véritablement son essor avec l'invention et le perfectionnement des turbomachines, dont la puissance par unité de masse a fait des progrès gigantesques, et le développement des machines électriques, qui a permis le transport de la puissance motrice vers les centres industriels et les villes réserves de main-d'œuvre.

I.2 Historique des turbomachines

I.2.1 Les turbines à vapeur

Le cycle à vapeur est historiquement celui qui a été inventé le premier pour harnacher la puissance motrice de la vapeur vive. La première application a été une réalisation par cylindre et piston, avec les complications que l'on connaît au mouvement alternatif, particulièrement inefficace lorsqu'il comporte une course improductive. Bien que l'idée d'une machine rotative opérant sur le principe à réaction remonte au premier siècle après Jésus Christ, avec l'invention de l'Eolipile d'Héron d'Alexandrie [19], les recherches sérieuses pour la mise en application de ces principes n'ont vraiment commencé qu'à partir du début du XIX^{ème} siècle, quand l'idée de trouver une machine qui fonctionnerait mieux que la machine à vapeur de James Watt avait germé dans l'esprit de plusieurs inventeurs.

La turbine à vapeur fut le produit d'un travail acharné ayant impliqué plusieurs inventeurs durant le dernier quart du XIX^{ème} siècle. En Angleterre, Sir Charles Parsons proposa à la vente une première turbine à vapeur industrielle vers 1884 [19] ; c'était une machine axiale à réaction, à plusieurs étages. A la même époque, De Laval, un suédois d'origine française, développa la turbine à vapeur à impulsion alimentée par un jet supersonique permettant une utilisation plus efficace de la vapeur. Avant la fin du siècle, des perfectionnements importants avaient été proposés, notamment par le français Rateau, dont la turbine multicellulaire présentait un rapport de pression identique pour tous les étages; l'américain Curtis y ajouta une conception basée sur deux séries d'aubages mobiles avec une couronne d'aubes fixes après les tuyères.

I.2.2 Les turbines à gaz

Les idées appliquées au perfectionnement de la turbine à vapeur, l'ont été également au développement de la turbine à gaz ; c'est ainsi qu'en 1872, Stolze intégra le concept d'étages multiples sur une turbine à gaz et proposa pour la première fois d'utiliser un compresseur axial à plusieurs étages. Un premier prototype de sa turbine à air chaud fut développé et sa construction lancée dès 1882 ; les premiers essais ne furent cependant réalisés qu'entre 1900 et 1904 [19 ; 40]. Ils ont donné un rendement extrêmement bas, la puissance de la turbine étant presque entièrement consommée par le compresseur, dont la conception n'était pas établie sur de solides bases scientifiques, l'aérodynamique n'étant alors qu'à ses débuts. D'ailleurs, le compresseur axial fut également un sujet d'intérêt pour Parsons qui y faisait déjà allusion dans le brevet de sa turbine à vapeur qu'il déposa en 1884 ; sa compagnie a même construit une trentaine de compresseurs axiaux entre 1900 et

1908 avec des pressions atteignant 11,75 psig (0,80 bar effectif). Cependant, les efforts considérables consacrés par Parsons au compresseur axial n'ont pas abouti, comme escompté, à en améliorer le rendement. A cause de ces échecs et du succès enregistré par le compresseur centrifuge de Rateau commercialisé dès 1908 avec un rendement bien plus élevé, Sir Charles Parsons abandonna finalement ses recherches sur le compresseur axial.

En fait, c'est en 1791 qu'un brevet pour un système qui offre, sur le principe, une ressemblance intrinsèque avec la turbine à gaz telle que nous la connaissons aujourd'hui, fut accordé à John Barber en Angleterre [19]. Il est vrai que ce système était primitif dans sa forme, mais il présentait déjà toutes les caractéristiques d'une unité de turbine à gaz moderne ; les dessins de John Barber montrent deux compresseurs pour l'air et le gaz combustible, ainsi qu'une roue de turbine à action heurtée par un jet de gaz de grande vitesse quittant une tuyère placée à l'extrémité d'une chambre de combustion. Afin de ne pas exposer la turbine à des températures excessives, il a même été prévu un refroidissement des gaz par injection d'eau. En 1837, Bresson, à Paris, conçut un système utilisant un ventilateur qui envoie l'air sous pression dans une chambre de combustion où il est mélangé à un combustible gazeux puis brûlé, les produits de combustion sont refroidis par un excès d'air puis dirigés en forme de jet sur une roue. Les recherches sur la turbine à gaz se poursuivirent ainsi sans interruption, mais en laissant d'abord le moteur à combustion interne et la turbine à vapeur faire leurs preuves respectives dans des domaines d'utilisation le plus souvent complémentaires.

En 1908, le Dr Hans Holzwarth [19] entama de longues années de recherches expérimentales sur la turbine à explosion, qui porte d'ailleurs son nom. Cette turbine opère selon le cycle d'Otto, avec une détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique. Une charge d'air et de combustible gazeux est introduite sous pression dans la chambre de combustion où l'explosion a lieu en volume fermé comme dans un moteur à combustion interne, la pression des gaz monte jusqu'à ce qu'elle devienne suffisante pour ouvrir une soupape retenue par un ressort ; les gaz sont alors conduits vers une tuyère qui les convertit en un jet de grande vitesse avant de les diriger sur les aubes de la turbine. La soupape est conçue pour rester ouverte sous l'action d'une pression hydraulique jusqu'à ce que tous les gaz soient évacués de la chambre de combustion. La détente est suivie d'un balayage des gaz résiduels qui permet en même temps de refroidir la turbine. La pré-compression du mélange combustible est obtenue grâce à un compresseur entraîné par une turbine à vapeur, dont la vapeur est produite dans une chaudière de récupération sur la chaleur des gaz échappés de la turbine à gaz. L'idée d'un cycle combiné était ainsi née. Les résultats des travaux de Holzwarth ne sont pas très bien connus, mais Stodola de Brown Boveri avait déclaré [46] que le rendement thermique le plus élevé jamais atteint par une turbine à gaz avant 1927 n'excédait guère 13 %.

Le travail effectué par Brown Boveri en relation avec la turbine à explosion avait abouti au développement de la chaudière "Velox", et en retour, l'expérience acquise avec

cette dernière et les turbocompresseurs de suralimentation pour moteur diesel réorienta de nouveau les recherches vers la turbine à combustion. C'est ainsi qu'une température de 538°C fut envisageable pour des ailettes de turbine en acier non refroidies. Ceci aurait permis d'obtenir des puissances utiles de 2 à 8 Mw avec des rendements de groupe compresseur – turbine de 73 à 75 % et un rendement de cycle de 17 à 18 %. La turbine à gaz aurait donc pu être un sérieux concurrent pour la turbine à vapeur dont le rendement tournait alors autour de 18 %. Mais une fois de plus la turbine à vapeur est venue hélas, contrecarrer les projets de la turbine à gaz. En effet, au même moment, la turbine à haute pression et haute température combinant les techniques de la régénération et du préchauffage d'air est apparue ; avec un rendement de 25 %, elle s'était mise hors de portée de la turbine à gaz dans le domaine de la production d'électricité de base. Il ne restait plus qu'à explorer d'autres champs d'application pour la turbine à gaz. Ces efforts de Brown Boveri allaient permettre malgré tout, la concrétisation du rêve de plusieurs générations d'ingénieurs.

En 1939, la première turbine à gaz servant de groupe de réserve fut mise en service avec succès deux années après sa commande par la centrale principale de la ville de Neuchâtel à BBC. Elle avait une puissance de 4 MW aux bornes de l'alternateur et un rendement thermique de 17,4 %. La température des gaz à l'entrée de la turbine est de 550°C. Au cours de la même année 1939, le Dr. Meyer, un des ingénieurs de BBC qui ont le plus contribué au perfectionnement du compresseur axial, déclarait à Londres devant l'institution des ingénieurs mécaniciens qu'il était possible d'améliorer et de perfectionner le cycle de la turbine à gaz pour l'adapter aux secteurs des chemins de fer, de la propulsion marine, des tunnels aérodynamiques, des installations de hauts fourneaux ; il avait même fait allusion aux avantages qu'on pourrait tirer en combinant une turbine à gaz avec une turbine à vapeur dans le domaine de la production d'énergie [46]. C'est ainsi que dès 1939, des projets visant les domaines sus-cités ont été envisagés, notamment par BBC. Mais sans l'apport de la recherche et des industries militaires et aéronautiques durant la seconde guerre mondiale, la turbine à gaz n'aurait probablement jamais atteint aussi rapidement le développement pointu qu'on lui connaît aujourd'hui.

Entre les deux guerres, l'aéronautique a utilisé exclusivement la propulsion à hélice ; on continua à augmenter la puissance du moteur et à perfectionner les hélices, mais aucune innovation n'a été réalisée sur le moteur lui-même. C'est vers la fin des années 1930 que Franck Whittle, un ingénieur et pilote anglais, et Hans Von Ohain, un ingénieur allemand, développèrent parallèlement les premiers avions à réaction. En 1930, Whittle avait déposé un brevet pour une turbine à gaz qu'il chercha à adapter aux avions de chasse à partir de 1937. Mais, c'est Heinkel, [40] en Allemagne, qui réussit son premier vol le 27 août 1939 (Le He 178) avant de lancer le premier avion conçu comme un chasseur à turboréacteur (Le He 280) le 5 avril 1941. Entre temps, Whittle, ayant apporté de nombreux perfectionnements à son moteur, a pu voler aux commandes du premier avion à turboréacteur de Rolls Royce (Le G 40) le 15 mai 1941. Les allemands, qui avaient opté pour le compresseur axial dès le début,

ont rapidement perfectionné leur moteur et en 1944, avaient réussi à lancer dans les combats le fameux chasseur à réaction "Messerschmitt Me 262". Le premier vol à réaction américain, fut celui du Bell XP-59A en octobre 1942 ; il était doté de deux réacteurs General Electric, une version américaine du moteur de Whittle. Avant la fin de la guerre, de nombreuses compagnies américaines s'étaient lancées, à l'instar de General Electric et de Westinghouse, aux côtés de ABB et de Rolls Royce en Europe, dans le développement et la construction de turbines à gaz. Ce grand intérêt accordé à la turbine à gaz donnait à croire qu'on venait tout juste de l'inventer.

Dans le domaine de l'aéronautique, jusqu'au début des années 50, la plupart des appareils civils et militaires étaient équipés de propulsions à combustion interne et hélice. Par la suite, les moteurs à réaction ont vu leur puissance spécifique et leur fiabilité accrues ; la vitesse de vol s'en est trouvée rapidement augmentée. A partir des années 50, la turbine à gaz est entrée dans une période de progression constante, grâce notamment aux progrès réalisés dans les domaines des matériaux et des techniques de refroidissement des aubes qui ont rendu possible l'utilisation de températures de plus en plus élevées.

D'une manière générale, par rapport aux moteurs à combustion interne, qu'elle a remplacés aisément dans le transport aérien essentiellement de par la puissance spécifique élevée par unité de masse et la vitesse maximum transsonique permise par la propulsion à réaction, la turbine à gaz peut brûler une plus large variété de combustibles. Sa combustion à fort excès d'air lui permet de réduire les émissions de CO et de NOx ; elle est naturellement beaucoup moins bruyante que les moteurs à piston. Elle a remplacé les moteurs diesel dans les stations de pompage et de compression des oléoducs et des gazoducs. En propulsion marine, elle assure une discrétion acoustique pour les navires de recherche, les sous-marins et les bâtiments militaires, ainsi qu'une rapidité de mouvement pour ces deux derniers. Sur les tankers, elle donne un gain de place plus important, permettant d'augmenter leur cargaison ou de réduire leur longueur. Sur les navires de croisière, ferries rapides et d'autres navires nécessitant deux régimes de puissance différents, une propulsion électrique combinant des moteurs diesel en exploitation normale avec une turbine à gaz auxiliaire comme "booster" pendant des périodes transitoires, semble être la solution la plus attractive. Quant aux gros navires de croisière, dont les besoins en chaleur sont importants, une turbine à gaz combinée à une turbine à vapeur offre les meilleurs avantages : une courbe de consommation de fuel pratiquement constante sur toute la plage de fonctionnement et besoins en chaleur du navire extraits sur la turbine à vapeur.

Elle est cependant déjà adoptée par les véhicules militaires, en particulier les chars et les blindés auxquels elle procure un plus grand confort, une plus grande manœuvrabilité et la possibilité de monter rapidement en accélération. Des régénérateurs en céramique sont essayés aux Etats-Unis depuis plus de trente ans, mais leur avantage thermodynamique ne

semble pas, du moins en l'état actuel des choses, en mesure de compenser leur coût élevé, surtout sur les véhicules de faible puissance.

Dans les applications automobiles, la turbine à gaz commence à remplacer les moteurs diesel sur les transports routiers à grande distance en Amérique du Nord et en Europe. En dehors de son utilisation très ancienne, dans la suralimentation des moteurs à combustion interne, l'avenir de la turbine à gaz comme moteur automobile dépend essentiellement de l'aptitude des constructeurs à mettre au point un régénérateur à la fois compact et efficace pour surmonter l'handicap économique par rapport aux moteurs traditionnels ; le rendement du cycle de base augmente avec le taux de compression alors que le potentiel de régénération diminue avec ce paramètre. La marge de manœuvre est naturellement étroite pour les applications de faible puissance sans resurchauffe.

I.3 Les cycles combinés

Dans le secteur de la production d'énergie, la turbine à gaz n'était, à ses débuts, ni suffisamment efficace ni suffisamment fiable et elle était même encombrante. Pour améliorer ses performances, des modifications, telles que la resurchauffe inter-turbines, le refroidissement inter-compresseurs ou la régénération, ont été appliquées. Une autre approche consistait à combiner la turbine à gaz avec d'autres cycles plus développés, tel le cycle de Rankine. Cependant, aussitôt que les turbines à gaz industrielles avaient pu intégrer les progrès technologiques des moteurs à réaction, l'emploi de configurations complexes n'était plus nécessaire pour obtenir des centrales thermiques efficaces. La configuration à cycle simple était très compacte, avait un coût d'investissement bas et offrait un rendement qui n'était plus trop loin de celui des centrales à vapeur classiques. Toutefois après la valorisation des combustibles pétroliers, survenue à partir de 1973, le rendement des systèmes énergétiques était devenu la priorité principale de l'industrie de l'énergie.

Les cycles combinés, d'abord utilisés sous une forme adaptée à la rénovation de centrales à vapeur existantes (repowring), ensuite conçus spécialement en schémas optima combinant une turbine à gaz avec une turbine à vapeur, sont devenus des réalisations courantes dans le domaine des centrales de production d'énergie. Par ailleurs, des techniques d'amélioration du cycle de la turbine à gaz ont été reconsidérées. La resurchauffe a été utilisée pour la première fois par ABB en 1948, sur une centrale de turbine à gaz construite à Beznau, en Suisse. L'installation, à arbres multiples, avait un rendement élevé pour l'époque, mais une faible puissance spécifique. Quarante années plus tard, la resurchauffe a été intégrée sur les turbines des séries ABB GT 24/26. La régénération, utilisée dans les années 40 et 50 pour améliorer le rendement des moteurs, est aujourd'hui mise en œuvre sur la turbine WR21 de Rolls Royce / Westinghouse.

Aujourd'hui, alors que des développements attendus sur les centrales à vapeur à paramètres hypercritiques permettraient des rendements voisins de 50 % [47,34], la meilleure turbine à gaz ne peut excéder un rendement de 42 % [34] en cycle simple.

Combinées ensemble, ces deux technologies sont en mesure de générer de l'énergie avec un rendement supérieur à 59 %. Cependant, de telles performances sont aujourd'hui possibles uniquement pour des centrales de 300 MW et plus ; le processus de développement des turbines à gaz semblait atteindre une phase de saturation, où une amélioration des performances est obtenue seulement par une augmentation de la taille des centrales. Ceci pourrait s'avérer en porte-à-faux avec les nouvelles politiques en matière de production d'énergie, qui préconisent la construction de petites unités, requérant un espace réduit, près des points de consommation pour éviter les pertes de transmission en ligne.

Cependant, les grandes centrales à vapeur peuvent s'avérer en général plus contraintes par la situation géographique ; dans les pays à climat aride elles ne peuvent être implantées qu'en bord de mer, cette dernière étant alors utilisée comme source d'eau de condensation pour ce type de centrales, ce qui réduit la rentabilité par les pertes de transport. C'est en partie dans ce contexte qu'au cours des deux dernières décennies, des cycles innovants ont été proposés dans la littérature pour améliorer les performances des petites unités et les rapprocher de celles des grandes unités actuelles. Ces innovations comprennent principalement l'utilisation de chaudières de récupération à plusieurs niveaux de pression, de turbines à gaz à injection de vapeur, de l'humidification de l'air, de la récupération chimique et de l'oxydation partielle. Ainsi par exemple, pour des niveaux de puissance inférieurs à 30 MW, le rendement d'un cycle combiné classique doit tourner autour de 42% à cause de contraintes technico-économiques, alors qu'une valeur supérieure à 50% est envisageable avec certaines des techniques employées sur des cycles avancés.

En Algérie, la situation géographique, à climat aride et désertique pour l'essentiel est tout à fait adaptée à la construction et à l'utilisation de centrales à cycles combinés pour des agglomérations de 100.000 habitants et plus, situées sur les hauts plateaux. Le mode de production « concentré », si on continue de l'adopter, va entraîner la saturation du littoral et la pollution du paysage avec des lignes de transport onéreuses par l'investissement, l'entretien et les pertes d'énergie de transmission par lignes aériennes. Dans les zones de développement à climats arides (Hauts Plateaux), on enregistre des fluctuations importantes de la température ambiante entre le jour et la nuit d'une part et selon les saisons d'autre part ; il est bien connu que les performances de la turbine à gaz sont fortement affectées par les hausses de température ambiante, notamment la puissance. Dans ces régions, un intérêt particulier devrait donc porter sur le fonctionnement des centrales à cycle combiné hors régime nominal.

Nous savons que les unités standard sont en général conçues avec des caractéristiques nominales qui les situent entre deux limites : une limite correspondant à un maximum de rendement pour une puissance donnée et qui minimise donc la consommation de combustible au détriment du coût de l'investissement, et une limite qui correspond à un maximum de puissance pour un investissement donné. Si, dans le monde en général, les objectifs liés à la production d'énergie tendent à rendre utilisable le charbon en le fluidisant

ou en le gazéifiant, à pousser vers le haut les limites du rendement et à minimiser les taux d'émission des différents polluants, il serait logique, en ce qui nous concerne, d'adopter des compromis qui favoriseraient plutôt des économies sur les coûts des investissements, car nous disposons de nos propres ressources d'énergie et nous importons les équipements et la technologie. Cette problématique qui nous est particulière mérite une analyse approfondie.

I.4 Objectifs

Dans ce travail, nous nous fixons trois objectifs principaux :

- 1- D'abord, nous utiliserons l'approche de la thermodynamique en temps fini pour analyser à un niveau conceptuel le cycle à puissance maximale qui, à l'inverse du concept de Carnot, se veut plus réaliste en tenant compte des irréversibilités externes dans l'analyse du cycle endoréversible, puis également des irréversibilités internes dans le cycle irréversible. Ces deux cycles seront comparés et nous montrerons que le cycle à puissance maximale est bien adapté à la cogénération.
- 2- Ensuite, nous procéderons à l'analyse des moyens mis en œuvre dans les cycles combinés en vue d'optimiser le processus d'extraction et d'utilisation de l'énergie disponible au sein des gaz d'échappement.
- 3- Finalement, sur la base d'un calcul comparatif, nous montrerons que le cycle LOTHECO, dans lequel l'air de combustion est fortement humidifié et qui puise l'énergie nécessaire à cette humidification dans une source extérieure de basse température, idéalement un champ de capteurs solaires plans, apporte des améliorations substantielles au cycle combiné sur le plan énergétique et pourrait, dès que les problèmes liés à la complexité de ses schémas de réalisation arrivent à être techniquement résolus et économiquement viabilisés, équiper une nouvelle génération de centrales.

Chapitre II :

LES CYCLES AVANCES DE LA TURBINE A GAZ

CHAPITRE II : LES CYCLES AVANCÉS DE LA TURBINE A GAZ

II.1 Introduction

L'avantage de la turbine à gaz sur les autres moteurs réside notamment dans son rapport puissance/poids élevé. Son rendement a été boosté grâce à l'avènement des cycles combinés. Cependant, les installations à cycles combinés présentent des coûts d'investissement relativement élevés et requièrent la production d'une vapeur vive de caractéristiques élevées en utilisant les gaz d'échappement de la turbine à gaz, qui doit par conséquent être conçue avec une température d'échappement suffisamment élevée. Les turbines à gaz adaptées pour de telles applications sont de grosses machines. Pour améliorer les performances de turbines à gaz plus petites, ou présentant des taux de compression élevés, on recourt plutôt à d'autres techniques telles que :

- L'injection d'eau dans l'air à l'admission (fig.(II.1));
- L'injection d'eau ou de vapeur au cours de la compression (fig.(II.2));
- L'injection massive de vapeur au cours de la combustion et de la détente (fig.(II.3)).

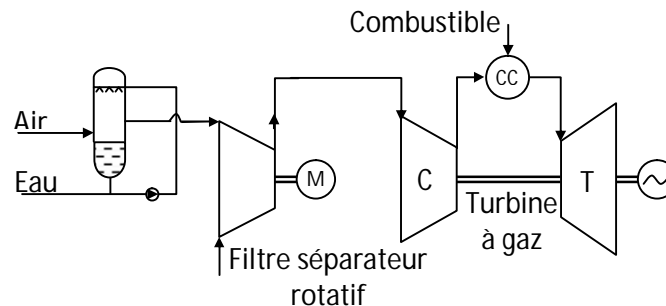


Fig.(II.1) : Schéma d'un système de suralimentation d'une turbine à gaz à l'aide d'un filtre rotatif et d'un refroidisseur évaporatif [34]

Les méthodes de refroidissement de l'air à l'admission du compresseur peuvent être divisées en deux catégories :

- Celles qui visent à saturer l'air en le forçant à travers un milieu humide et qui ne conviennent donc que dans le cas des climats chauds et secs ; le gain de puissance se situe entre 2 et 4% selon le climat [49];
- Celles qui visent à refroidir l'air par réfrigération et qui sont donc utilisables même dans le cas des climats humides, en prévoyant toutefois un moyen efficace de dégivrage des batteries frigorifiques ; le gain de puissance se situerait entre 15 et 20%, un gain de rendement appréciable est également envisageable dans ce

cas, si l'on choisit un système de réfrigération à absorption qui puiserait la chaleur qui lui est nécessaire dans les gaz d'échappement de la turbine.

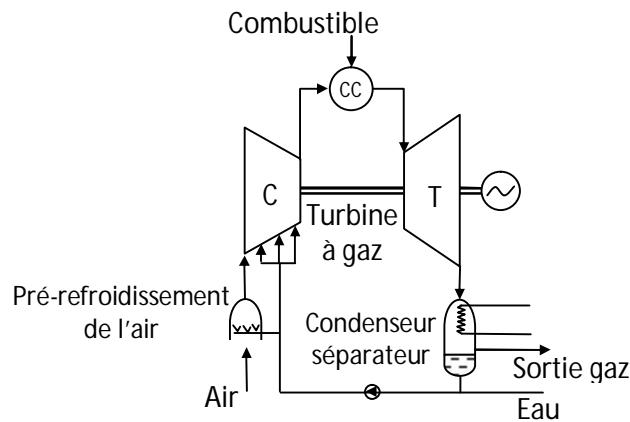


Fig.(II.2) : Schéma d'une turbine à gaz avec injection d'eau au cours de la compression [34]

Les cycles de la turbine à gaz intégrant un système de récupération de la chaleur des gaz d'échappement sont en général qualifiés de *cycles avancés*. En dehors des cycles combinés, on trouve principalement :

II.2 Le cycle à injection de vapeur (STIG) :

La vapeur produite dans une chaudière de récupération grâce à la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est injectée dans la chambre de combustion (voir fig.(II.3)), ceci conduit à une augmentation du débit des gaz et à une élévation de leur chaleur spécifique, leur détente se traduit alors par une amélioration de la puissance et du rendement de l'installation. Cette technique aide également à réduire le taux des NO_x dans les gaz.

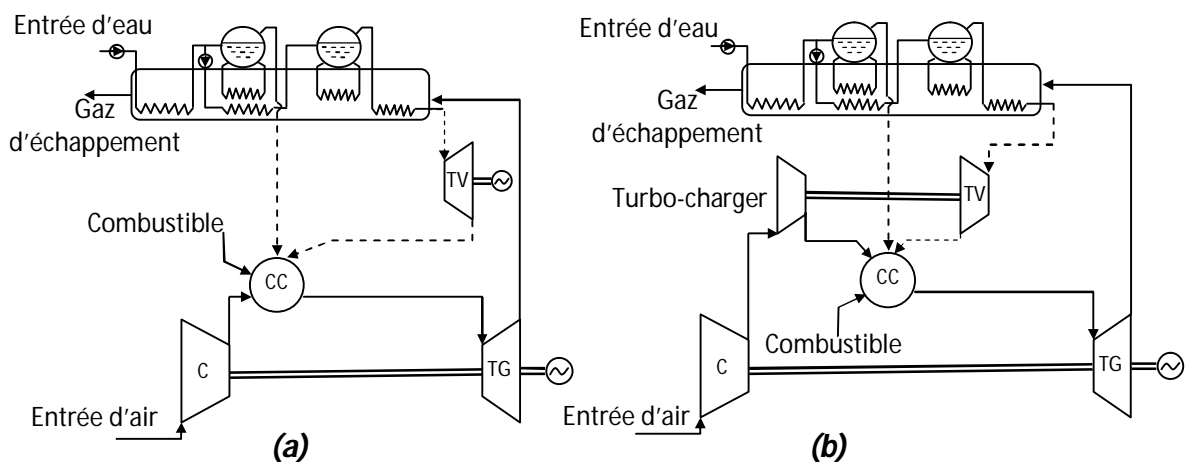


Fig.(II. 3): Schémas de deux configurations possibles du cycle de la turbine à gaz à injection de vapeur (STIG) [6]

II.3 Le cycle à refroidissement évaporatif et régénération (ERGT) :

De l'eau chaude est injectée dans l'air, une première fois en aval du compresseur BP dans le but d'obtenir son refroidissement intermédiaire (qui réduit la puissance consommée par le compresseur HP), puis une seconde fois en aval du compresseur HP en vue de son post-refroidissement (qui améliore la performance du régénérateur). Pour les mêmes raisons que dans le cas ci-dessus, les performances de la turbine à gaz s'en trouvent améliorées. Dans ce type de système, on veillera à ce que la totalité de l'eau injectée soit évaporée, il y a donc une limite fixée par la saturation de l'air.

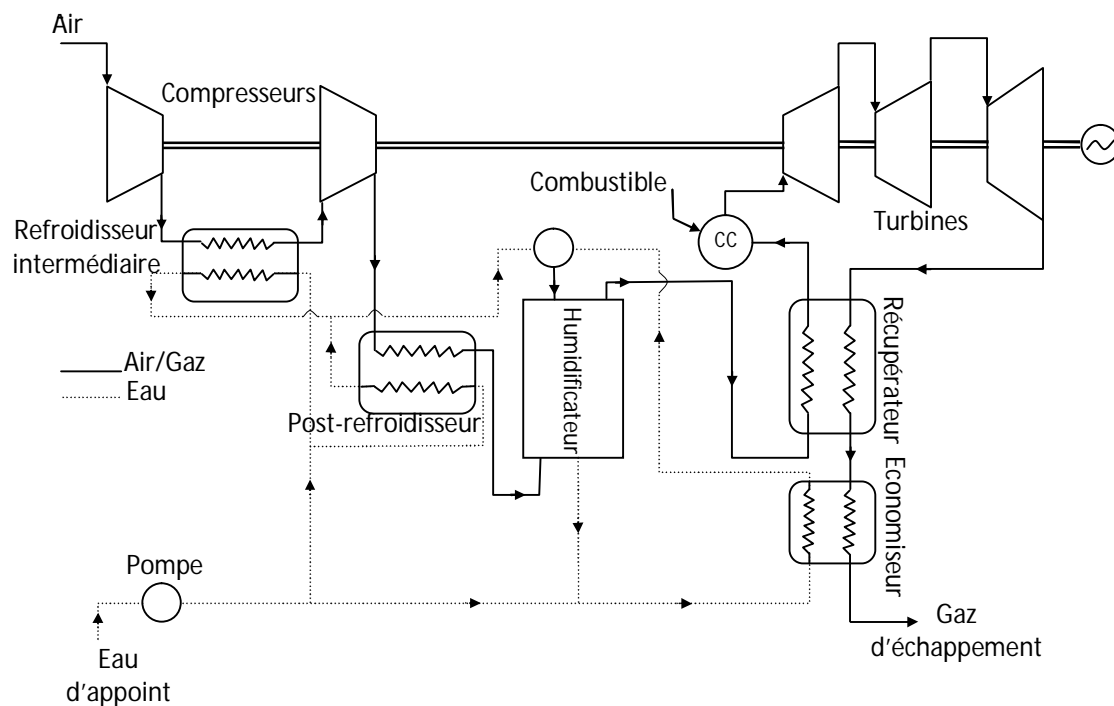


Fig.(II.4) : Schéma d'une installation de turbine à air humide (HAT) [7]

II.4 Le cycle de la turbine à air humide (HAT) :

C'est peut-être le cycle le plus avancé. Son avantage par rapport au cycle à refroidissement évaporatif et régénération (ERGT) réside dans le fait que les opérations de refroidissement et d'humidification de l'air sont réalisées séparément. L'air, après son passage dans le compresseur BP, est refroidi à l'eau puis comprimé jusqu'à la pression finale dans le compresseur HP avant de subir un nouveau refroidissement suivi d'une humidification par évaporation d'eau chaude jusqu'à saturation (voir fig.(II.4) ci-dessus et fig.(II.5) ci-dessous). Le débit massique et l'enthalpie de l'air s'en trouvent ainsi augmentés. Par ailleurs, la chaleur des gaz pourrait ainsi être récupérée jusqu'à des températures inférieures au point d'ébullition de l'eau. Les gaz d'échappement sont d'abord refroidis dans le récupérateur qui sert de préchauffeur pour l'air humide avant son admission dans la chambre de combustion, ensuite leur refroidissement sera parachevé dans le réchauffeur

d'eau, appelé "économiseur" parce qu'il sert à récupérer la chaleur des gaz à un bas niveau de température. Les flux d'eau en provenance du refroidisseur d'air et de l'économiseur sont mélangés avant d'être admis dans l'humidificateur. L'eau recyclée vers le refroidisseur intermédiaire pourrait être refroidie à son tour à l'aide d'un réfrigérant externe. Il est également possible d'utiliser un condenseur de gaz pour récupérer une partie de l'eau qui se trouve dans les gaz d'échappement. L'eau non récupérée doit être compensée par une eau d'appoint. L'analyse thermodynamique permet d'établir qu'une telle configuration conduit à une amélioration importante du rendement.

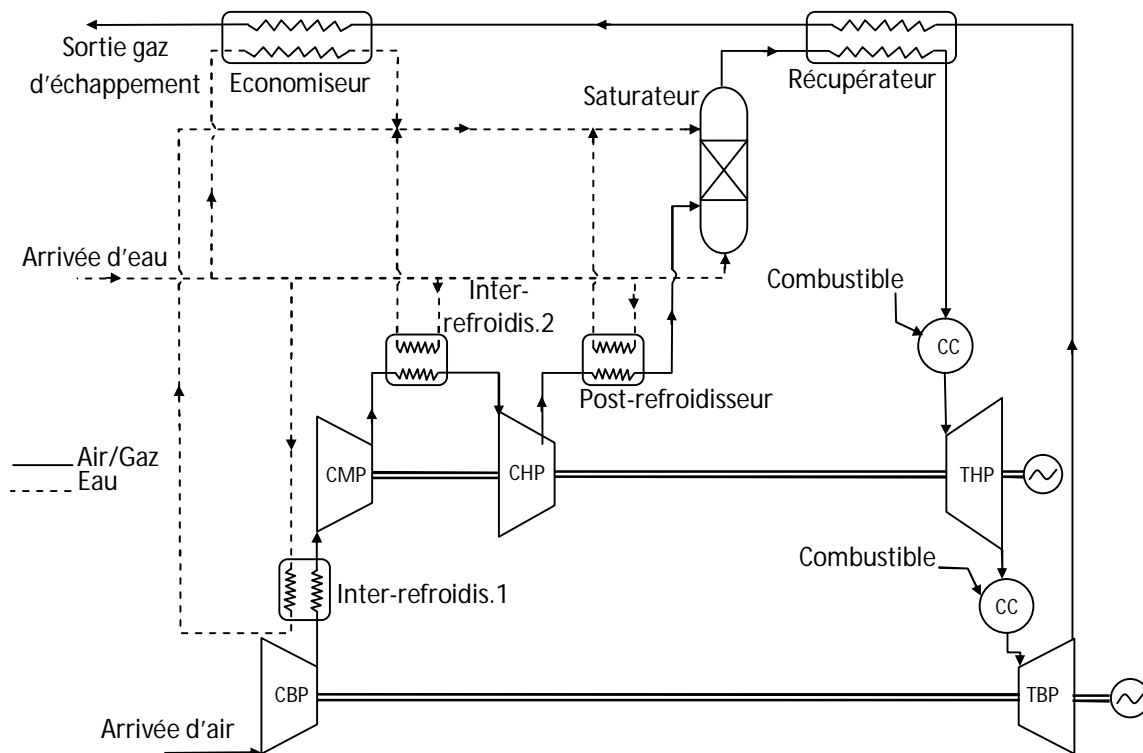


Fig.(II.5): Schéma d'une configuration cascade d'une turbine à air humide (**CHAT**) [28]

II.5 Présentation des résultats d'une analyse comparative sur les cycles combinés et les cycles avancés de la turbine à gaz.

Sullery [49] présente les résultats d'une analyse comparative de divers cycles de la turbine à gaz. La figure (II.6) montre les performances de trois cycles à air sec, tandis que la figure (II.7) montre celles de trois cycles à injection d'eau ou de vapeur.

Les performances sont présentées en fonction du taux de compression et de la température d'admission à la turbine (TIT). Dans le cas des cycles à air sec et pour une TIT donnée, le travail spécifique passe par un maximum pour un taux de compression dont la valeur est comprise entre 15 et 20. A mesure que la TIT croît, le taux de compression optimum pour la turbine à gaz à cycle simple (SGT) croît également. Le rendement du cycle à

régénération (*RGT*) décroît lorsque le taux de compression augmente. Ceci est dû au fait qu'à mesure que le taux de compression croît, la température des gaz à l'échappement de la turbine (*TET*) décroît jusqu'à ce qu'elle finisse par passer au-dessous de la température de l'air à la sortie du compresseur HP (*TEC*). Pour une *TIT* donnée, le rendement du cycle augmente à mesure que le taux de compression diminue.

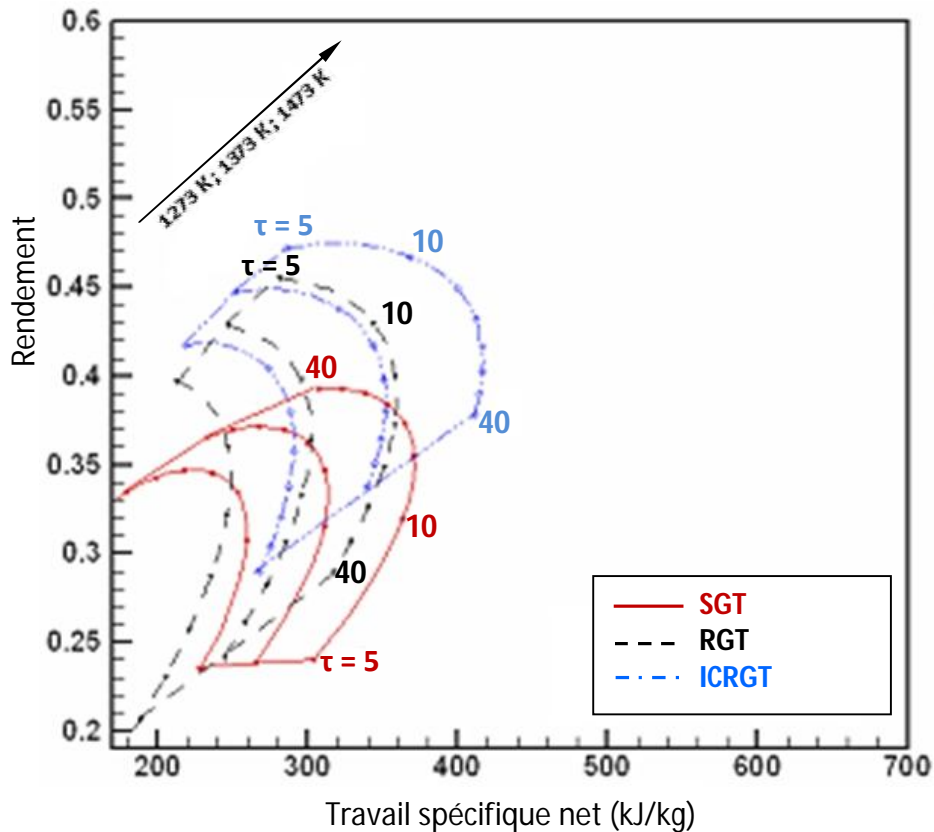


Fig.(II.6) : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles secs [49].

Pour n'importe quelle valeur du taux de compression, le rendement et le travail spécifique augmentent avec la *TIT*. Ce cycle présente un bon rendement à des *TIT* élevées et des taux de compressions bas. Pour une *TIT* de 1200 °C, le travail spécifique maximum du cycle *RGT*, obtenu pour un taux de compression de 17, est de 360 kJ/kg ; tandis que son rendement maximum, qui a lieu pour un taux de compression de 5 seulement, est de 45.5%. Le recours à un refroidissement intermédiaire entre les compresseurs *BP* et *HP* (cycle *ICRGT*) améliore les performances du cycle à régénération. En effet, le refroidissement réduit le travail du compresseur *HP* et par conséquent augmente le travail spécifique net du cycle. Par ailleurs un tel cycle peut être opérant même avec des taux de compression élevés. C'est ainsi que pour un taux de compression de 40 et une *TIT* de 1200 °C, le rendement et le travail spécifique du cycle *ICRGT* sont de 38 % et 410 kJ/kg respectivement ; alors que dans les mêmes conditions, ces valeurs ne sont que de 29 % et 317 kJ/kg pour le cycle *RGT*. La plus

grande valeur du rendement du cycle *ICRGT* a lieu pour un faible taux de compression, soit entre 5 et 7.

Dans la deuxième famille de cycles avancés, figure (II.7), on injecte de l'eau liquide ou de la vapeur d'eau dans l'air afin d'améliorer le travail spécifique de la turbine (cycles *STIG* et *HAT*) ; ces cycles sont comparables au cycle combiné (*CC*) dans lequel la vapeur produite par récupération de chaleur sur les gaz d'échappement est détendue séparément dans une turbine à vapeur située en aval de la turbine à gaz.

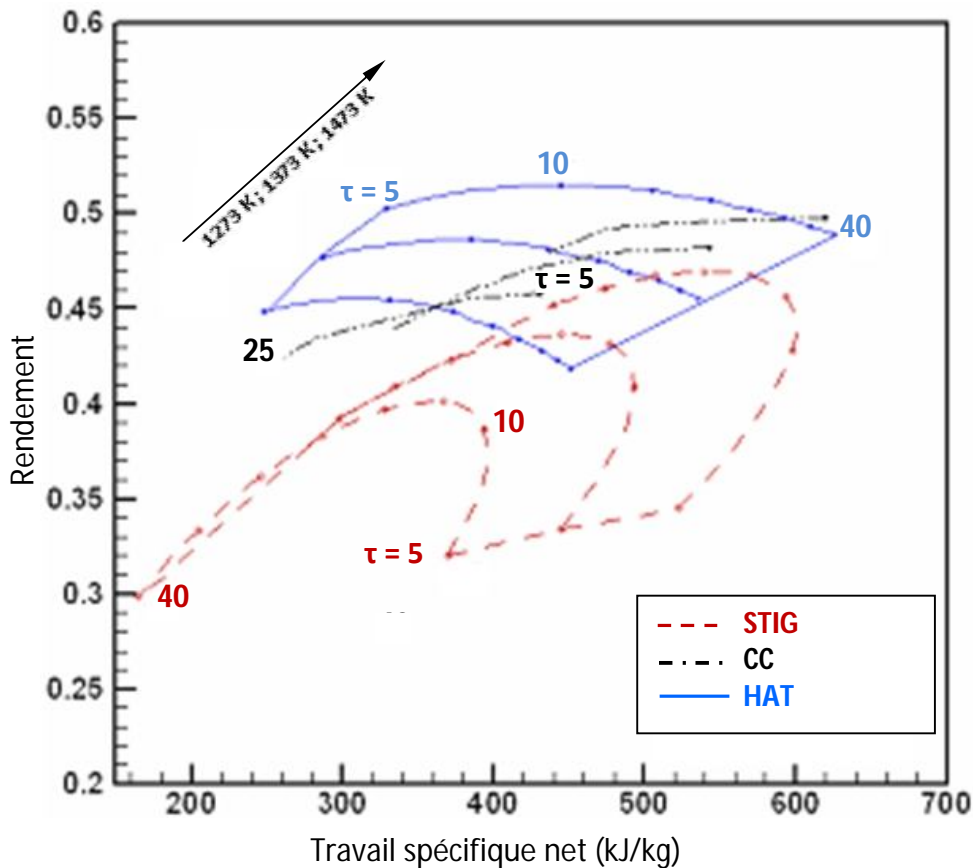


Fig.(II.7) : Courbes caractéristiques de divers cycles de turbines à gaz : cycles humides et cycle combiné [49].

Pour une *TIT* de 1200 °C, le meilleur rendement du cycle à injection de vapeur (*STIG*), soit 47 %, correspond à un taux de compression de 25. A un taux de compression de 15 et toujours pour la même *TIT*, le travail spécifique du cycle à injection de vapeur vaut 593 kJ/kg, soit 35 % plus élevé que celui d'un cycle *ICRGT* dans les mêmes conditions. Les cycles combinés, quant à eux, présentent des rendements plus grands en comparaison avec les cycles à injection de vapeur. Ceci est imputable au fait que la détente de la vapeur séparément dans une turbine à vapeur à condensation (jusqu'à des pressions bien au-dessous de la pression atmosphérique) dispose d'un plus grand potentiel et est plus efficace que la détente du mélange gaz de combustion-vapeur d'eau dans le cycle *STIG* qui ne peut

aller que jusqu'à une pression légèrement au-dessus de l'ambiante. Si l'on admet que les gaz de combustion et la vapeur d'eau se comportent dans le cycle *STIG* comme des gaz parfaits (ce qui constitue une hypothèse avantageuse pour le cycle *STIG* étant donné la nature irréversible du processus de mélange), on pourrait alors admettre que la détente de la vapeur en mélange avec les gaz dans la turbine à gaz du cycle *STIG* est équivalente à sa détente séparée dans une turbine à vapeur à contre-pression.

Les performances du cycle à injection de vapeur (*STIG*) seraient donc tout juste comparables à celles d'un cycle combiné avec turbine à vapeur à contre-pression qui est hautement qualifié pour les applications de cogénération.

A mesure que la *TIT* augmente, la *TET* augmente à son tour pour un même taux de compression et l'énergie disponible dans les gaz d'échappement pour la production de vapeur devient plus importante, ce qui se traduit par une amélioration des performances du cycle combiné.

Pour une *TIT* de 1200 °C et un taux de compression de 15, le travail spécifique et le rendement du cycle combiné s'établissent respectivement à 510 kJ/kg et 50 % ; tandis que pour le cycle à injection de vapeur, ces valeurs sont, dans les mêmes conditions, de 593 kJ/kg et 45 % respectivement. Ainsi, le travail spécifique d'un cycle à injection de vapeur pourrait être supérieur ou inférieur à celui d'un cycle combiné, selon le taux de compression et la *TIT*, mais son rendement est toujours inférieur à celui d'un cycle combiné. Il faut noter cependant que ce dernier nécessite un coût d'investissement élevé et ne se justifie pas sur le plan économique dans le cas d'installations de moyennes et faibles puissances.

Le cycle à air humide (*HAT*) est considéré comme le cycle le plus avancé de la turbine à gaz. Son travail spécifique augmente avec le taux de compression, alors que pour tous les autres il diminue. Un taux de compression plus élevé donne une température d'air plus grande à l'entrée de l'humidificateur, ceci permet à l'air d'absorber une plus grande quantité de vapeur d'eau. Ce type de cycle convient mieux pour les taux de compression élevés, en dépit du fait que le rendement atteint un maximum à un taux de compression plutôt bas puis décroît mais très lentement à mesure que le taux de compression augmente, notamment pour une *TIT* élevée.

Pour une *TIT* de 1200 °C et un taux de compression de 30, le travail spécifique et le rendement du cycle sont respectivement de 600 kJ/kg et 51 % , contre 430 kJ/kg et 48 % pour le cycle combiné, 500 kJ/kg et 46 % pour le cycle à injection de vapeur (*STIG*) et enfin 416 kJ/kg et 41 % pour le cycle à régénération avec refroidissement intermédiaire (*ICRGT*).

On peut conclure que dans le domaine des taux de compression élevés, le cycle à air humide (*HAT*) présente le travail spécifique le plus élevé en comparaison avec les autres cycles de la turbine à gaz.

Ces résultats laissent entrevoir l'avantage que pourraient avoir, du moins dans certains domaines, en particulier dans celui des faibles puissances, les techniques d'injection sur le cycle combiné.

Cependant, certaines voix se sont élevées pour attirer l'attention sur le peu d'informations disponibles quant à l'impact de ces technologies sur la stabilité du fonctionnement et sur la durée de vie des turbines à gaz. Une étude due à K. Brun et R. Kurz [12] a révélé que lorsque l'injection d'eau se trouve combinée à d'autres facteurs, tels que l'utilisation de combustibles pauvres et le fonctionnement avec des aubes qui se trouvent déjà dans un état de dégradation suffisamment avancé, alors des problèmes d'instabilités aérodynamiques, tel que le pompage, apparaissent au niveau du compresseur. Ces problèmes, associés à un cycle de fatigue des aubes accéléré, pourraient entraîner un endommagement catastrophique de la turbine. L'étude conclut également que toute injection d'eau, à n'importe quel endroit de la turbine à gaz, conduirait à une réduction de la durée de vie des parties de la turbine exposées aux hautes températures (fig.(II.8)).

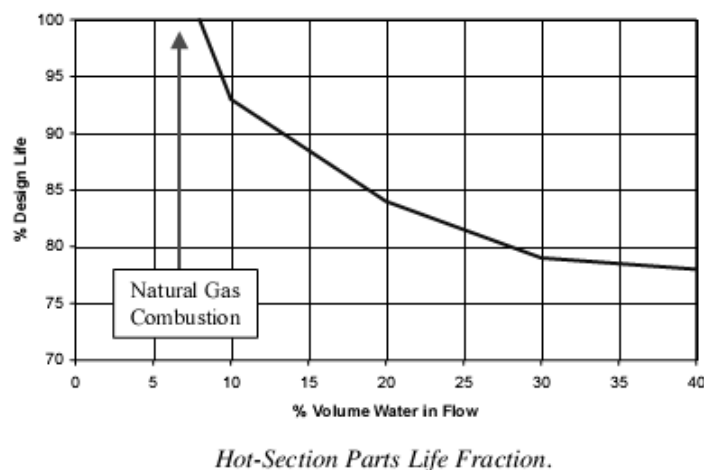


Fig.(II.8): Effet de l'injection sur la durée de vie des parties hautement chaudes de la turbine à gaz [12].

En dépit de ce pessimisme affiché par certains, d'autres voix soutiennent qu'au contraire, l'humidification des cycles devrait être intensifiée afin de réaliser les meilleures performances énergétiques possibles, surtout que cette façon de faire est avantageuse pour la lutte contre la pollution de l'environnement. L'humidification par les techniques évaporatives nous offre même l'opportunité de valoriser des ressources de faible intensité exergétique, comme le solaire thermique de basse température ou la géothermie. Par ailleurs, des résultats prometteurs sont rapportés çà et là dans la littérature sur les avancées importantes réalisées pour la maîtrise des différents aspects liés à la pratique de l'humidification dans les cycles de la turbine à gaz. C'est ainsi que par rapport au problème d'instabilités touchant la combustion en milieu humide, H. Haselbacher [26] rapporte que des tests de combustion en présence de taux d'humidification de 20 % menés sur les cycles

HAT se sont déroulés sans aucun problème. Le même auteur, se basant sur des études menées actuellement sur les chambres de combustion, estime que dans un avenir très proche on pourrait envisager la réalisation de combustions avec des taux d'humidification qui avoisineraient les 40 %. Les problèmes de corrosion et d'érosion sont surtout liés à la qualité des traitements de l'eau et de l'air, et pourraient être considérablement minimisés grâce à de meilleurs procédés de traitement, qui permettraient de réduire d'avantage les impuretés qui parviennent jusqu'à la turbine. Enfin, le problème de la disponibilité de l'eau rend impérative la nécessité de sa récupération et de son recyclage, et là également les recherches sur la condensation à partir de fumées sont prises très au sérieux. Le cycle LOTHECO est attendu à la croisée du cycle combiné et du cycle HAT ; il se distingue du cycle combiné classique car au même titre que le cycle HAT il permet de tirer pleinement avantage de l'humidification et il se distingue de ce dernier, car il puise l'énergie nécessaire à l'humidification dans une source externe de niveau exergétique modeste, source qu'il permet ainsi de valoriser tout en laissant l'énergie disponible dans les gaz d'échappement à la disposition exclusive d'un cycle à vapeur.

II.6 Le Cycle combiné intégrant une source de chaleur de basse température

Le cycle LOTHECO "Low Temperature Heat Combined Cycle", est un cycle combiné intégrant une source d'énergie externe de basse température qui fournit à l'évaporateur l'énergie intervenant dans les mécanismes de transferts évaporatifs qui ont lieu entre l'air et l'eau. La figure (II.9) ci-après présente le schéma de la configuration de base d'un tel cycle. On notera sur ce schéma la réunion d'éléments faisant partie du cycle HAT et d'autres du cycle combiné.

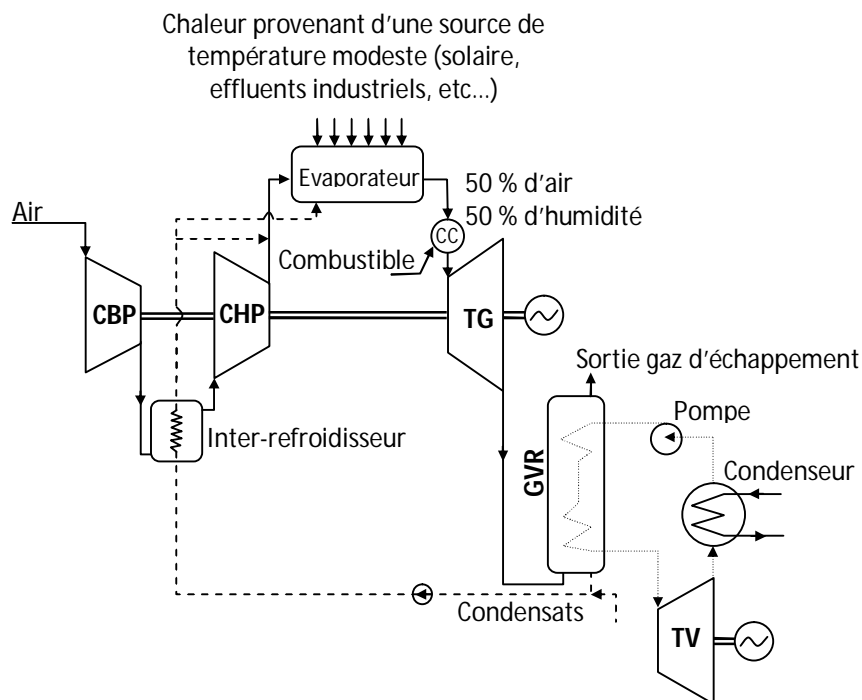


Fig. (II.9): Schéma d'un cycle combiné intégrant une source de chaleur de niveau de température modeste (LOTHECO) [32]

On distingue donc trois modules fonctionnels :

- Une installation de turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau ;
- Une installation de turbine à vapeur avec chaudière de récupération alimentée par l'énergie disponible dans les gaz à l'échappement de la turbine ;
- Un évaporateur (humidificateur, saturateur) où l'eau injectée sous haute pression subit une vaporisation à la pression partielle de vapeur en présence d'un air relativement chaud.

A côté de cette configuration de base, le cycle LOTHECO présente d'autres variantes, dont celles qui comportent des "Turbo-expanders" opérant parallèlement à la turbine et absorbant le débit excédant sa capacité et résultant de l'humidification [26].

II.7 Conclusion

Nous venons de passer en revue les principaux cycles de puissance où la turbine à gaz joue un rôle central et nous pouvons noter que dans ce domaine, pour donner la pleine mesure de ses performances, la turbine à gaz, opérant naturellement à des niveaux de température élevés, doit toujours être combinée à quelque autre système capable d'opérer à des niveaux de température plus bas pour utiliser l'énergie disponible dans les gaz après leur échappement de la turbine. Il en est ainsi des systèmes régénérant l'air, de ceux qui l'humidifient et de ceux enfin qui utilisent carrément les gaz comme source d'énergie pour un cycle de puissance aval, comme c'est le cas dans le cycle combiné et dans le cycle LOTHECO que nous verrons aux chapitres IV et V. Mais avant, nous allons, au chapitre III, étudier la possibilité d'associer le concept de cycle à puissance maximale à la cogénération.

Chapitre III :

***CONCEPTS DE CYCLES THERMOMECHANIQUES A
PUISSANCE MAXIMALE***

CHAPITRE III : CONCEPTS DE CYCLES THERMOMECHANIQUES A PUISSANCE MAXIMALE

III.1 Introduction

S'il est admis qu'un cycle de puissance doit être conçu pour produire le kWhr le moins cher dans un environnement économique donné, on peut supposer que la solution à retenir dans un cas particulier se traduira par un compromis entre une conception à puissance maximale et une autre à rendement énergétique maximum : ce compromis traduit l'importance relative du coût des équipements et celui de l'énergie dans la situation considérée.

Le concept de thermodynamique en temps fini introduit par Curzon-Ahlborn en 1975[15] consiste à maximiser la puissance d'un cycle endoréversible d'une période T , dont il s'agira de déterminer la répartition optimale entre les temps de transfert thermique avec la source chaude et la source froide. En régime établi et en pratique, cette problématique revient à répartir une conductance thermique globale (ou le coût des équipements de transfert), entre la source chaude et la source froide.

Le travail de Curzon-Ahlborn a le premier explicité le concept de puissance maximale qui repose sur la condition nécessaire d'avoir des flux thermiques finis entre les sources et le fluide de cycle et d'intégrer les écarts de températures induits dans l'analyse globale. Ainsi est formulé le compromis optimal qui existe entre le potentiel de température consacré aux flux thermiques et le potentiel de température consacré à la production d'une puissance maximale avec un rendement de la conversion énergétique déterminé par les températures actuelles du fluide de cycle.

On se propose ici de revisiter brièvement les règles d'optimalité du cycle endoréversible à puissance maximale, d'évaluer son potentiel de cogénération pour le dessalement, d'obtenir la solution du cycle irréversible à puissance maximale et son potentiel de cogénération pour le dessalement. Les effets des irréversibilités internes du cycle à puissance maximale sont ensuite discutés en termes de pertes de puissance et de rendement et de cogénération par comparaison au cycle endoréversible.

III.2 Le cycle endoréversible à puissance maximale

Le travail maximum que peut produire un cycle de Carnot est donné par l'expression :

$$W_c = Q_h \left(1 - \frac{T_c}{T_h} \right) \quad (\text{III.1})$$

où T_h et T_c sont les températures de la source chaude et de la source froide respectivement et Q_h la quantité de chaleur fournie au fluide de cycle par la source chaude. Cette limite supérieure repose sur l'hypothèse de réversibilité qui implique évidemment à la fois un temps infini et des transferts thermiques nuls puisque les écarts de températures sensés les

produire sont nuls. Ainsi, en pratique, un cycle de Carnot produit une puissance nulle même si son rendement hypothétique approche la valeur maximale donnée par le terme $(1 - (T_c / T_h))$ dans l'expression (III.1).

Dans le modèle de cycle endoréversible (ab'c'd sur la figure III.1 ci-dessous), le fluide de cycle reçoit et rejette la chaleur à des températures constantes, mais de façon irréversible à travers des différences de températures et des conductances thermiques finies. Ainsi, les grandes surfaces d'échange se traduisent par des coûts élevés et les grandes différences de températures conduisent à des pertes de puissance et de rendement. Les deux autres transformations du cycle endoréversible sont supposées adiabatiques et réversibles, c'est-à-dire isentropiques. Clairement, le cycle endoréversible ne représente encore qu'une approximation de la réalité, mais cette représentation est certainement plus réaliste que celle du cycle de Carnot.

La détermination de la puissance maximale produite par un cycle endoréversible est un problème d'optimisation contraint par une conductance thermique globale donnée, à répartir entre la source chaude et la source froide, et l'égalité de Clausius qui impose la réversibilité interne du cycle. Les flux thermiques étant inconnus avec les températures du fluide de cycle T_{hc} et T_{ce} , ce problème est donc à deux degrés de liberté. Il a notamment été traité avec des températures de sources constantes [9] et des différences de températures moyennes arithmétiques [1] pour obtenir des règles d'optimalité explicites ; les écarts moyens logarithmiques conduisent à des solutions implicites d'usage moins pratique.

A l'optimum, ces deux degrés de liberté définissent deux règles d'optimalité, que l'on peut exprimer comme suit :

Règle une: *à puissance maximale, la différence totale entre la température moyenne de la source chaude et la température moyenne de la source froide doit être consacrée pour moitié à la production de puissance et pour moitié aux transferts thermiques.*

Règle deux: *à puissance maximale, la conductance thermique allouée globalement au cycle doit être utilisée pour moitié dans la chaudière et pour moitié dans le condenseur.*

En utilisant la formulation de la programmation géométrique, la méthode d'optimisation du Lagrangien donne la première règle d'optimalité sous la forme [1]:

$$\frac{\Delta_c}{\Delta_h} = \sqrt{\frac{T_c}{T_h}} = \frac{1}{R} \quad (\text{III.2})$$

Où Δ_h et Δ_c sont les différences de températures moyennes arithmétiques côté source chaude et côté source froide respectivement et R , défini par $\sqrt{T_h / T_c}$ pour simplifier l'écriture des équations.

Les deux règles d'optimalité peuvent également être utilisées pour expliciter les calculs d'optimisation et obtenir la puissance maximale et le rendement correspondant, désigné parfois par le rendement de Curzon-Ahlborn :

$$\eta_{C-A} = 1 - \frac{1}{R} = 1 - \frac{\Delta_c}{\Delta_h} \quad (\text{III.3})$$

On peut ainsi remarquer que le rendement de Carnot (rendement à puissance nulle) est plus grand que celui de Curzon-Ahlborn par le facteur suivant :

$$\frac{\eta_C}{\eta_{C-A}} = 1 + \frac{1}{R} \quad (\text{III.4})$$

T_C variant entre 0 et T_h , le rapport des deux rendements varie entre l'unité et deux. La valeur 2 est approchée lorsque les températures de la source chaude et de la source froide sont voisines, comme c'est le cas dans les applications solaires [3] sans concentration. On voit ainsi que le critère de Carnot serait tout à fait mal choisi comme référence dans les applications solaires d'autant plus que la disponibilité de l'énergie primaire est gratuite dans ce cas.

Les puissances thermiques par unité de conductance globale sont données par les relations suivantes :

$$\frac{Q_h}{C_t} = \frac{T_c}{4} R(R-1) \quad (\text{III.5})$$

$$\frac{Q_c}{C_t} = \frac{T_c}{4} (R-1) \quad (\text{III.6})$$

$$\frac{P}{C_t} = \frac{T_c}{4} (R-1)^2 \quad (\text{III.7})$$

Les températures et leurs écarts moyens arithmétiques sont:

$$T_{hc} = \frac{T_c}{2} R(R+1) \quad (\text{III.8a})$$

et
$$\Delta_h = (T_h - T_{hc}) = \frac{T_c}{2} R(R-1) \quad (\text{III.8b})$$

$$T_{ce} = \frac{T_c}{2} (R+1) \quad (\text{III.9a})$$

et
$$\Delta_c = (T_{ce} - T_c) = \frac{T_c}{2} (R-1) \quad (\text{III.9b})$$

Ainsi, pour le cycle endoréversible, à puissance maximale, l'écart de température moyen côté source chaude est toujours plus grand que l'écart moyen côté source froide.

III.3 Cycle irréversible à puissance maximale

Un diagramme T-s d'un cycle irréversible (abcd) est représenté à la figure (III.1) ci-après. Aux deux sources externes d'irréversibilité due au transfert thermique du cycle endoréversible, s'ajoutent maintenant une production interne d'entropie pour le pompage et une autre pour la détente dans la turbine.

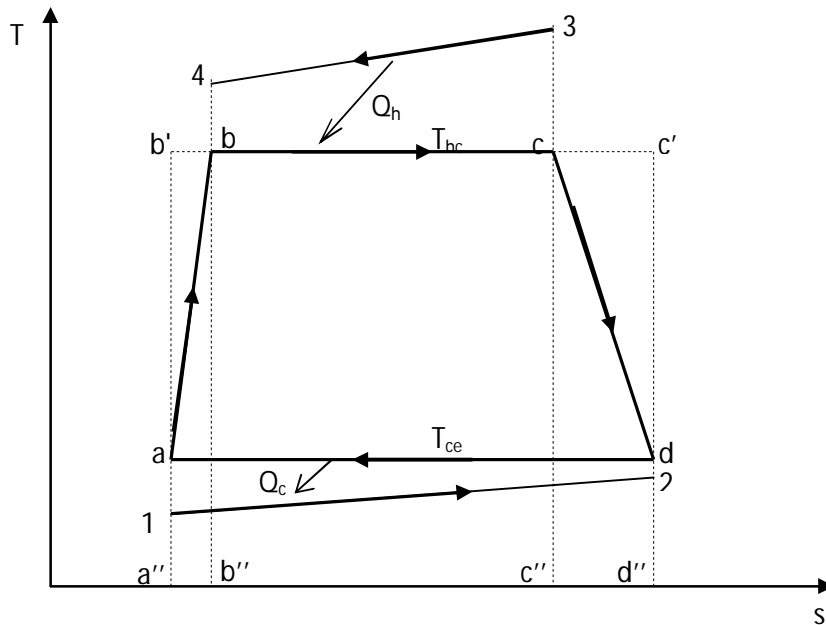


Fig. (III.1) : Diagramme Température-Entropie d'un cycle irréversible

La contrainte de conductance thermique finie et celle de l'inégalité de Clausius sont données par les équations suivantes, où l'inégalité de Clausius est écrite sous forme d'égalité avec un coefficient d'irréversibilité $k \geq 1$ [2]:

$$\frac{Q_{hi}}{T_h - T_{hci}} + \frac{Q_{ci}}{T_{ce} - T_c} = C_t \quad (III.10)$$

$$\frac{Q_{hi}}{T_{hci}} - \frac{Q_{ci}}{k^2 T_{cei}} = 0 \quad (III.11)$$

Les résultats des calculs sont analysés ci-dessous ; les valeurs optimales des isothermes T_{hci} et T_{cei} obtenues sont :

$$T_{hci} = \frac{kRT_c}{1+k} (R + 1) \quad (III.12)$$

$$T_{cei} = \frac{T_c}{1+k} (R + 1) \quad (III.13)$$

Les deux règles d'optimalité relatives à ce cycle irréversible peuvent être énoncées comme suit:

Règle une : La conductance thermique optimale allouée à la chaudière représente moins de la moitié de la conductance totale ; elle diminue avec le facteur d'irréversibilité $k \geq 1$:

$$x = \frac{1}{1+k} \quad (III.14)$$

Règle deux : Le potentiel de température ($T_{hci} - T_{cei}$) consacré à la production de puissance est supérieur à la moitié de la différence totale disponible ($T_h - T_c$) ; il augmente avec le facteur d'irréversibilité $k \geq 1$:

$$\Delta_{oi} = (T_{hci} - T_{cei}) = \frac{T_c}{1+k} (R + 1)(R \cdot k - 1) \quad (III.15)$$

Ce potentiel augmente parce que T_{hci} augmente et T_{cei} diminue dans les proportions suivantes:

$$\frac{T_{hci}}{T_{hc}} = \frac{2k}{1+k} \quad (III.16)$$

$$\frac{T_{cei}}{T_{ce}} = \frac{2}{1+k} \quad (III.17)$$

On voit que les irréversibilités internes se traduisent par une diminution de la conductance thermique de la chaudière et une augmentation de celle du condenseur pour évacuer l'excès d'entropie produit par le cycle. Le potentiel de température consacré aux transferts thermiques diminuera avec le facteur d'irréversibilité k , ce qui réduira la puissance maximale. Les valeurs optimales des écarts de température moyens arithmétiques dans la chaudière et le condenseur diminuent avec le coefficient d'irréversibilité k ; elles sont respectivement données par :

$$\Delta_{hi} = \frac{T_c}{1+k} R(R - k) \quad (III.18)$$

$$\Delta_{ci} = \frac{T_c}{1+k} (R - k) \quad (III.19)$$

Par ailleurs, ces mêmes écarts diminuent avec le coefficient d'irréversibilité interne k dans la même proportion que dans le cas du cycle endoréversible, leur rapport restant le même:

$$\frac{\Delta_{hi}}{\Delta_{ci}} = R = \frac{\Delta_h}{\Delta_c} \quad (III.20)$$

Les flux thermiques et la puissance mécanique par unité de conductance thermique globale C_t diminuent tous avec le coefficient d'irréversibilité k , mais pas dans les mêmes proportions :

$$\frac{Q_{hi}}{C_t} = x\Delta_{hi} = \frac{T_c}{(1+k)^2} R(R - k) \quad (III.21)$$

$$\frac{Q_{ci}}{C_t} = (1 - x)\Delta_{ci} = \frac{kT_c}{(1+k)^2} (R - k) \quad (III.22)$$

$$\frac{P_i}{C_t} = \frac{T_c}{(1+k)^2} (R - k)^2 \quad (III.23)$$

Le rendement du cycle irréversible décroît avec le coefficient d'irréversibilité k ; il est donné par l'expression suivante :

$$\eta_i = 1 - \frac{k}{R} \quad (III.24)$$

On aura noté ainsi que les flux thermiques, la puissance mécanique et le rendement du cycle irréversible se détériorent avec le coefficient d'irréversibilité k comme on s'y attend ; mais il reste encore à comparer les paramètres des deux cycles afin de déterminer les effets du coefficient d'irréversibilité interne k sur le potentiel de cogénération.

III.4 Comparaison des cycles endoréversible et irréversible

On remarquera d'abord que les résultats du cycle irréversible se réduisent logiquement à ceux du cycle endoréversible lorsque le coefficient d'irréversibilité k est égal à l'unité, ce qui témoigne de la cohérence de ces résultats et de la fiabilité des calculs d'optimisation effectués.

On voit que le rapport du rendement du cycle irréversible au rendement du cycle endoréversible diminue avec le coefficient d'irréversibilité interne k selon l'expression :

$$\frac{\eta_i}{\eta_{C-A}} = \frac{R-k}{R-1} \quad (III.25)$$

Le rapport du flux thermique fourni par la chaudière du cycle irréversible au flux thermique fourni par la chaudière du cycle endoréversible diminue avec le coefficient d'irréversibilité interne k :

$$\frac{Q_{hi}}{Q_h} = \frac{4}{(1+k)^2} \cdot \frac{(R-k)}{(R-1)} \quad (III.26)$$

De même que le rapport du flux thermique au condenseur du cycle irréversible au flux au condenseur du cycle endoréversible diminue, mais plus légèrement, avec le coefficient d'irréversibilité interne k :

$$\frac{Q_{ci}}{Q_c} = \frac{4k^2}{(1+k)^2} \cdot \frac{(R-k)}{(R-1)} \quad (III.27)$$

Mais le rapport des flux à la chaudière divisé par le rapport des flux au condenseur diminue comme l'inverse de k^2 , tel que donné par le rapport des équations (III.26) et (III.27) :

$$\frac{(Q_{hi}/Q_h)}{(Q_{ci}/Q_c)} = \frac{1}{k^2} \quad (III.28)$$

Le rapport de la puissance du cycle irréversible à celle du cycle endoréversible est inférieur à l'unité et diminue avec le coefficient d'irrégularité interne k :

$$\frac{P_i}{P} = \left(\frac{4}{(1+k)^2} \right) \left(\frac{R-k}{R-1} \right)^2 \quad (III.29)$$

Le coefficient d'irrégularité interne réduit donc le flux thermique de la chaudière et de façon moindre celui du condenseur qui doit évacuer la production interne d'entropie ; cette baisse de flux à la chaudière est compensée en partie par l'écartement des isothermes de puissance de telle sorte que la puissance mécanique produite et le potentiel de cogénération sont relativement moins affectés.

Ces résultats sont résumés dans le tableau (III.1) ci-après.

III.5 Relation entre le coefficient d'irrégularité k et le rendement isentropique η_s

Dans la pratique, les calculs d'avant projets de cycles de puissance que l'on effectue en conversion d'énergie sont basés sur les propriétés du fluide de cycle, c'est-à-dire qu'ils font abstraction des écarts de température existant entre ce fluide et les sources chaude et froide. Lorsqu'on ne tient pas compte des pertes internes de puissance, essentiellement dans les turbines et dans les pompes, ce cas d'étude correspond au cycle endoréversible, pour autant que le rendement utilise des températures moyennes équivalentes aux isothermes T_{hc} et T_{ce} .

A puissance maximum, ce raisonnement permet d'écrire que le rapport de la puissance du cycle irréversible et de la puissance du cycle endoréversible est équivalent au rendement isentropique η_s :

$$\eta_s = \frac{(P_i/C_t)}{(P/C_t)} = \left(\frac{2(R-k)}{(1+k)(R-1)} \right)^2 \quad (III.30)$$

Cette relation dépend du rapport R des températures extrêmes, mais pas individuellement de leurs valeurs ; il peut être utilisé pour obtenir une valeur de k en fonction d'une valeur donnée de η_s par le biais de l'identité suivante :

$$k = \frac{2R - \sqrt{\eta_s(R-1)}}{2 + \sqrt{\eta_s(R-1)}} \quad (\text{III.31})$$

Tableau (III.1) : Comparaison des paramètres des cycles endoréversible et irréversible

	Cycle endoréversible	Cycle irréversible	Rapport
Répartition de la conductance thermique globale	$x = 1/2$	$x = \frac{1}{1+k}$	$\frac{2}{1+k}$
Températures de cycle			
Côté source chaude	$T_{hc} = \frac{T_c}{2} R(R+1)$	$T_{hci} = \frac{k.RT_c}{1+k} [R+1]$	$\frac{T_{hci}}{T_{hc}} = \frac{2k}{1+k}$
Côté source froide	$T_{ce} = \frac{T_c}{2} (R+1)$	$T_{cei} = \frac{T_c}{1+k} [R+1]$	$\frac{T_{cei}}{T_{ce}} = \frac{2}{1+k}$
Différence	$(T_{hc} - T_{ce}) = \frac{T_c}{2} (R^2 - 1)$	$(T_{hci} - T_{cei}) = \frac{T_c}{1+k} (R+1)(Rk - 1)$	-
Ecart de température moyens			
Côté source chaude	$(T_h - T_{hc}) = \frac{T_c}{2} R(R-1)$	$(T_h - T_{hci}) = \frac{RT_c}{1+k} [R-k]$	-
Côté source froide	$(T_{ce} - T_c) = \frac{T_c}{2} (R-1)$	$(T_{cei} - T_c) = \frac{T_c}{1+k} [R-k]$	-
Rapport	R	R	1
Flux thermique fourni par la source chaude	$\frac{Q_h}{C_t} = \frac{T_c}{4} R(R-1)$	$\frac{Q_{hi}}{C_t} = \frac{T_c}{(1+k)^2} R(R-k)$	-
Flux thermique cédé à la source froide	$\frac{Q_c}{C_t} = \frac{T_c}{4} (R-1)$	$\frac{Q_{ci}}{C_t} = \frac{T_c k}{(1+k)^2} (R-k)$	-
Puissance mécanique produite	$\frac{P}{C_t} = \frac{T_c}{4} (R-1)^2$	$\frac{P_i}{C_t} = \frac{T_c}{(1+k)^2} (R-k)^2$	-
Rendement	$\eta = 1 - (1/R)$	$\eta_i = 1 - (k/R)$	-

Dans le paragraphe suivant, nous nous proposons d'évaluer les pertes de puissance et de potentiel de cogénération dues aux irréversibilités internes en comparant les performances du cycle endoréversible avec celles du cycle irréversible dont les irréversibilités interne seront représentées par une valeur donnée du rendement isentropique.

III.6 Potentiel de cogénération du cycle irréversible

Nous allons considérer les deux cas d'une condensation au contact d'une source à 300K puis au contact d'une source à 378,2K, la température de la source chaude restant à 800K. On supposera à titre d'exemple un rendement isentropique de 0,85 ; cette valeur tient

compte des pertes de puissance dans la turbine, très largement majoritaires, des pertes de pompage et de pertes de charge, relativement moins importantes. Le coefficient d'irréversibilité k prendra alors selon l'équation (III.31) la valeur de 1.038 pour 300K et 1.029 pour 378.2K. Les résultats des calculs pour le cycle à puissance maximale sont présentés au tableau (III.2) ci-après, à titre de comparaison, pour le cas endoréversible et pour le cas irréversible.

Tableau (III.2) : Tableau comparatif des résultats pour les cycles endoréversible et irréversible à puissance maximale pour une température de la source chaude de 800 K
– Considération des cas $T_c = 300$ K et $T_c = 378,2$ K

	T_c K	T_{hc} K	T_{ce} K	Δ_H K	Δ_C K	η %	Q_c/C_t K	Q_h/C_t K	P/C_t K	Conductance Unités
Endo- réversible	300	645	395	155	95	39	47.5	77.5	30	1/0,5 / 0,5
	378,2	675	464	125	85.8	31	43	62.5	19.5	1/0,5 / 0,5
Irréver- sible	300	657	387.6	143	87.6	37	44.6	70.2	25.6	1/0,49 / 0,51
	378,2	684.7	457.5	115.3	79.3	29	40.2	56.8	16.6	1/0,49 / 0,51

Avec des valeurs de température moyennes des sources chaude et froide respectivement égales à 800 et 300 K, les isothermes du cycle endoréversible à puissance maximale sont de 372 et 122 °C, tandis que celles du cycle irréversible à puissance maximale sont de 384 et 115°C. Cette dernière valeur ne semble pas représenter un potentiel approprié aux procédés de dessalement par distillation (MSF et MED). En revanche, avec une valeur de la température moyenne de la source froide de 378.2K (105°C), pour laquelle les isothermes du cycle endoréversible à puissance maximale sont de 402 et 191°C, tandis que celles du cycle irréversible à puissance maximale sont de 412 et 184 °C, on se trouve en présence d'un potentiel effectif de cogénération, et le cycle pratique qui semble se rapprocher le mieux par ses niveaux de température du cycle à puissance maximale est le cycle à vapeur avec turbine à contre-pression. Il faut cependant noter que pour obtenir une température moyenne de vapeur de 412°C, il sera nécessaire de recourir à une surchauffe dans le domaine hypercritique accompagnée de deux ressurchauffes au moins. On notera également que si l'on s'en tient strictement au concept de cycle à puissance maximale, avec la répartition définie par celui-ci pour les conductances, on aura pour $T_c = 378.2$ K des puissances et des rendements d'un niveau insuffisant pour des installations aussi complexes. Nous avons donc envisagé de consentir à investir un peu plus dans les conductances afin de bonifier la puissance et le rendement.

L'objectif à atteindre est de garder les mêmes flux thermiques à la source chaude et à la source froide que ceux du cycle à puissance maximale correspondant à $T_c = 300$ K, ce qui garantit également le même rendement que ce dernier. Deux approches ont été explorées à cet effet :

Dans la première approche, on a choisi de ne pas toucher aux processus internes du cycle à puissance maximale correspondant à $T_c = 300$ K ; en passant à $T_c = 378.2$ K la seule

grandeur qui va changer sera l'écart de température entre le fluide de cycle et la source froide, soit Δ_c , qui passera de 95 K à seulement 16.8 K dans le cas du cycle endoréversible et de 87.6 K à seulement 9.4 K dans le cas du cycle irréversible, puisque les températures T_{ce} et T_{cei} gardent les valeurs de 395 et 387.6 K du cycle endoréversible à puissance maximale et du cycle irréversible à puissance maximale respectivement (voir tableau (III.2) ci-dessus). Rappelons ici que les températures utilisées sont des moyennes arithmétiques, ce qui signifie que d'un point de vue pratique, il n'est pas du tout évident de pouvoir opérer avec des différences de températures moyennes de l'ordre de 10 K seulement. Malgré tout, supposons que cela soit possible et évaluons les conductances de la source froide qui permettront de les réaliser. Dans le cas du cycle endoréversible, en posant que le flux thermique à la source froide reste inchangé, on aura :

$$\frac{Q_c}{C_t} = \frac{C_c \cdot \Delta_c}{C_t} = 47.5 \quad \text{d'où} \quad \frac{C_c}{C_t} = \frac{47.5}{\Delta_c} = \frac{47.5}{16.8} = 2.83$$

C_t étant ici la conductance globale du cycle à puissance maximale. Avec la conductance de la source chaude qui garde la valeur de $0.5 C_t$, la conductance globale du cycle endoréversible ainsi modifié pour le dessalement sera : $C_{t'} = 3.33 C_t$, dont la part revenant à la source chaude sera seulement de 15%.

Dans le cas du cycle irréversible, des calculs similaires conduisent à $C_{t'} = 5.236 C_{ti}$, la part réservée à la source chaude ne représente dans ce cas plus que 9.4%.

Dans cette approche, la conductance du cycle irréversible à puissance maximale est multipliée par un facteur supérieur à 5, ce qui est tout de même énorme, sans oublier les difficultés mentionnées plus haut et qui sont liées à la réalisation pratique d'un tel schéma.

Dans la seconde approche, tout en gardant les flux thermiques et le rendement du cycle à puissance maximale correspondant à une température de 300 K, on utilise pour les isothermes du cycle les températures calculées dans le cas du cycle à puissance maximale pour une température de source froide de 378.2K, c'est-à-dire 675K et 464K pour le cycle endoréversible et 684.7 et 457.5K pour le cycle irréversible. Les résultats auxquels conduit cette approche sont récapitulés au tableau (III.3) ci-dessous.

Tableau (III.3) : Tableau comparatif des résultats pour les cycles endoréversible et irréversible adaptés à la cogénération : température de la source chaude $T_h = 800$ K ;
Température de la source froide $T_c = 378,2$ K

	T_c K	T_{hc} K	T_{ce} K	Δ_H K	Δ_c K	η %	Q_c/C_t K	Q_h/C_t K	P/C_t K	Conductance Unités
Endo- réversible	300	645	395	155	95	39	47.5	77.5	30	1/0,5 / 0,5
	378,2	675	464	125	85.8	39	47.5	77.5	30	1.17/0,62 / 0,55
Irréver- sible	300	657	387.6	143	87.6	37	44.6	70.2	25.6	1/0,49 / 0,51
	378,2	684.7	457.5	115.3	79.3	37	44.6	70.2	25.6	1.17/0,61 / 0,56

Ainsi, en rehaussant le niveau de température du cycle, la conductance thermique supplémentaire qui est nécessaire à la réalisation du cycle adapté à la cogénération (pour lequel il est impératif d'utiliser une turbine à vapeur à contre-pression) tout en gardant le niveau de performance du cycle à puissance maximale (réalisable avec une turbine à vapeur à condensation)) ne représentera que 17% de la conductance du cycle à puissance maximale, cette conductance est répartie pour 12% sur la source chaude et seulement pour 5% sur la source froide, ceci résultant directement de l'adoption d'écart de température confortables au niveau de cette dernière. On notera également que cette façon de procéder conduit globalement à la même valeur de la conductance supplémentaire pour les deux cycles endoréversible et irréversible.

Donc, pour adapter le cycle à puissance maximale au dessalement par les procédés de distillation, il est nécessaire d'agir à trois niveaux du cycle à vapeur. Tout d'abord, il faut remplacer la turbine à condensation par une turbine à contre-pression déchargeant dans un condenseur sous pression qui assurera le couplage avec l'installation de dessalement. Ensuite, il faudra augmenter les conductances du condenseur (dans le cas considéré ci-dessus d'environ 5% de la conductance globale) et de la chaudière (d'environ 12% de la conductance globale). Nous avons noté que la solution qui consisterait à ne pas agir sur la conductance de la chaudière, mais uniquement sur celle du condenseur, conduirait à multiplier la conductance globale par un facteur supérieur à 5, car les échanges de chaleur au niveau de ce dernier ne disposerait alors que d'un potentiel de l'ordre de 10K, encore que ce dernier est évalué sur la base de températures moyennes, une telle situation pourrait être la traduction de différences de températures pouvant être localement nulles, voire négatives, d'où l'impossibilité pratique d'une telle solution.

Les figures (III.2) et (III.3) ci-dessous présentent deux schémas de réalisation possibles pour une installation de cycle de puissance à turbine à vapeur à contre-pression couplée à une station de dessalement utilisant le procédé MSF dans le premier cas et le procédé MED dans le second cas.

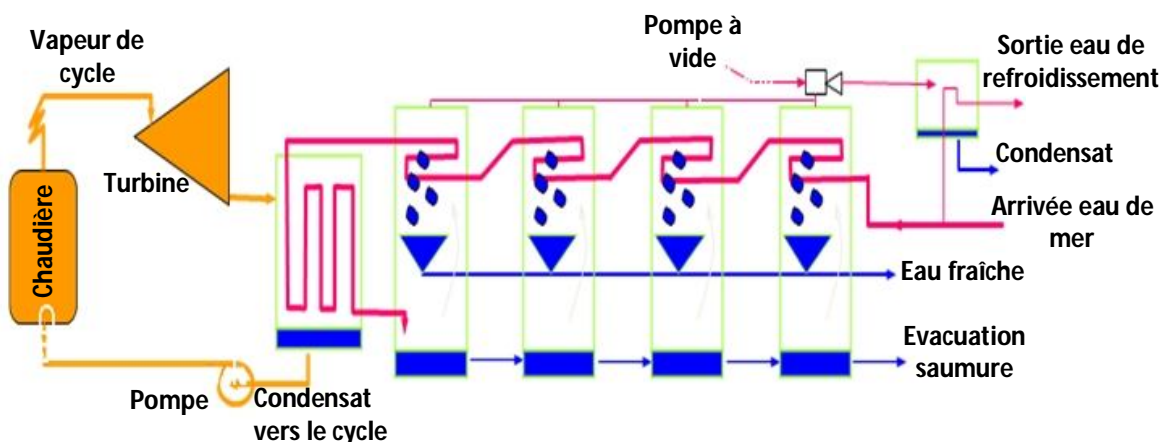


Fig.(III.2) : Schéma d'une installation de cogénération avec turbine à vapeur à contre-pression intégrant un procédé de dessalement MSF.

Le procédé MED, apparu dans les années 50 avant le MSF, a d'abord été quelque peu délaissé au profit de ce dernier, à cause des problèmes d'entartrage et de corrosion des surfaces de transfert; toutefois, en dépit du fait qu'il ne soit pas actuellement largement employé, il bénéficie d'un regain d'intérêt grâce notamment à des performances thermiques supérieures à celles d'un MSF, surtout pour des capacités de dessalement plus petites.

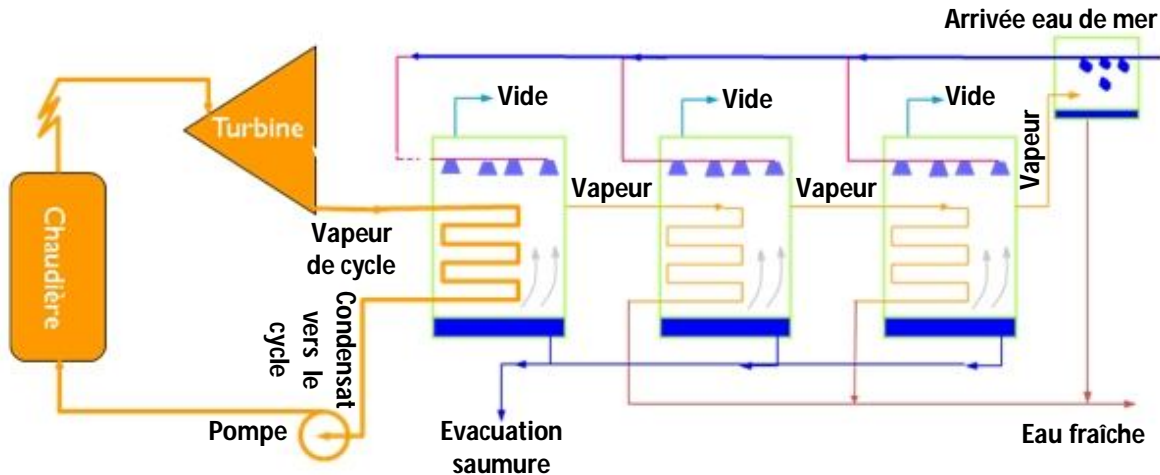


Fig.(III.3) : Schéma d'une installation de cogénération avec turbine à vapeur à contre pression intégrant un procédé de dessalement MED.

L'emploi du procédé MED dans le cas présent permettrait de réduire la valeur de la conductance supplémentaire, puisqu'il donne la possibilité de valoriser une eau plus froide.

III.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons d'abord revisité le cycle endoréversible à puissance maximale et l'avons comparé au cycle irréversible à puissance maximale. Cette comparaison a révélé notamment que les irréversibilités internes, qui distinguent le cycle irréversible du cycle réversible, réduisent le flux thermique de la chaudière et de façon moindre celui du condenseur qui doit aussi évacuer dans ce cas la production interne d'entropie. Ensuite, nous avons analysé la possibilité de modifier les deux cycles pour en déterminer le potentiel de cogénération pour le dessalement d'eau de mer. Nous avons noté qu'il existe bien un potentiel de dessalement qui pourrait n'affecter ni le rendement ni la puissance mécanique du cycle ; à condition d'augmenter les conductances thermiques du condenseur et de la chaudière, tout en remplaçant la turbine à condensation sous vide par une turbine à condensation sous pression (turbine à contre-pression).

Chapitre IV :

ANALYSE DES CYCLES COMBINES

CHAPITRE IV : ANALYSE DES CYCLES COMBINÉS

IV.1 Introduction

L'idée de combiner deux cycles thermodynamiques pour améliorer les performances des installations de production de puissance s'est traduite dans la littérature par la proposition de divers schémas et configurations où les deux cycles sont exécutés soit par le même fluide, soit chacun par un fluide différent. Ce dernier type de combinaison a été cependant retenu comme celui qui présente le plus d'intérêt, car les avantages offerts par chacun des deux fluides peuvent dans ce cas être complémentaires.

En règle générale, on désigne par "*cycle amont*" celui qui reçoit la partie la plus importante de l'énergie primaire, et qui opère donc à des niveaux de température plus élevés. L'énergie que rejette ce premier cycle, et qui se trouve à un niveau de température encore suffisamment élevé, servira de source pour le deuxième cycle désigné par "*cycle aval*", et qui va donc opérer à des niveaux de température plus bas.

Un choix judicieux des fluides de cycles offre la possibilité de mettre en œuvre un procédé global qui optimise l'usage de la chaleur en la recevant à des niveaux de température élevés et en garantissant son utilisation jusqu'à un niveau de température aussi proche que possible de l'ambiante.

Le couplage des cycles amont et aval se fait en principe au moyen d'un ensemble d'échangeurs de chaleur plus ou moins complexe désigné par "*chaudière de récupération*" ou "*générateur de vapeur récupérateur –GVR-*".

Il semblerait, du moins jusqu'à présent, que seul le cycle combinant une turbine à gaz et une turbine à vapeur soit intéressant, au vu de l'adhésion quasi totale dont il bénéficie de la part des acteurs scientifiques et industriels. D'autres combinaisons sont pourtant possibles, comme par exemple le remplacement de l'eau par le mercure, l'ammoniac ou d'autres fluides organiques. Le cycle combiné employant le mercure comme fluide secondaire ne bénéficie aujourd'hui d'aucun intérêt scientifique, puisque son rendement est inférieur même à celui d'un cycle à vapeur conventionnel. Les fluides organiques et l'ammoniac présentent quelques avantages par rapport à l'eau dans le domaine des basses températures : débits volumiques plus réduits et absence d'humidité. Cependant, leurs inconvénients (coûts du développement des technologies d'exploitation, impact sur l'environnement, etc.) sont tels qu'il leur est impossible de concurrencer la vapeur d'eau en tant que fluide du cycle aval dans les cycles combinés.

Les facteurs qui favorisent la combinaison *turbine à gaz – turbine à vapeur* sont nombreux et tiennent à la fois de la nature des fluides que des équipements où ces derniers vont évoluer. En effet, on a d'un côté l'air et l'eau qui sont des substances relativement disponibles à des coûts dérisoires, l'air étant même quasiment gratuit. D'un autre côté, les équipements ont atteint une haute maturité technologique, étant donné qu'ils ont été

éprouvés pendant près d'un siècle sur les installations de turbines à gaz et de turbines à vapeur classiques. Les coûts de développement sont donc très bas pour les cycles combinés gaz-vapeur. D'un point de vue thermodynamique, l'air convient parfaitement pour les niveaux de températures supérieurs ($> 1000\text{ °C}$) du cycle amont où l'on trouve la turbine à gaz, tandis que la vapeur d'eau est bien adaptée aux niveaux de température modérés et bas du cycle aval occupé par la turbine à vapeur.

En dépit de toutes ces caractéristiques favorables, les cycles combinés ont cependant dû attendre que la turbine à gaz ait atteint un degré de développement suffisant pour se prêter à une adaptation aux paramètres de couplage optima avec la turbine à vapeur. Il fallait en effet attendre les deux dernières décennies pour voir les progrès réalisés dans le domaine des matériaux et dans celui de la recherche de techniques de refroidissement plus efficaces rendre possible l'adoption pour la température d'admission à la turbine à gaz (TIT) de valeurs suffisamment élevées pour que les valeurs qui en résultent pour la température à la sortie de la turbine (TET) puissent représenter un potentiel intéressant pour le cycle à vapeur aval, le situant dans son domaine d'opération optimum et permettant ainsi au cycle combiné d'afficher des performances défiant toute concurrence dans l'état actuel des technologies de production de puissance.

IV.2 Considérations générales sur le problème de la récupération d'énergie dans le GVR

Le problème d'optimisation du processus d'utilisation de la chaleur au sein du générateur de vapeur récupérateur *GVR* est au cœur de l'optimisation du cycle combiné dans sa globalité. Le processus de transfert de chaleur entre les gaz d'échappement et la vapeur d'eau est entaché de pertes énergétiques et de pertes exergétiques liées aux trois facteurs suivants :

- 1- Les propriétés physiques de l'eau et des gaz de combustion ;
- 2- Les surfaces d'échange qui doivent être limitées pour des raisons économiques évidentes, d'où la nécessité d'accepter une différence de température conséquente ;
- 3- La corrosion à basse température qui pourrait avoir lieu à l'extrémité du GVR et qui impose de ne pas pousser le refroidissement des gaz au-dessous d'une certaine limite

C'est le premier de ces trois facteurs qui impose la limitation la plus sévère à l'optimisation ; cette dernière est thermodynamique et elle est due principalement au fait que les capacités thermiques de l'eau d'une part, et des gaz de combustion d'autre part, sont très différentes, notamment au niveau de la section de l'échangeur où a lieu l'évaporation de l'eau à température constante. Cette différence se traduit par une différence de température d'échange qui ira en augmentant en allant de l'endroit où a lieu le pincement (qui coïncide dans ce cas avec celui où commence l'évaporation) jusqu'à l'entrée du surchauffeur, où elle atteint un maximum très important. Cette situation fait

qu'un évaporateur ne pourra jamais être un échangeur idéal, même s'il pouvait disposer d'une surface d'échange infinie. Par conséquent, la réduction des pertes exergetiques dans ces conditions est une opération très délicate.

De son côté, la corrosion à basse température impose une limitation d'ordre chimique à l'utilisation de l'énergie contenue dans les gaz. Les mécanismes de transfert de chaleur n'étant pas aussi efficaces du côté gaz que du côté eau, la température de paroi du côté gaz est approximativement égale à celle de l'eau. Ainsi, si les tubes doivent être protégés contre la corrosion à basse température, la température de l'eau d'alimentation doit rester approximativement aussi élevée que la température qui caractérise le point de rosée acide et qui dépend de la nature du combustible. Par conséquent une valeur élevée de la température des gaz de carneau ne sera d'aucune utilité contre la corrosion si la température de l'eau d'alimentation est trop basse.

Dans ce qui va suivre, Seules les chaudières à récupération pure seront étudiées, nous laisserons donc de côté les chaudières dotées d'un brûleur pour une éventuelle post-combustion. Tout le combustible sera consommé dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Ce type de cycle est très largement répandu, car il est simple, peu coûteux et permet d'atteindre des performances élevées avec les turbines à gaz modernes. Le nombre de configurations possibles pour la partie vapeur dans un tel cycle est assez important, car diverses solutions ont été tentées pour améliorer la qualité du transfert de chaleur au sein du GVR. Certaines sont complexes, mais elles conduisent à une utilisation efficace de la chaleur au sein du GVR, aussi bien d'un point de vue exergetique que d'un point de vue énergétique. Ces systèmes comportent souvent plusieurs turbines à gaz et plusieurs GVR qui alimentent une seule turbine à vapeur.

IV.3 Le cycle à un seul niveau de pression

C'est la configuration de base pour un cycle combiné, sans aucun équipement spécial additionnel. Il est constitué par une ou plusieurs turbines à gaz avec un GVR à un seul niveau de pression, une turbine à vapeur à condensation, un condenseur à eau ou à air et un seul régénérateur à mélange, surtout nécessaire pour le dégazage de l'eau d'alimentation et pour prévenir la corrosion acide des tubes de l'économiseur, voir fig.(IV.1) ci-dessous.

Le GVR comporte trois parties :

- Le préchauffeur d'eau d'alimentation "*économiseur*", qui est réchauffé par les gaz de carneau ;
- L'évaporateur qui pourrait dans ce cas être aussi bien à circulation forcée qu'à circulation naturelle ;
- Le surchauffeur.

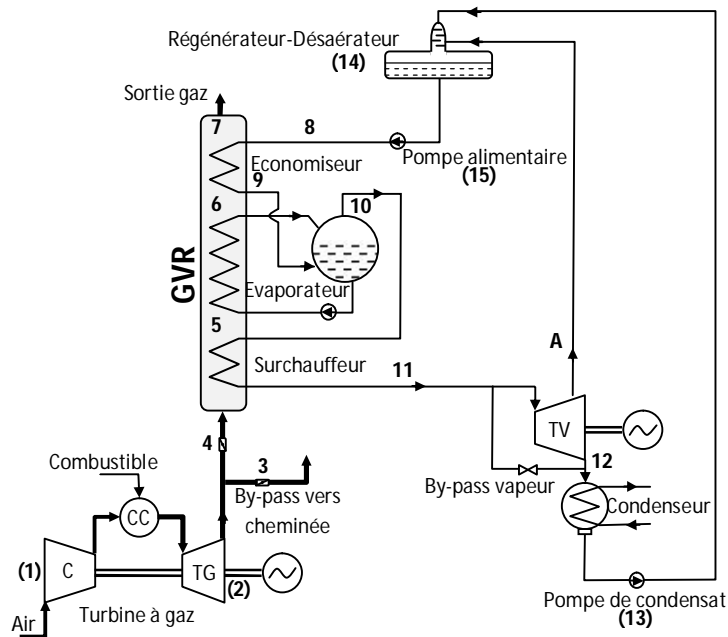


Fig.(IV.1) : Schéma d'un cycle combiné à un seul niveau de pression

Le processus de production de vapeur dans un GVR est très différent de ce qu'il est dans une chaudière conventionnelle. A certains égards, cette différence va même jusqu'à l'opposition. Il en est ainsi en ce qui concerne le préchauffage de l'eau d'alimentation. On sait que pour améliorer le rendement d'un cycle à vapeur classique, on a intérêt à utiliser le plus grand nombre possible de régénérateurs afin d'obtenir la plus haute valeur possible de la température de l'eau d'alimentation. Ces régénérations se font évidemment au détriment de la puissance qui va donc diminuer. En revanche, l'eau qui alimente le GVR d'un cycle combiné doit être aussi froide que possible, sans pour autant aller jusqu'à atteindre la limite déterminée par la corrosion à basse température. Il y a deux raisons à cela :

- Les chaudières classiques sont équipées d'un système de préchauffage d'air qui permet d'utiliser encore l'énergie restant dans les fumées en aval de l'économiseur ; un tel dispositif n'existe pas dans un GVR et l'énergie qui reste encore dans les gaz en aval de l'économiseur sera inévitablement perdue.

- Dans un GVR, le pincement se trouve à l'extrémité chaude de l'économiseur (fig.(IV.2.a)). Ceci signifie que la quantité de vapeur qu'il est possible de produire ne dépend pas de la température d'eau d'alimentation. En revanche, dans un générateur de vapeur classique, le pincement se trouve à l'extrémité froide de l'économiseur (fig.(IV.2.b)), parce que le débit d'eau est dans ce cas beaucoup plus grand que celui des gaz. Il en résulte que la quantité de vapeur qu'il est possible de produire dans ce cas dépend de la température d'eau à l'entrée de l'économiseur. Il est évident d'après la figure (IV.2.b) que cette quantité sera d'autant plus grande que la température d'eau d'alimentation sera plus élevée.

- 1- L'élévation de la température ambiante réduit la densité de l'air et par suite le débit massique admis au compresseur, et ensuite à la turbine ; d'où une diminution de la puissance nette ;
- 2- La puissance du compresseur croît proportionnellement à la température de l'air ;
- 3- La capacité d'absorption de la turbine (débit volumique) restant constante, la pression à son admission décroît dès que le débit massique d'air diminue par suite d'une élévation de la température ambiante. Ceci conduit à une réduction du rapport de pression à travers la turbine. Bien entendu, le même principe s'applique inversement au compresseur, mais étant donné que sa puissance est inférieure à celle de la turbine, le résultat sera globalement négatif (fig.(IV.3)).

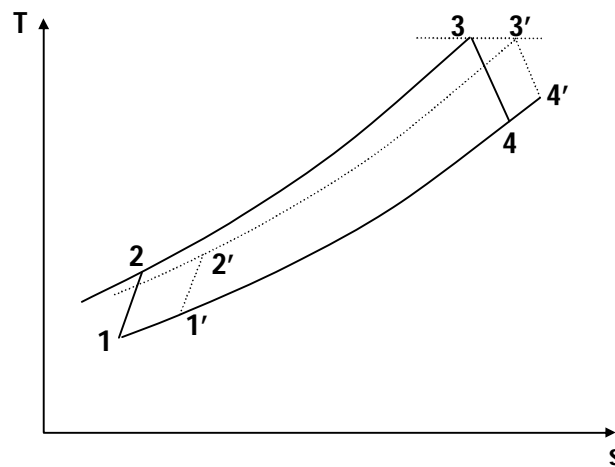


Fig.(IV.3): Diagramme T-s d'une turbine à gaz pour deux valeurs différentes de la température ambiante

Notons que la température des gaz à l'échappement de la turbine à gaz (TET) croît, ce qui favorise plutôt les performances du cycle combiné, contrairement à ce qui se passe avec la turbine à gaz. Un tel comportement n'est cependant valable que si la température de l'eau de condensation reste inchangée. Dans le cas d'une tour de refroidissement humide ou d'un aérocondenseur, le rendement du cycle combiné décroît et suit celui de la turbine à gaz.

La puissance du cycle combiné quant à elle est affectée davantage par l'effet négatif dû à la chute des débits d'air et des gaz que par l'effet positif dû à l'élévation de la TET. C'est ainsi qu'on assiste globalement à une baisse de puissance du cycle combiné suite à une élévation de la température ambiante. Cette baisse est toutefois moins prononcée que pour la turbine à gaz seule.

IV.3.1.2 Effet de la pression ambiante

Les turbines à gaz sont en générale conçues pour la pression qui règne au niveau de la mer. A plus haute altitude, la pression ambiante devient plus basse, ceci n'affecte pas le

rendement de la turbine à gaz, mais conduit à une baisse de sa puissance, faisant suite à une baisse du débit massique qui est proportionnel à la pression. Il en est de même pour la turbine à vapeur et donc pour le cycle combiné tout entier.

IV.3.2 Effet de la température du fluide de refroidissement

Une température du fluide de refroidissement plus basse rend possible l'utilisation de pressions de condensation plus basses, produisant des chutes d'enthalpies utilisables plus importantes dans la turbine à vapeur.

IV.3.3 Influence des paramètres de conception sur la puissance et le rendement

Lors du dimensionnement d'un cycle combiné, la turbine à gaz est en général donnée, puisque c'est une machine standard, on connaît donc ses paramètres nominaux. Les paramètres indépendants sur lesquels on pourrait agir concernent donc exclusivement la partie vapeur (GVR et cycle de la turbine à vapeur). Cependant, il est utile de se rappeler que la puissance de la turbine à vapeur représente seulement de 30 à 40% de la puissance totale du cycle combiné. L'optimisation du cycle combiné ne pourra donc porter que sur cette portion. Notons également que le rendement du procédé vapeur est toujours proportionnel à la puissance de la turbine à vapeur ; étant donné qu'en l'absence d'une post-combustion, l'énergie thermique fournie au procédé vapeur est donnée.

IV.3.3.1 Caractéristiques de la vapeur

Le choix des propriétés de la vapeur dans le cas d'un cycle combiné à un seul niveau de pression est un compromis entre l'optimisation exergetique et l'optimisation énergétique de l'utilisation de l'énergie thermique disponible dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz.

IV.3.3.1.1 Pression de la vapeur vive

Le choix le plus déterminant concerne la pression de la vapeur vive. Pour ce paramètre, il existe un optimum plutôt bas. Une valeur plus élevée de la pression conduirait bien-sûr à un accroissement du rendement du cycle vapeur suite à la disponibilité d'une chute d'enthalpie plus importante à travers la turbine. Mais d'un autre côté, l'efficacité du GVR va accuser une baisse plus accentuée, la température des gaz à la cheminée étant dans ce cas plus élevée. Le rendement global du procédé vapeur, qui est le produit de ces deux rendements, va ainsi décroître si la pression de la vapeur est augmentée au-dessus de la valeur optimale. Pour des valeurs inférieures à l'optimum, il est bien vrai que la chaleur des gaz sera mieux utilisée dans le GVR et que l'efficacité de ce dernier sera meilleure, mais en même temps, le condenseur va évacuer plus de chaleur, le rendement du cycle vapeur accusera une baisse plus importante et les performances du procédé vapeur vont globalement être réduites.

En fait, dans la pratique, des considérations économiques pourraient justifier le recours à des pressions supérieures à l'optimum thermodynamique. En effet, une telle mesure nous procurerait les avantages suivants :

- 1- Une réduction du débit de vapeur occasionnerait moins de pertes à la sortie de la turbine, cette dernière gardant inchangées ses.
- 2- Un plus petit condenseur.
- 3- Une réduction du débit d'eau de refroidissement ; et en particulier dans le cas d'installations munies d'aérocondenseurs, ceci pourrait signifier une réduction substantielle des coûts.

La valeur optimale de la pression de vapeur vive croît avec le débit de vapeur, étant donné qu'il est alors nécessaire de maintenir les volumes spécifiques de la vapeur dans des limites raisonnables. Pour cette raison, il est avantageux dans le cas des grandes installations à cycle combiné comportant en général plusieurs turbines à gaz, d'opter pour une valeur de la pression de vapeur vive supérieure à l'optimum thermodynamique. La réduction des débits volumiques de vapeur qui en résulte se traduit par la réduction des dimensions des éléments constituant le réseau vapeur.

IV.3.3.1.2 Température de la vapeur vive

Contrairement à ce qui se passe avec la pression de vapeur vive, un accroissement de la température de vapeur vive conduit toujours à une légère amélioration du rendement. D'abord, parce qu'une surchauffe plus importante conduit toujours à une meilleure efficacité thermodynamique du cycle ; ensuite, il y a amélioration du rendement de la turbine en tant que machine suite à une diminution de l'humidité dans les étages basse pression de la turbine. En fait, une surchauffe plus importante entraîne un accroissement du rendement du cycle vapeur qui fait plus que compenser la baisse légère de l'efficacité du GVR provoquée par une élévation de la température de vapeur vive. Par ailleurs, une température de vapeur plus élevée signifie moins d'érosion dans les étages BP. Bien entendu, la valeur de la température des gaz à l'échappement de la turbine à gaz impose une limite supérieure pour la température de la vapeur. En fait, une différence suffisante entre ces deux températures sera nécessaire pour maintenir les dimensions du surchauffeur dans des limites raisonnables. Par ailleurs, une valeur exagérément élevée de la température de vapeur vive pourrait se traduire par des coûts d'investissement excessifs, étant donné que le recours à des matériaux coûteux pour le surchauffeur, les conduites et accessoires et la turbine sera alors nécessaire.

IV.3.3.2 Préchauffage de l'eau d'alimentation

Afin de garantir une bonne efficacité pour le GVR, la température de l'eau d'alimentation devrait avoir une valeur aussi basse que possible. Le rendement du cycle vapeur n'est quant à lui quasiment pas affecté par cette mesure. Cependant, pour le cycle à un seul niveau de pression dans sa configuration de base, même en adoptant la plus petite

valeur possible pour la température d'eau d'alimentation, il n'est pas évident de pouvoir refroidir les gaz au-dessous d'une certaine limite, proche de 200 °C selon Rolf Kehlhofer [33]. Pour refroidir davantage les gaz, on pourrait comme première mesure modifier la configuration de base du cycle à un seul niveau de pression en lui ajoutant une boucle de préchauffage qui utilisera la chaleur restant dans les gaz en aval de l'économiseur afin de préchauffer l'eau d'alimentation, en remplacement des soutirages de vapeur employés traditionnellement à cet effet (voir fig.(IV.11)).

IV.3.3.3 Pression de condensation

Il est toujours avantageux d'un point de vue thermodynamique d'avoir la valeur la plus basse possible pour la pression de condensation. Ceci permet en effet de maximiser la chute d'enthalpie à travers la turbine, c'est-à-dire la puissance et le rendement du cycle. Toutefois, un tel objectif n'est atteint qu'au prix d'une turbine et d'un condenseur surdimensionnés, donc coûteux ; on assiste également dans ce cas à un accroissement du degré d'humidité dans les étages BP de la turbine, ce qui les expose davantage à l'érosion.

IV.3.3.4 Pincement

Il affecte la quantité de vapeur produite. En réduisant la valeur de la différence de température au pincement, on peut améliorer le rendement de la récupération dans certaines limites. Toutefois, la surface de l'échangeur de chaleur augmente alors de façon exponentielle et fixe rapidement une limite pour l'efficacité du GVR (voir fig.(4.4) ci-dessous).

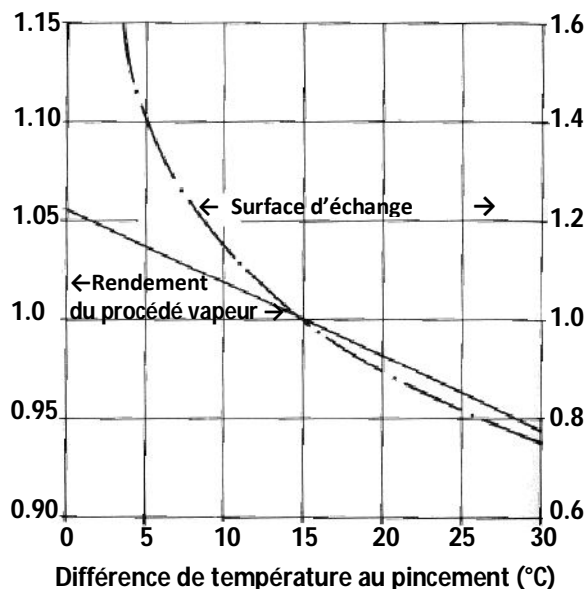


Fig.(IV.4): Effet de la valeur du pincement sur le rendement de la récupération et la surface d'échange [33]

IV.3.3.5 Pertes de charge côté gaz dans le GVR

Le GVR doit être conçu de telle façon que la perte de charge du côté gaz soit la plus faible possible. Cette perte de charge affecte lourdement la puissance et le rendement de la turbine à gaz, en réduisant le rapport des pressions à travers la turbine. D'après Kehlhofer [33], cette perte est approximativement de 0.8 % pour toute perte de charge de 1 %. Une partie de la puissance ainsi dissipée sera récupérée dans le cycle à vapeur, mais il conviendrait de ne pas perdre de vue que le rendement maximum de cette récupération n'est que d'environ 35 %.

IV.3.3.6 Température des gaz à l'échappement de la turbine à gaz (TET)

Le niveau de température des gaz à leur échappement de la turbine à gaz est important pour le cycle à vapeur. Si la température d'admission à la turbine à gaz reste constante, une température plus élevée à la sortie signifie un plus faible rendement de la turbine à gaz mais un meilleur cycle combiné, avec les mêmes rendements de la turbine et du compresseur. Lorsque la température des gaz à l'échappement de la turbine à gaz baisse, l'efficacité du GVR et le rendement du cycle vapeur se détériorent. Il y a lieu de rappeler que pour une même température limite d'admission à la turbine à gaz, la température de sortie est d'autant plus élevée que le rapport de compression adopté pour la turbine à gaz est plus modéré.

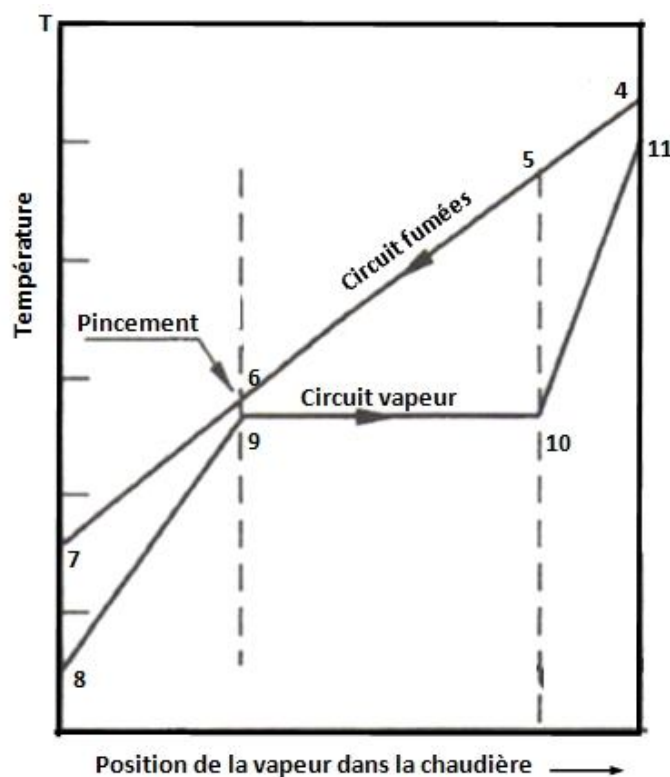


Fig. (IV.5) : Diagramme de distribution des températures à travers une chaudière à un seul niveau de pression

IV.3.4 Analyse de la chaudière de récupération à un niveau de pression

Cette analyse sera basée sur les bilans d'énergie des différentes parties de la chaudière et aura pour objectif d'établir l'influence des paramètres pertinents sur les performances du système. En se référant à la figure (IV.1), le diagramme de la distribution des températures des fluides à travers la chaudière se présente comme sur la figure (IV.5) ci-dessus et le diagramme T-s du cycle à vapeur comme à la figure (IV.6) ci-dessous.

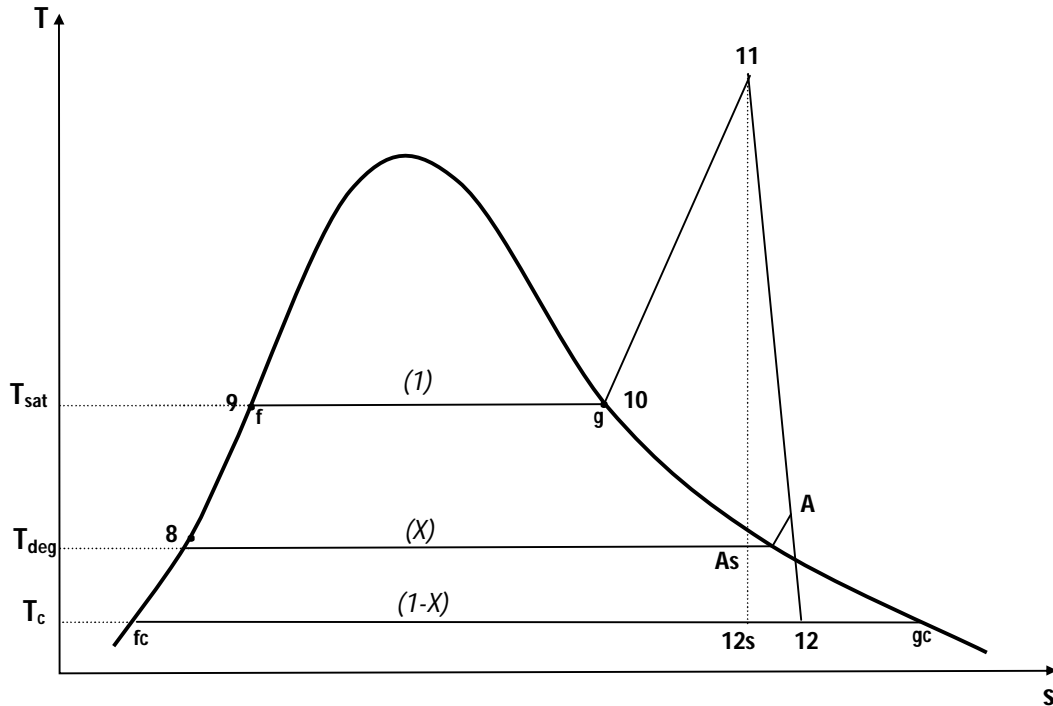


Fig.(IV.6) : Diagramme T-s du cycle vapeur dans le cas d'une chaudière à un seul niveau de pression

Les bilans d'énergie pour la chaudière sont portés au tableau (IV.1) ci-après :

Tableau(IV.1) : Bilans d'énergie pour une chaudière de récupération à un seul niveau de pression

Système	Bilan d'énergie
Surchauffeur + évaporateur	$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{p f} \cdot (T_4 - T_6) = \dot{m}_e \cdot (h_{11} - h_9)$
Economiseur	$\dot{m}_f \cdot \bar{C}_{p f} \cdot (T_6 - T_7) = \dot{m}_e \cdot (h_9 - h_8)$
Dégazeur	$\dot{m}_e \cdot (h_{f14} + w_{p15}) = (\dot{m}_e - \dot{x}) \cdot (h_{f13} + w_{p13}) + \dot{x} (h_{gA})$
Chaudière entière	$\dot{m}_f \cdot C_{p f} \cdot (T_4 - T_7) = \dot{m}_e \cdot (h_{11} - h_8)$

\dot{m}_f : débit massique des fumées ; \dot{m}_e : débit massique principal de la vapeur ; \dot{x} : débit de vapeur soutiré pour le dégazage ; $\bar{C}_{p f}$: chaleur spécifique moyenne des fumées ; w_{p13} et w_{p15} : travaux spécifiques des pompes N°13 et N°15 respectivement

Les fumées seront assimilées à un gaz parfait, avec toutefois la chaleur spécifique, dépendante de la température, qui sera représentée par une valeur moyenne entre la température d'échappement T_4 et la température de rejet T_{rej} . La vapeur d'eau quant à elle sera traitée en tant que substance pure dont les propriétés thermodynamiques sont extraites à partir de la référence [51].

Les calculs sont exécutés selon la procédure décrite ci-après.

IV.3.4.1 Procédure de calcul pour un système à un seul niveau de pression

Données : (voir annexe A)

- Composition des gaz d'échappement, leur température (T_4).
- Le pincement : $\Delta T_p = T_6 - T_9$.
- La différence de température d'approche : $\Delta T_{ap} = T_4 - T_{11}$.
- La température de condensation: T_{13} .
- Les rendements isentropiques de la turbine η_{it} et des pompes η_{ip} .
- La Température de rejet limite : T_{rejlim} et la température ambiante T_0 .

Calculs des températures des fumées, des propriétés thermodynamiques et des fractions massiques de la vapeur:

- Calcul de la chaleur spécifique moyenne des gaz à travers le GVR : $\bar{c}_{pg}]_{T_{rejlim}}^{T_4}$.
- Calcul de la température à l'entrée de la turbine à vapeur : $T_{11} = T_4 - \Delta T_{ap}$.

On fixe une valeur pour la pression de la vapeur, puis on effectue les opérations suivantes :

- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau, en particulier:
 - Température de saturation : $T_9 = T_{10}$;
 - Enthalpie spécifique du liquide saturée dans l'évaporateur $h_9 = h_f$;
 - Enthalpie h_{11} et entropie s_{11} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine.
- Calcul de la température des gaz à la sortie de la zone "Evaporateur" : $T_6 = T_9 + \Delta T_p$;
- Le bilan d'énergie de l'ensemble "Surchauffeur – Evaporateur" permet alors de calculer la masse de vapeur correspondant à un kilogramme de gaz :

$$Y = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f} = \frac{\bar{c}_{pg}]_{T_{rejlim}}^{T_4} (T_4 - T_6)}{(h_{11} - h_9)}$$
- La pression de soutirage, qui est également celle qui règne au niveau du dégazeur, sera choisie de telle façon que la température de saturation correspondante soit égale à la température de rosée des fumées afin de prévenir tout risque de condensation du côté des fumées (leur température étant alors forcément légèrement supérieure à cette valeur limite même au sein de la couche limite). On peut à présent calculer l'enthalpie spécifique de l'eau à l'entrée de l'économiseur : $h_8 = h_{f14} + w_{p15}$ (avec le travail spécifique de la pompe : $w_{p15} = \frac{v(P_8 - P_{14})}{\eta_{ip}}$, v étant le volume spécifique de l'eau liquide ;
- Lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur saturée à $P_A = P_{14}$; puis :
 - Calcul du titre de la vapeur au point de soutirage isentropique : $x_{As} = \frac{s_{11} - s_f}{s_{fg}}$
 - Test : - si $x_{As} < 1$, alors $h_{As} = h_f + x_{As} h_{fg}$, sinon h_{As} sera obtenu par lecture à partir des propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée.

- L'enthalpie spécifique de la vapeur au point de soutirage effectif, s'obtient à partir de l'expression qui définit le rendement isentropique de la turbine :

$$h_A = h_{11} - \eta_{it}(h_{11} - h_{A5})$$
- Le bilan d'énergie du dégazeur permet de calculer la fraction de vapeur à soutirer :

$$\dot{Y} = \frac{\dot{X}}{\dot{m}_f} = Y \cdot \frac{(h_{f14} + w_{p15}) - (h_{f13} + w_{p13})}{h_A - (h_{f13} + w_{p13})}$$
 avec $w_{p13} = \frac{v(P_{14} - P_{12})}{\eta_{ip}}$
- Le bilan d'énergie de la chaudière dans son ensemble permettra de calculer la température de rejet effective des gaz à la cheminée : $T_7 = T_4 - Y \cdot \frac{(h_{11} - h_8)}{\bar{c}_{pg} T_{rejl\text{im}}}$;
- Lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau à la température de condensation (T_{13}) :
 - Calcul du titre de la vapeur au point qui marque le début de la condensation sur l'isentropique s_{11} : $x_{12s} = \frac{s_{11} - s_f}{s_{fg}}$;
 - L'enthalpie spécifique de la vapeur à cet endroit sera donc :

$$h_{12s} = h_f + x_{12s} h_{fg}$$
 ;
 - A l'aide du rendement isentropique de la turbine, on calcule l'enthalpie spécifique de la vapeur au point où commence effectivement la condensation :

$$h_{12} = h_{11} - \eta_{it}(h_{11} - h_{12s})$$
 ;
 - Le titre de la vapeur à cet endroit sera : $x_{12} = \frac{h_{12} - h_f}{h_{fg}}$;

Calcul des performances du système :

- Calcul de l'efficacité de la chaudière de récupération :

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_7}{T_4 - T_0}$$

- Travail spécifique de la turbine par kg de gaz :

$$W_{TAV} = Y(h_{11} - h_A) + (Y - Y')(h_A - h_{12})$$
- Quantité de chaleur reçue par la vapeur par kg de gaz :

$$Q_{TAV} = Y(h_{11} - h_8)$$

- Rendement du cycle à vapeur :

$$\eta_v = \frac{W_{TAV}}{Q_{TAV}}$$

- Rendement de la récupération :

$$\eta_r = \varepsilon \cdot \eta_v$$

On incrémente la pression de la vapeur de 0.1 MPa et on reprend les calculs ci-dessus. On procédera ainsi jusqu'à ce que l'intervalle allant de 0.1 jusqu'à 6 Mpa soit entièrement couvert. A chaque étape, on compare la valeur du rendement de récupération obtenue avec la plus grande valeur obtenue au cours des étapes précédentes. Au terme de ce processus, on retiendra les valeurs des différents paramètres qui correspondent au point optimum.

IV.3.4.2 Résultats de l'analyse du système à un seul niveau de pression

Les résultats principaux de l'analyse du système à un seul niveau de pression sont présentés ci-après.

La pression qui maximise le rendement de la récupération augmente avec la température des gaz d'échappement de façon quasi-linéaire pour passer d'une valeur

légèrement inférieure à 3.5 MPa correspondant à une TET de 520 °C à une valeur proche de 6 MPa pour une TET de 560 °C.

Sur la figure (IV.7) ci-dessous, on a représenté les courbes d'évolution du rendement de la récupération en fonction de la pression de la vapeur pour différentes valeurs de la température TET des gaz d'échappement. Les courbes présentent bien un maximum, mais en même temps elles révèlent que sur un intervalle de pression d'autant plus large que la TET est élevée, le rendement de la récupération reste quasiment constant. Ceci rend plus flexible le choix d'une valeur pour la pression de la vapeur. Par ailleurs, le rendement de la récupération croît linéairement avec la température des gaz.

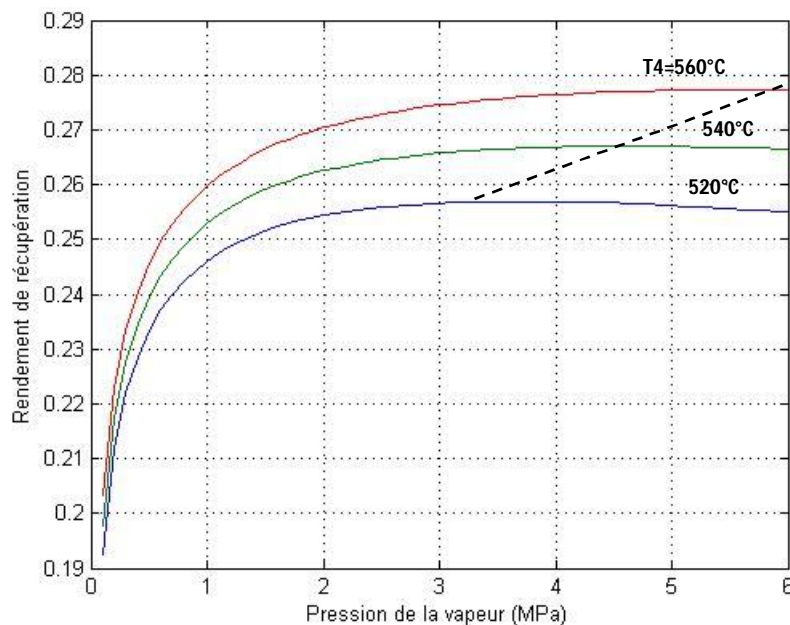


Fig.(IV.7): Rendement de la récupération en fonction de la pression de vapeur pour différentes valeurs de la température des gaz dans le cas d'une chaudière de récupération à un seul niveau de pression

Les courbes d'évolution des performances du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression de la vapeur pour une valeur de 530°C de la température des gaz, sont présentées à La figure (IV.8) ci-après.

Le rendement du cycle vapeur (η_v) croît avec la pression de la vapeur, d'abord très rapidement pour les basses pressions puis très lentement, au delà de (1MPa). Cette évolution s'explique par le taux de croissance de la chute d'enthalpie utilisable à travers la turbine qui décroît avec la pression à température constante (voir fig.(IV.9) ci-dessous).

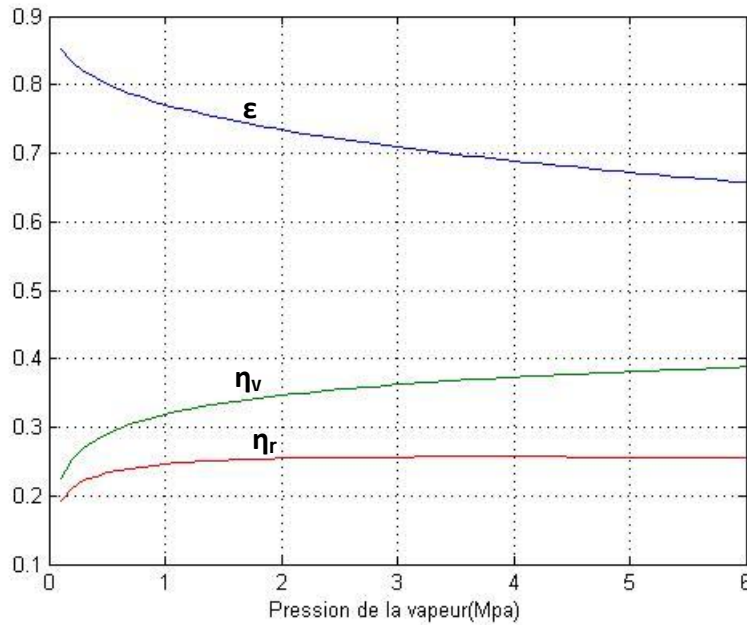


Fig.(IV.8): Evolution des performances du système à un seul niveau de pression en fonction de la pression de la vapeur

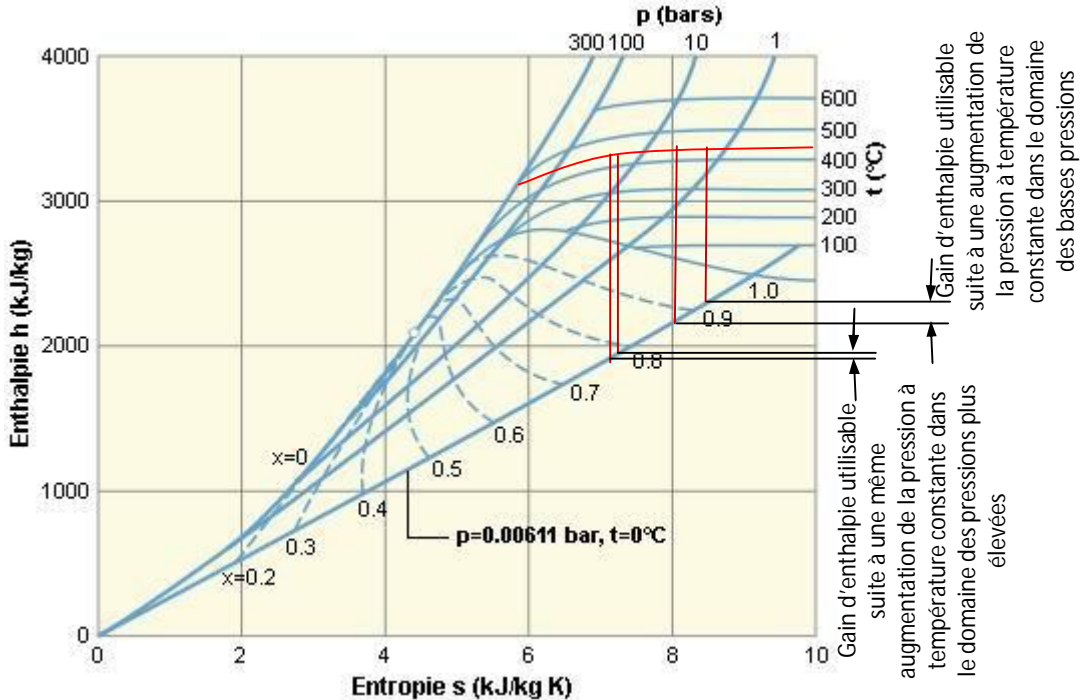


Fig.(IV.9) : Evolution du taux de croissance de la chute d'enthalpie utilisable lors d'une détente isentropique suite à une même augmentation de pression à température constante dans deux domaines différents.

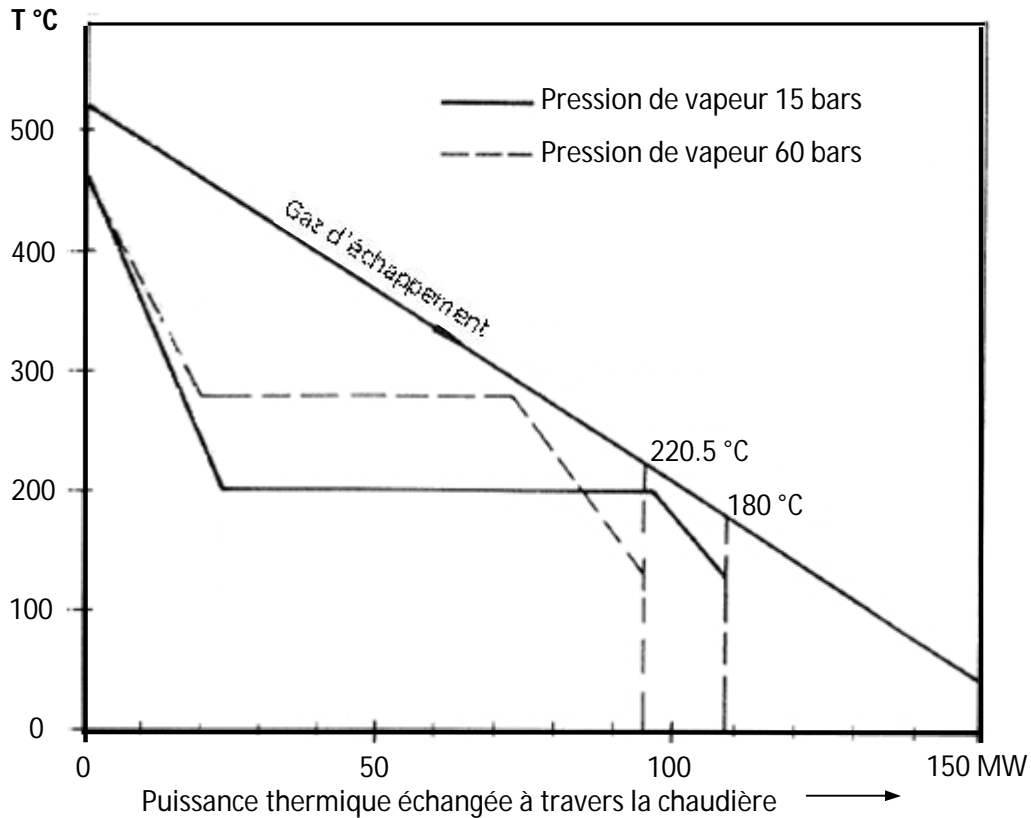


Fig.(IV.10) : Evolution de la température de rejet des gaz en fonction de la pression de la vapeur dans une chaudière à un seul niveau de pression [33]

Par ailleurs, l'efficacité de la chaudière de récupération (ϵ), très bonne pour les basses pressions, décroît à mesure que la pression augmente. Ceci s'explique par l'augmentation de la température de rejet des gaz avec la pression de la vapeur, ce qui réduit la quantité d'énergie récupérée (voir fig.(IV.10) ci-dessus).

L'évolution du rendement de récupération (η_r) est la conséquence directe des deux évolutions précédentes puisque il représente leur produit. Le rendement de récupération présente un maximum autour de (3.6 MPa).

IV.4 Cycle à un seul niveau de pression avec un GVR associé à une boucle de préchauffage

L'inconvénient principal d'un cycle à un seul niveau de pression dans sa configuration de base réside dans l'efficacité de son GVR relativement basse. Pour améliorer cette efficacité, la mesure la plus simple consisterait à recourir à un échangeur de chaleur supplémentaire au bout du GVR afin de récupérer davantage de chaleur pour le préchauffage de l'eau d'alimentation. Une telle boucle de préchauffage doit être conçue de telle manière à éviter de fonctionner avec des températures inférieures au point de rosée acide. Il n'est donc pas souhaitable d'admettre le condensat directement dans le GVR. Il existe deux solutions à ce problème :

- Dans la première, on utilise de l'eau chaude (fig.(IV.11.a)). A cet effet, une pompe est employée pour amener une grande quantité d'eau à un niveau de pression élevé. Il doit y avoir plus d'eau que de condensat : en effet, une petite quantité d'eau conduirait à une importante élévation de la température, et donc pour une température d'eau d'alimentation donnée, à l'apparition de températures au-dessous du point de rosée. Après avoir subi un réchauffage dans la boucle de préchauffage, l'eau arrive dans une chambre de détente où sera produite la vapeur nécessaire au dégazeur. Le reste de l'eau est redirigé directement vers le réservoir d'eau d'alimentation. L'inconvénient majeur d'une telle solution est la puissance importante nécessaire pour l'entraînement de la pompe de circulation.

- Dans la seconde solution, on utilise de la vapeur (fig.(IV.11.b)). Un évaporateur BP génère de la vapeur saturée destinée au dégazeur. Dans ce cas, la puissance de la pompe est très faible, approximativement 10 % de celle de la première solution [33]. L'évaporateur lui-même peut être du type à circulation libre ou à circulation forcée. Il est parfois possible de faire l'économie d'un ballon BP. Ce rôle est alors rempli par la bêche alimentaire, moyennant certaines précautions liées à la coexistence des deux phases liquide et vapeur.

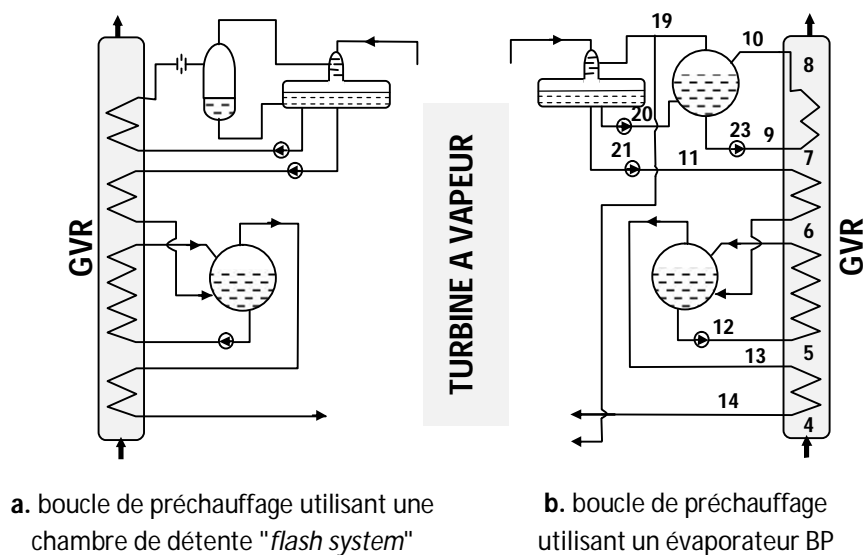


Fig.(IV.11): Schéma d'un GVR associé à une boucle de préchauffage

Le recours à une boucle de préchauffage impose une limite inférieure sur la pression de vapeur vive. La température des gaz à la sortie de l'économiseur baisse en même temps que la pression de vapeur vive. Etant donné que la température minimale de l'eau dans le GVR est déterminée par le point de rosée acide, la quantité de chaleur utilisable dans la boucle de préchauffage sera réduite à son tour.

Si une température d'eau d'alimentation élevée est désirée, la pression de vapeur vive choisie ne doit pas être trop basse, si l'on veut éviter le recours à un régénérateur BP

pour préchauffer une partie de l'eau par soutirage de vapeur à partir de la turbine, ce qui aura pour conséquence une baisse de la puissance et du rendement du cycle vapeur.

Il n'est pas toujours possible de préchauffer toute l'eau d'alimentation dans une boucle de préchauffage. Il peut parfois s'avérer nécessaire de recourir à un préchauffage partiel par soutirage de vapeur de la turbine. C'est le cas lorsqu'il est impératif d'avoir une température d'eau d'alimentation élevée alors que le vide au condenseur est très poussé. Un régénérateur BP a un effet négatif sur le rendement du procédé vapeur, puisqu'on dispose alors d'une plus petite quantité de chaleur utilisable à partir des gaz. Mais en même temps, la réduction des pertes associées aux effets de l'humidité et de sortie de la turbine compense largement cet effet négatif.

Une réduction de la différence de température au pincement va dans ce cas non seulement affecter les surfaces de l'économiseur et de l'évaporateur, mais également celle de la boucle de préchauffage.

D'une part, la chute de la température des gaz en aval de l'économiseur réduit la quantité de chaleur disponible pour la boucle de préchauffage. D'autre part, la quantité de chaleur nécessaire au préchauffage sera plus importante, étant donné que la quantité de vapeur à générer sera dans ce cas également plus importante ; la boucle de préchauffage aura donc besoin de plus d'énergie.

4.4.1 Analyse de la chaudière de récupération à un niveau de pression avec boucle de préchauffage utilisant un évaporateur BP

En se référant à la figure (IV.11.b), le diagramme de distribution des températures des fluides à travers la chaudière pourra se présenter dans ce cas comme à la figure (IV.12) ci-dessous.

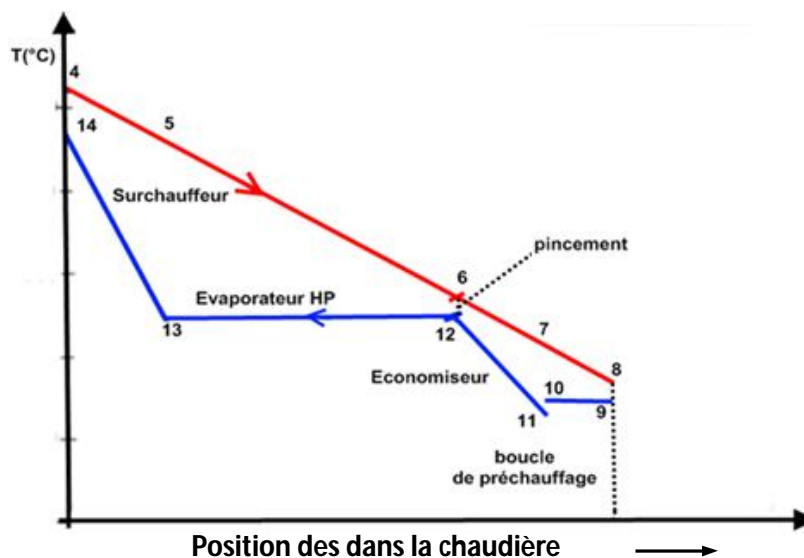


Fig.(IV.12) : Diagramme des distributions de la température des fluides à travers une chaudière de récupération à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage

Les bilans d'énergie du système sont présentés au tableau (IV.2) ci-après.

Tableau (IV.2) : Bilans d'énergie pour le cycle à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage

Système	Bilan d'énergie
Surchauffeur + Evaporateur	$\dot{m}_f \cdot C_{p f} \cdot (T_4 - T_6) = \dot{m}_e \cdot (h_{14} - h_{12})$
Economiseur	$\dot{m}_f \cdot C_{p f} \cdot (T_6 - T_7) = \dot{m}_e \cdot (h_{12} - h_{11})$
Dégazeur	$\dot{m}_e \cdot (h_{f18} + w_{p21}) + \dot{m}_{\dot{e}} \cdot (h_{f18} + w_{p20}) = \dot{m}_e (h_{f16} + w_{p17}) + \dot{m}_{\dot{e}} (h_{g19})$
Evaporateur BP	$\dot{m}_f \cdot C_{p f} \cdot (T_7 - T_8) = \dot{m}_{\dot{e}} \cdot (h_{10} - h_9)$
Ballon BP	$\dot{m}_{\dot{e}} \cdot (h_{g19} + h_{f22} + w_{p23}) = \dot{m}_{\dot{e}} \cdot (h_{f18} + w_{p20} + h_{g10})$

$\dot{m}_{\dot{e}}$: débit massique d'eau dans la boucle de préchauffage ; \dot{m}_e : débit massique principal de vapeur ; (16) : sortie condenseur ; w_{p17} : travail de la pompe alimentaire.

La procédure des calculs est décrite à l'annexe (A).

Les calculs révèlent dans ce cas que l'introduction d'une boucle de préchauffage dans le système à un seul niveau de pression se traduit surtout par une amélioration de l'efficacité énergétique (ϵ) de la chaudière de récupération, en permettant de refroidir davantage les gaz.

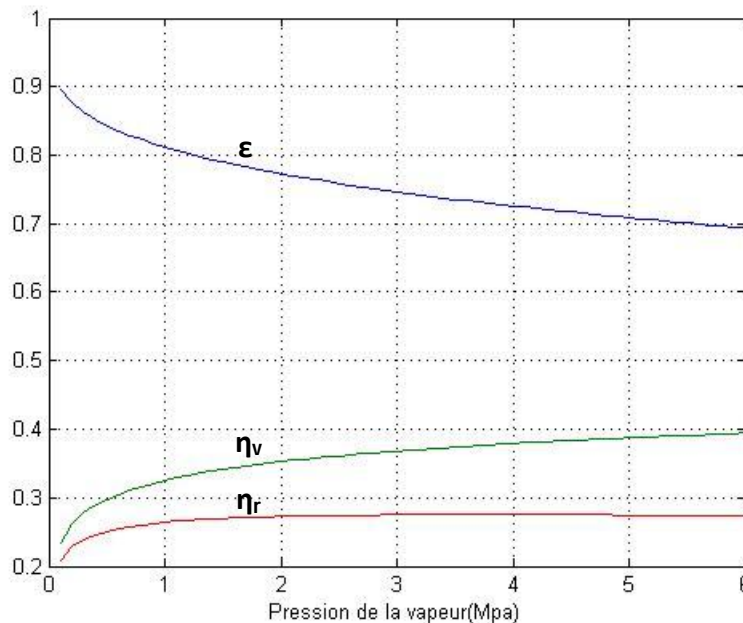


Fig.(IV.13) : Evolution des performances du système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage, en fonction de la pression de la vapeur

Le gain exergetique quant à lui est lié au fait que la vapeur nécessaire au dégazage n'est plus extraite de la turbine, comme dans le cas de la configuration de base, elle devient ainsi disponible pour la totalité de la détente et permet de produire une puissance supplémentaire par rapport au cas sans boucle de préchauffage. Ceci se traduit sur la figure (IV.13) par un gain d'efficacité très appréciable par rapport à la figure (IV.8) correspondant au système de base et un gain de rendement du cycle à vapeur très modeste ; au niveau du rendement de récupération optimum, la boucle de préchauffage nous fait gagner environ 2.5 point, voir également le tableau (IV.5) à la fin de ce chapitre.

IV.5 Le cycle à deux niveaux de pression

Dans beaucoup de cas, l'évaporateur BP du cycle à un seul niveau de pression associé à une boucle de préchauffage pourrait produire, sans dépense supplémentaire importante, plus de vapeur que celle nécessaire au préchauffage de l'eau d'alimentation, et cet excès de vapeur peut être converti en énergie mécanique s'il est admis dans la turbine à l'endroit qui convient. Pour ce faire, la turbine à vapeur doit disposer de deux admissions : une pour la haute pression et une autre pour la basse pression. La figure (IV.14) montre une telle turbine équipée de deux préchauffeurs BP. Ceci non seulement va se traduire par un meilleur usage de la chaleur des gaz, mais il permettra également de mieux utiliser la vapeur BP. Une proportion plus importante de vapeur BP peut être admise dans la turbine via le préchauffeur BP tandis que la première étape du préchauffage a lieu dans les régénérateurs par des soutirages de vapeur de moindre qualité thermodynamique. La vapeur BP destinée à la turbine pourrait être légèrement surchauffée. Toutefois, le gain thermodynamique qui en résulterait sera minime, car il sera accompagné d'un accroissement de la perte de charge, donc également de la température d'évaporation dans l'évaporateur BP, ce qui aura pour conséquence une réduction de la quantité de vapeur générée. C'est pourquoi, il est préférable d'œuvrer pour une séparation effective des phases liquide et vapeur dans l'évaporateur BP, puis d'utiliser directement la vapeur saturée.

Lorsqu'on a l'opportunité d'utiliser un combustible à faible teneur en soufre ou carrément dénué de soufre, d'autres améliorations sont encore envisageables. Dans ce cas, le point de rosée acide est suffisamment bas et les gaz d'échappement peuvent participer au préchauffage d'une portion plus ou moins importante d'eau d'alimentation dans un économiseur basse température. La figure (IV.15) montre un exemple d'installation au gaz naturel dénué de soufre, dans lequel l'eau est d'abord préchauffée dans le dégazeur au-dessus du point de rosée des gaz (ici seulement $\sim 50^{\circ}\text{C}$). Etant donné que cette température est très basse, le dégazage a lieu dans ce cas sous vide. Après le dégazeur qui joue ici également le rôle de bache alimentaire, toute l'eau d'alimentation sera réchauffée dans un économiseur basse pression jusqu'à la température de saturation de la vapeur BP, suite à quoi elle est admise dans le ballon. Ensuite, une pompe alimente le circuit HP qui se trouve dans le GVR. Dans ce cas également, il est possible d'alimenter la turbine en vapeur BP, soit saturée, soit légèrement surchauffée.

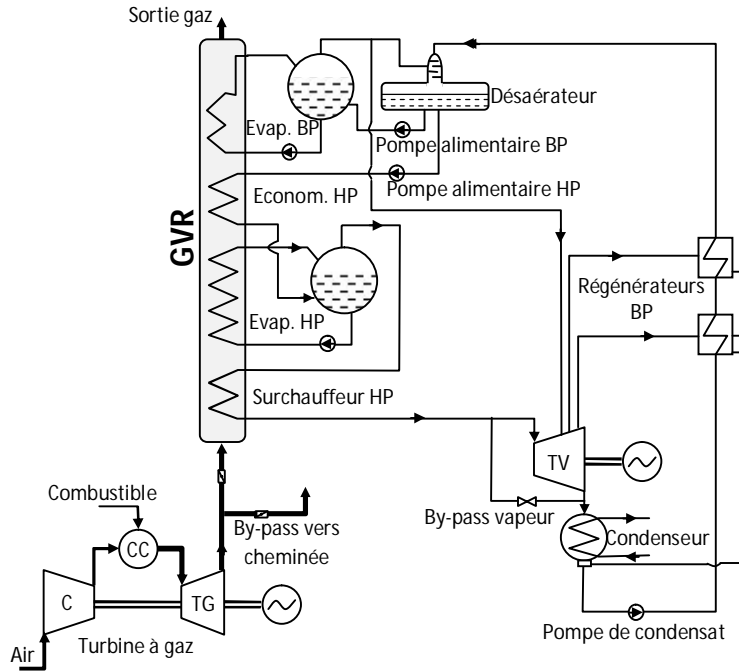


Fig.(IV.14): Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression pour les combustibles contenant du soufre

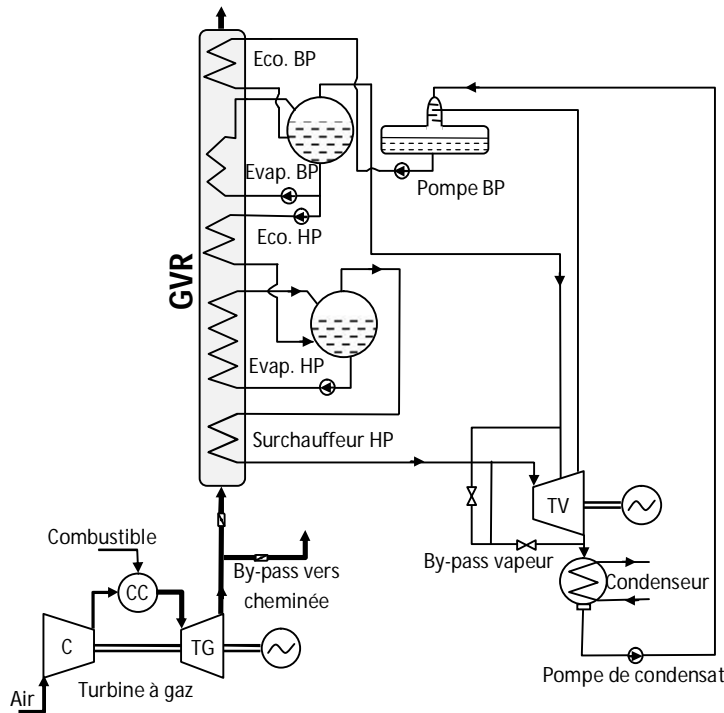


Fig.(IV.15): Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression pour les combustibles ne contenant pas de soufre (GN)

D'autres variantes du cycle à deux niveaux de pression sont possibles, dont les performances thermodynamiques ne sont pas forcément aussi bonnes que celles des deux configurations précédentes, mais qui offrent certains avantages opérationnels.

Dans l'exemple de la figure (IV.16), les circuits BP et HP sont séparés immédiatement après la bêche alimentaire. L'économiseur est ici divisé en un économiseur BP et en un économiseur où a lieu la première étape du réchauffage de l'eau destinée à l'évaporateur HP. Une telle installation présente les avantages suivants :

- Une meilleure disponibilité opérationnelle, puisque la partie HP peut continuer à fonctionner même si la pompe BP ou la pompe de circulation venait à tomber en panne.
- Moins de problèmes d'apparition de vapeur dans l'économiseur lors d'un fonctionnement à charge partielle.

En contrepartie, on doit accepter jusqu'à environ 5% de réduction dans la génération de vapeur BP dans la plupart des cas [33].

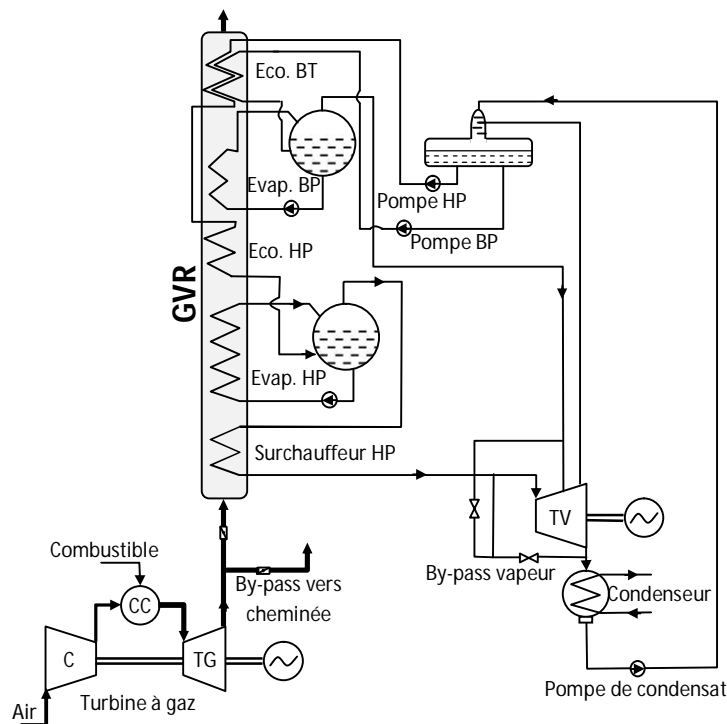


Fig.(IV.16) : Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression à économiseur séparé dans la zone des basses températures

Dans l'autre exemple de la figure (IV.17), le dégazage a lieu sous une légère surpression. Pour ce faire, un soutirage d'une meilleure qualité de vapeur que dans le cas d'un dégazage sous vide sera nécessaire. Pour garder les débits dans des limites raisonnables, le condensat sera préchauffé grâce à l'eau d'alimentation dans un échangeur eau-eau. Ceci signifie que le préchauffage continuera à se faire pour une grande part grâce à la chaleur des gaz d'échappement dans le GVR. La température de l'eau dans l'évaporateur ne doit pas descendre en dessous du point de rosée des gaz (si le combustible est dénué de soufre) ou de leur point de rosée acide (si le combustible contient du soufre). Ici, la contrepartie, c'est la chute de rendement due au soutirage d'une vapeur de meilleure qualité thermodynamique. Plus encore, si la pression au condenseur est trop basse, le

recours à un autre soutirage de vapeur BP pourrait s'avérer indispensable afin de réduire les effets de l'humidité en bout de turbine. Ceci réduirait davantage la puissance produite.

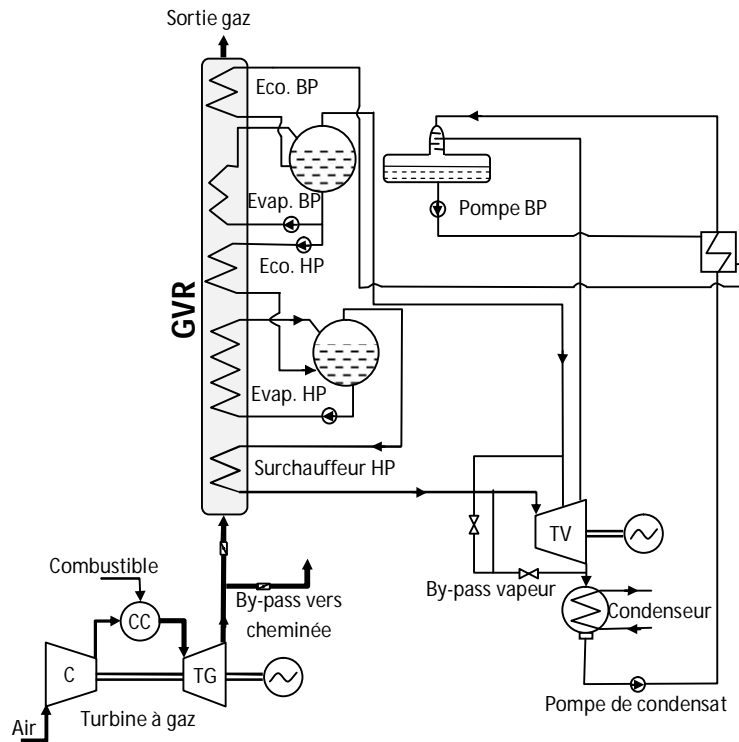


Fig.(IV.17): Schéma d'un cycle combiné à deux niveaux de pression avec utilisation de l'eau d'alimentation pour préchauffer le condensat

Dans un cycle à deux niveaux de pression à combustible à teneur en soufre non négligeable, le gain de rendement par rapport à un cycle à un seul niveau de pression associé à une boucle de préchauffage sera quasiment dû aux améliorations thermodynamiques apportées au cycle vapeur. Il n'y a pas de gain qui mérite d'être mentionné et qui soit associé à une meilleure utilisation de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement. La quantité de chaleur à évacuer au condenseur est quelque peu réduite, de sorte que les dimensions de la section de sortie de turbine et du condenseur pourraient être un peu plus petites. Ce système est bien plus complexe qu'un système comprenant une turbine à une seule pression, c'est pourquoi il ne présente un intérêt que si le gain en puissance conduit à un gain économique suffisant.

En revanche, dans le cas d'un combustible sans soufre, le rendement du procédé vapeur peut être amélioré davantage par des mesures visant à accroître l'efficacité du GVR. L'utilisation d'un économiseur BP au bout du GVR rend possible le refroidissement des gaz jusqu'en dessous de 100 °C, car la température d'eau d'alimentation est alors d'environ 60 °C seulement, les préchauffeurs BP n'étant plus nécessaires dans ce cas. La production de vapeur est un peu plus importante, étant donné que l'utilisation d'un combustible dénué de soufre rend disponible une plus grande quantité de chaleur dans les gaz d'échappement. La

quantité de chaleur supplémentaire puisée aux gaz dans l'économiseur BP ne peut pas être convertie efficacement en travail, étant disponible seulement à un bas niveau de température. Une plus grande partie de cette chaleur sera rejetée au niveau du condenseur. Le débit de vapeur en sortie de turbine et celui du fluide de refroidissement seront donc plus importants (environ de 20% supérieurs aux débits correspondants du cycle à deux niveaux de pression à combustible contenant du soufre [33]), augmentant ainsi les coûts de l'installation. Cependant, l'amélioration du rendement est dans la plupart des cas largement suffisante pour compenser les coûts de l'investissement dans le cas d'un combustible dénué de soufre.

IV.5.1 Effet des paramètres de conception les plus pertinents

IV.5.1.1 Pressions de la vapeur vive

Lors du choix des pressions de la vapeur HP et BP, deux aspects entrent en considération :

- La pression de la vapeur HP doit être relativement élevée pour atteindre un bon rendement exergetique d'utilisation de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement.
- La pression de la vapeur BP doit être basse pour atteindre un bon rendement énergétique d'utilisation de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement.

L'objectif de la pression de la vapeur HP est de générer une vapeur de haute qualité exergetique, tandis que celui de la pression de la vapeur BP est d'utiliser au mieux la chaleur restant dans les gaz, ce qui ne peut être accompli que si la pression de la vapeur BP est relativement basse. Cependant, cette pression ne doit en aucun cas descendre au-dessous d'une valeur limite (autour de 3 bars), sinon :

- D'une part, la chute d'enthalpie utilisable dans la turbine devient trop petite ;
- D'autre part, le débit volumique de vapeur devient très important, conduisant à des dimensions du réseau BP exagérément grandes.

IV.5.1.2 Températures de la vapeur vive

Comme dans le cas du cycle à un seul niveau de pression, la température de la vapeur vive devrait être aussi élevée que possible, sans pour autant trop approcher celle des gaz d'échappement.

Pour le choix de la température de la vapeur BP, on doit tenir compte de la différence entre cette température et celle de la vapeur HP après détente au point de mélange. Si cette différence est importante, des contraintes thermiques inutiles apparaissent dans la machine. Cependant, une température de vapeur BP élevée présente l'avantage d'une sorte de petite resurchauffe, qui conduit à une réduction du risque

d'érosion due à l'humidité dans la turbine. Une telle considération peut constituer un motif suffisant pour installer un surchauffeur BP, notamment si la pression de la vapeur HP est élevée et celle régnant au condenseur basse.

IV.5.1.3 Préchauffage de l'eau d'alimentation

Comme dans le cas du cycle à un seul niveau de pression, la température d'eau d'alimentation affecte considérablement le rendement du procédé vapeur, puisqu'elle a une influence directe sur l'efficacité du GVR. Lorsqu'il est nécessaire d'avoir une température d'eau d'alimentation élevée, afin d'éviter la corrosion à basse température, on peut avoir recours à un préchauffage multi-étagé (1 à 2 préchauffeurs BP et un dégazeur).

IV.5.1.4 Pression de condensation

Une altération du vide au condenseur a un plus grand effet sur les performances d'un cycle à deux niveaux de pression que sur celles d'un cycle à un seul niveau de pression, parce que le débit de vapeur en sortie de turbine est plus grand.

IV.5.1.5 Pincements

Le pincement au niveau de l'évaporateur HP est moins critique dans ce cas que celui d'un cycle à un seul niveau de pression, étant donné que la chaleur des gaz non utilisée dans la partie HP, sera récupérée dans la partie BP. La perte de puissance sera uniquement due à la différence d'exergie entre la vapeur HP et la vapeur BP. Par conséquent, la différence de température au pincement HP est en général de moitié plus grande que la différence de température au pincement d'un cycle à un seul niveau de pression. Par ailleurs, la chute de pression utilisable dans la partie BP étant approximativement moitié de la chute de pression utilisable dans la partie HP, la différence de température au pincement BP ne devrait pas non plus être trop basse.

Ainsi, avec un cycle à deux niveaux de pression, les pincements HP et BP ont un moindre effet sur le rendement du procédé vapeur qu'avec un cycle à un seul niveau de pression. A valeur économique du rendement égale, les pincements choisis pour les cycles à deux niveaux de pression devraient être plus grands que ceux choisis pour un cycle à un seul niveau de pression. Toutefois, on sait que la valeur économique du rendement d'un cycle à deux niveaux de pression est toujours supérieure à celle du rendement d'un cycle à un seul niveau de pression.

IV.5.1.6 Température des gaz d'échappement

Une réduction de la température des gaz d'échappement conduit ici également à une chute du rendement du procédé vapeur. Cependant, cette chute est moins prononcée que dans le cas d'un cycle à un seul niveau de pression, car l'efficacité du GVR ne va pas baisser aussi rapidement que dans le cas d'un cycle à un seul niveau de pression.

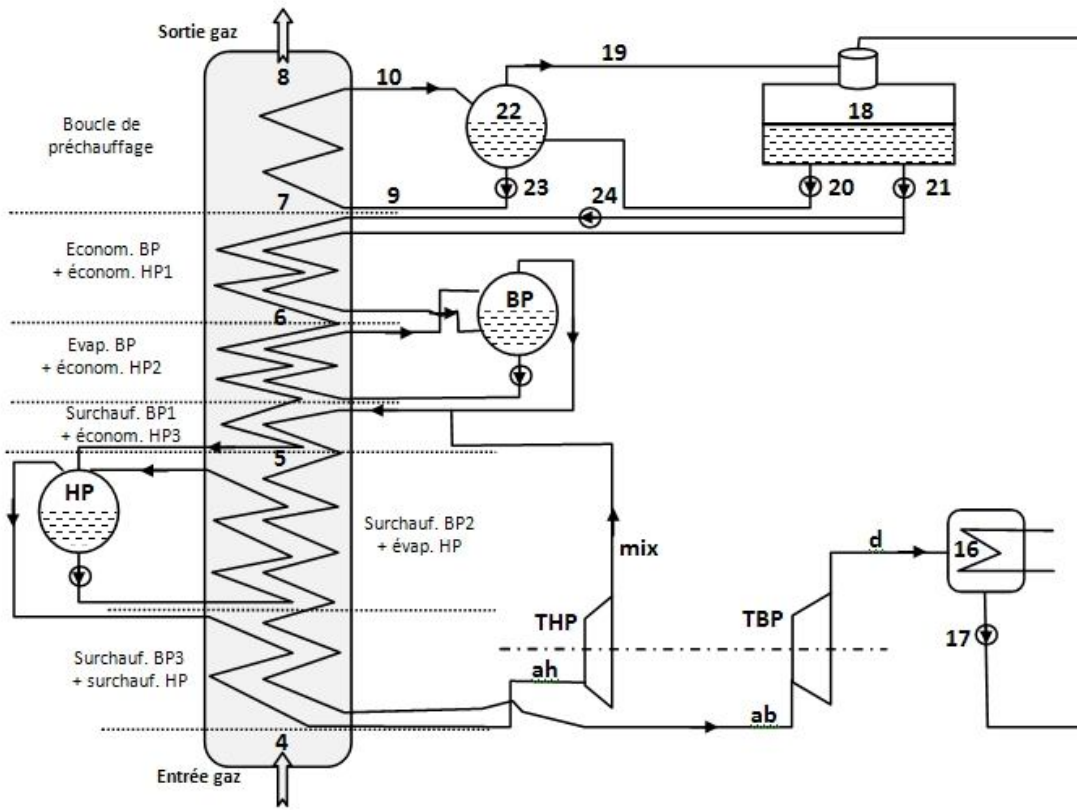


Fig.(IV.18) : Chaudière de récupération à deux niveaux de pression comportant une boucle de préchauffage

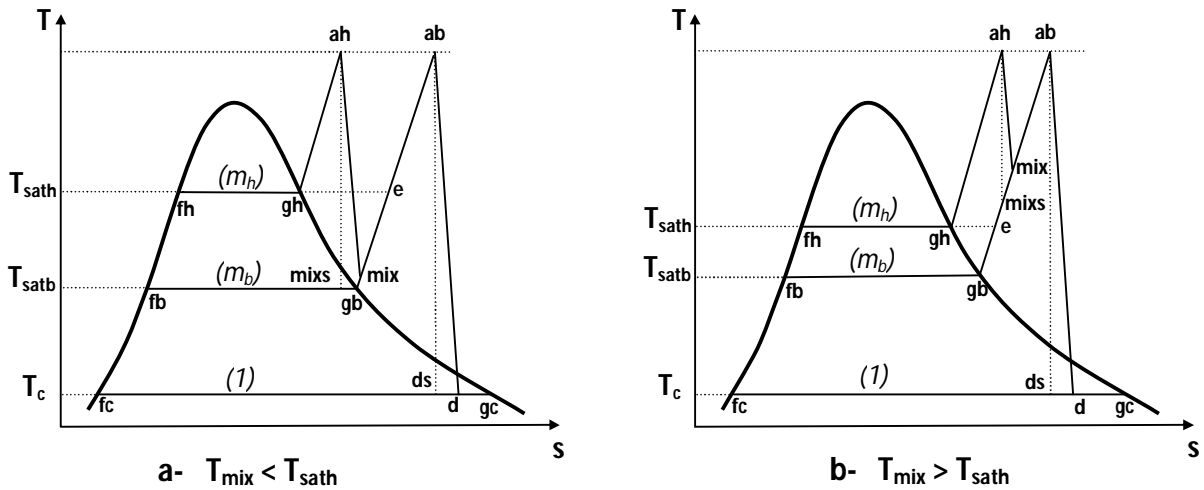


Fig.(IV.19) : Diagramme T-s du cycle vapeur dans le cas d'une chaudière à deux niveaux de pression

IV.5.2 Analyse d'une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec boucle de Préchauffage

Les calculs seront exécutés pour une chaudière de récupération à deux niveaux de pression comportant une boucle de préchauffage (fig.(IV.18) ci-dessus). Le diagramme T-s du cycle à vapeur est présenté à la figure (IV.19) ci-dessus et celui représentant la distribution des températures des fluides à travers la chaudière à la figure (IV.20) ci-après.

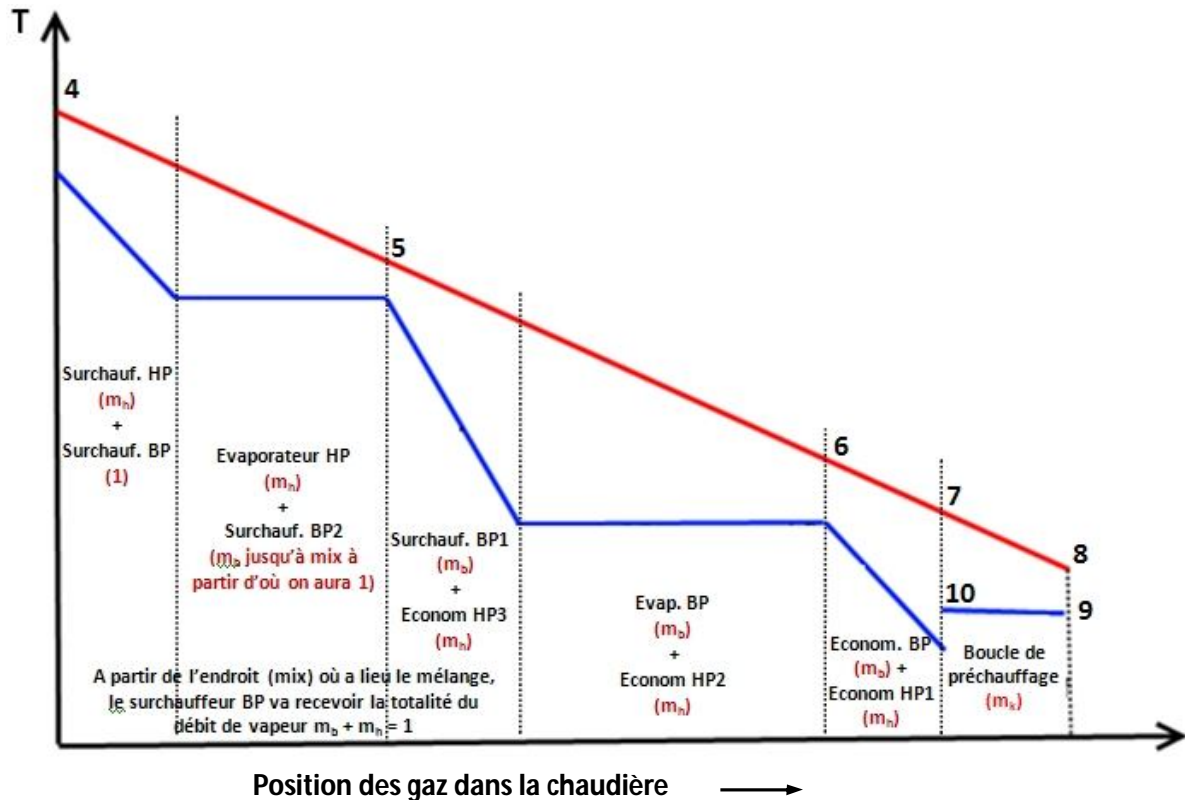


Fig. (IV.20) : Diagramme des distributions de la température des fluides à travers une chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec boucle de préchauffage

Les bilans d'énergie sont récapitulés au tableau (IV.3) ci-dessous. La procédure de calcul est présentée à l'annexe (A). Les résultats de cette partie seront présentés plus loin, après établissement des bilans pour la chaudière à trois niveaux de pression.

IV.6 Analyse d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage

S'il est admis que le nombre de niveaux de pression est l'un des paramètres fondamentaux qui conditionnent les performances du cycle combiné ; il n'en demeure pas moins qu'il induit un accroissement de complexité de l'installation ainsi que des surcoûts non négligeables.

Le fait d'augmenter le nombre de niveaux de pression permet, au niveau de la chaudière de récupération, de réduire l'écart moyen de température entre les gaz et la vapeur. On optimise de la sorte la récupération d'énergie contenue dans les gaz. Il s'ensuit

une augmentation de la quantité et/ou de la qualité de la vapeur produite, accompagnée d'un accroissement de la puissance du cycle à vapeur et d'une amélioration du rendement du cycle.

Jusqu'à très récemment, le cycle à deux niveaux de pression n'était plus rentable sur le plan technico-économique relativement au cycle à un seul niveau de pression que dans le cas de fumées non sulfureuses issues de la combustion d'un gaz propre, comme le gaz naturel par exemple.

Tableau (IV.3) : Bilans d'énergie pour la chaudière de récupération à deux niveaux de pression avec boucle de préchauffage

Système	Bilan d'énergie
Ensemble chaudière	$\dot{m}_f(h_4 - h_8) = \dot{m}_b(h_{mix} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{f18} - w_{p21} - w_{p24}) + 1(h_{ab} - h_{mix}) + \dot{m}_k(h_{10} - h_9)$
Chaudière sans la boucle de préchauffage	$\dot{m}_f(h_4 - h_7) = \dot{m}_b(h_{mix} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{f18} - w_{p21} - w_{p24}) + 1(h_{ab} - h_{mix})$
Evap. BP + Surchauf. BP + évap. HP + surchaut. HP + économ. (HP2 + HP3)	$\dot{m}_f(h_4 - h_6) = \dot{m}_b(h_{mix} - h_{fb}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fb}) + 1(h_{ab} - h_{mix})$
Dégazeur	$1(h_{f18} + w_{p21}) + \dot{m}_k \cdot (h_{f18} + w_{p20}) = 1(h_{fc}) + \dot{m}_k(h_{g19})$
Ballon de la boucle de préchauffage (22)	$\dot{m}_k \cdot (h_{g19} + h_{f22} + w_{p23}) = \dot{m}_k \cdot (h_{f18} + w_{p20} + h_{g10})$
<i>m_b</i> : débit massique de vapeur dans le circuit BP ; <i>m_h</i> : débit massique de vapeur dans le circuit HP ; <i>m_k</i> : débit massique d'eau dans la boucle de préchauffage ; <i>h_f</i> : enthalpie spécifique du liquide saturé ; <i>h_g</i> : enthalpie spécifique de la vapeur saturée.	

Les progrès récents réalisés dans la conception de turbines acceptant des températures d'admission élevées ont fait que la température des fumées à la sortie de la turbine à gaz a suffisamment augmenté pour permettre la rentabilisation d'un niveau de pression supplémentaire et l'introduction des chaudières à trois niveaux de pression dans les dernières installations de centrales à cycles combinés.

Le schéma d'une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage est présenté à la figure (IV.21) ci-dessous.

L'analyse sera effectuée pour un kilogramme d'eau issu du dégazeur et traversant en totalité l'économiseur BP. A la sortie de ce dernier, une fraction (*m_b*) sera dirigée vers l'évaporateur BP, tandis que l'autre fraction, soit (1- *m_b*), sera destinée à l'économiseur MP. A la sortie de ce dernier, cette fraction sera de nouveau divisée en une fraction (*m_i*) dirigée vers l'évaporateur MP, et une autre fraction (*m_h*) qui va quant à elle traverser l'économiseur HP. Le bilan massique de ces fractions permet d'écrire :

$$1 - m_b = m_i + m_h$$

Après la détente dans le corps de turbine HP, la fraction de vapeur (m_h) sera mélangée avec la fraction (m_i) qui vient de subir une surchauffe partielle dans un premier surchauffeur MP, dimensionné de telle manière que la vapeur MP ait exactement les mêmes propriétés thermodynamiques que celles à la sortie de la turbine HP, on notera (T_{mix1}) la température résultante du mélange. Il est à remarquer que cette dernière pourra être supérieure ou inférieure à la température de saturation de la vapeur HP, selon la valeur choisie pour la pression MP.

A l'issue de cette opération, une fraction ($m_i + m_h = 1 - m_b$) va subir une surchauffe dans un deuxième surchauffeur MP, suivie d'une détente complète à travers le corps de turbine MP.

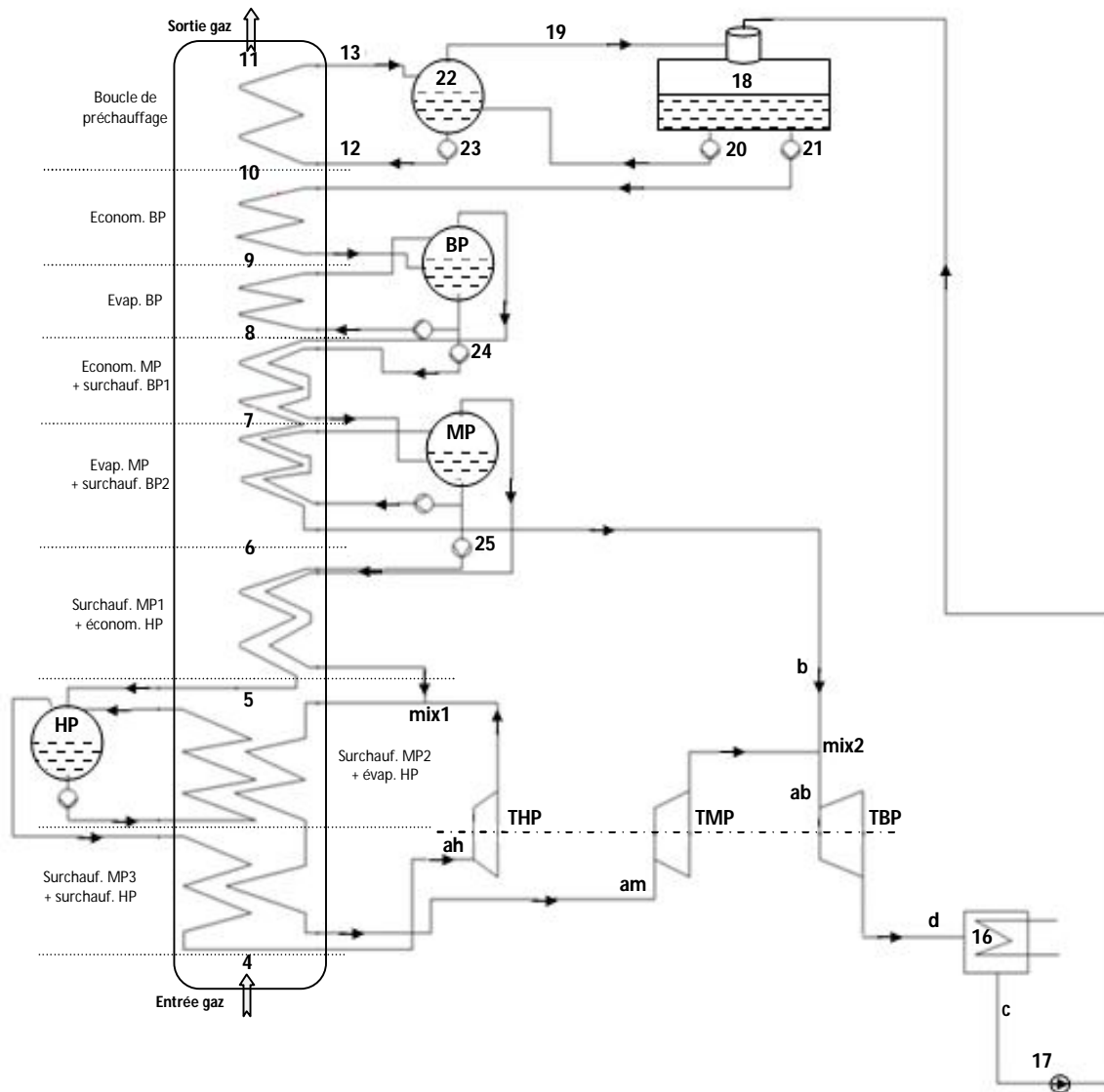


Fig.(IV.21) : Chaudière de récupération à trois niveaux de pression comportant une boucle de préchauffage

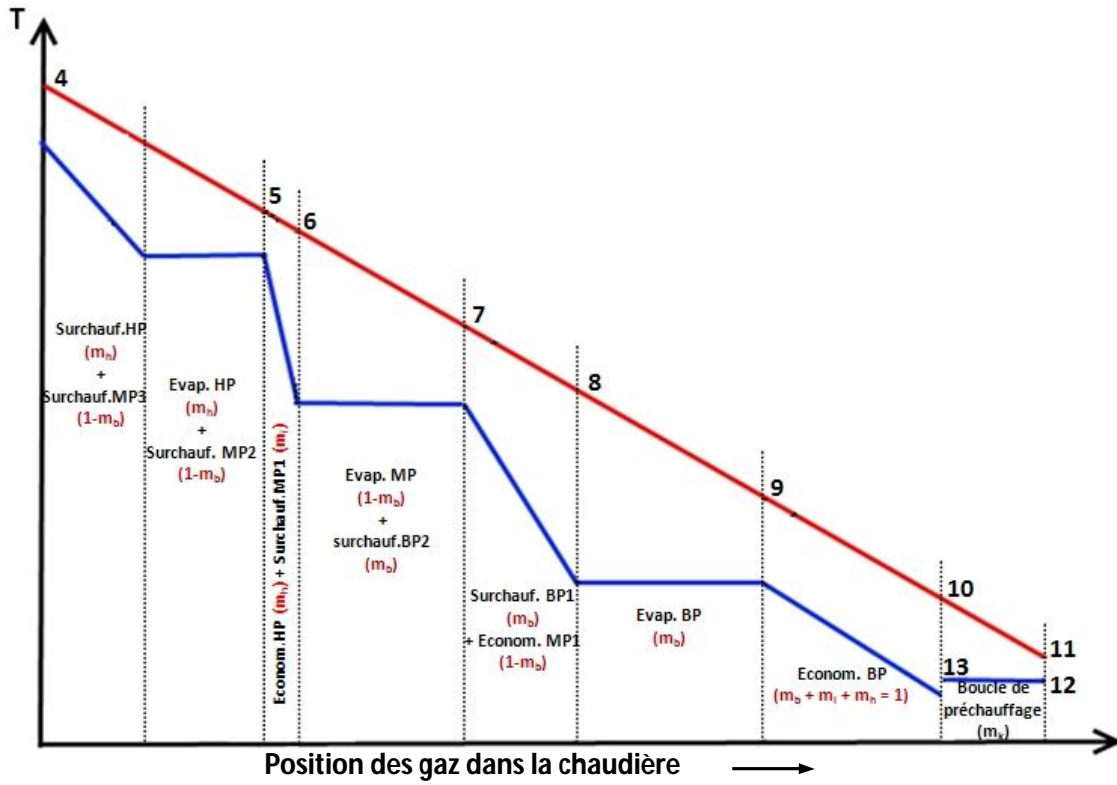


Fig.(IV.22) : Diagramme des distributions de la température des fluides à travers une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage

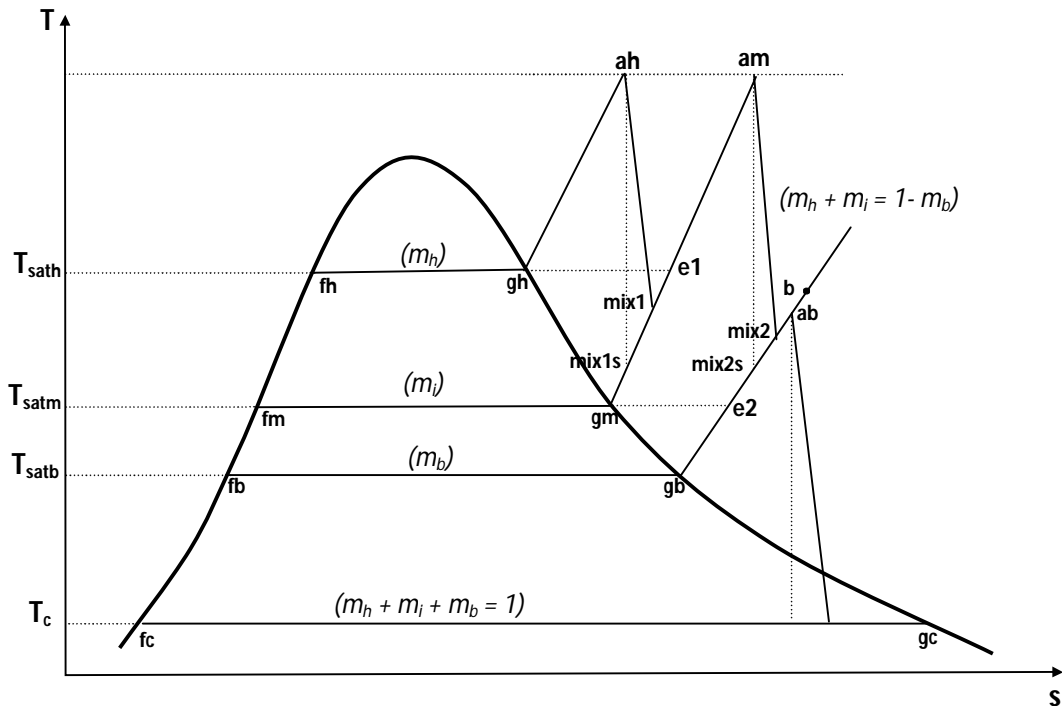


Fig.(IV.23) : Diagramme T-s du cycle vapeur dans le cas d'une chaudière à trois niveaux de pression

Finalement, la fraction (m_b) qui aura traversé l'évaporateur et le surchauffeur BP sera rejointe par la fraction ($1 - m_b$) en provenance de la turbine MP, là également le surchauffeur BP doit être dimensionné de telle manière à produire les mêmes conditions thermodynamiques que celles de la vapeur à la sortie de la turbine MP, on notera (T_{mix2}) la température de ce dernier mélange. Le diagramme de distribution des températures des fluides correspondant à cette chaudière est représenté à la figure (IV.22) et le diagramme T-s du cycle à la figure (IV.23) ci-dessus. Les bilans d'énergie nécessaires pour fermer les boucles des calculs dans ce cas sont récapitulés au tableau (IV.4) suivant :

Tableau (IV.4) : Bilans d'énergie pour une chaudière de récupération à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage

Système	Bilan d'énergie
Ensemble chaudière	$\dot{m}_f(h_4 - h_{11}) = \dot{m}_k(h_{g13} - h_{f12}) + 1(h_{fb} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb} - w_{p24}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm} - w_{p25}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1})$
Partie en amont de la boucle de préchauffage	$\dot{m}_f(h_4 - h_{10}) = 1(h_{fb} - h_{f18} - w_{p21}) + \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb} - w_{p24}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm} - w_{p25}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1})$
Partie en amont de l'économiseur BP	$\dot{m}_f(h_4 - h_9) = \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{fb}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb} - w_{p24}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm} - w_{p25}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1})$
Partie en amont de l'évaporateur BP	$\dot{m}_f(h_4 - h_8) = \dot{m}_b(h_{mix2} - h_{gb}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{fm} - h_{fb} - w_{p24}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{fm}) + \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm} - w_{p25}) + (\dot{m}_i + \dot{m}_h)(h_{am} - h_{mix1})$
Partie en amont de l'évaporateur MP	$\dot{m}_f(h_4 - h_6) = \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fm} - w_{p25}) + \dot{m}_i(h_{mix1} - h_{gm}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1})$
Partie en amont de l'économiseur HP	$\dot{m}_f(h_4 - h_5) = \dot{m}_h(h_{ah} - h_{fh}) + (\dot{m}_h + \dot{m}_i)(h_{am} - h_{mix1})$
Dégazeur	$1(h_{f18}) + \dot{m}_k \cdot (h_{f18}) = 1(h_{fc}) + \dot{m}_k(h_{g19})$
Ballon de la boucle de préchauffage (22)	$(h_{g22} + h_{f22}) = (h_{f18} + w_{p20} + h_{g13})$

Comme pour les deux cas précédents, la procédure de calcul est décrite en annexe (A).

IV.7 Résultats de l'analyse pour les systèmes à deux et trois niveaux de pression

Dans un système à deux niveaux de pression, la pression du circuit BP, soit P_b , est obtenue en maximisant le rendement de la récupération pour une valeur donnée de la pression P_h du circuit HP. La figure (IV.24) ci-dessous présente la courbe d'évolution de la pression optimale du niveau BP en fonction de la pression du niveau HP. Les résultats indiquent que pour des valeurs de P_h inférieures à 6 MPa, P_{bopt} croît rapidement avec P_h pour atteindre une valeur de 0.3 MPa, ensuite l'allure de la croissance devient modérée et quasiment linéaire pour des valeurs plus élevées de P_h . Ainsi, le choix d'une pression plus

élevée pour la vapeur HP afin d'améliorer l'aspect exergetique de la récupération se fera au détriment de son aspect énergétique, puisque la valeur de la pression de la vapeur BP doit augmenter à son tour pour maximiser le rendement de la récupération.

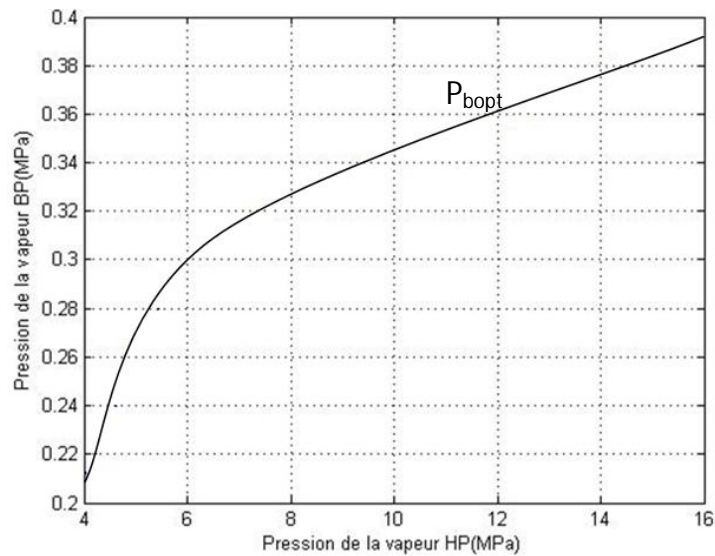


Fig.(4.24) : Evolution de la valeur optimale de la pression du circuit BP en fonction de la valeur choisie pour la pression du circuit HP.

Par ailleurs, les calculs montrent que dans le cas du système à deux niveaux de pression le maximum du rendement de la récupération n'augmente que d'un seul point lorsque P_h croît de 4 MPa jusqu'à 15 MPa. Les courbes de performance pour un tel système sont représentées à la figure (IV.25) ci-dessous.

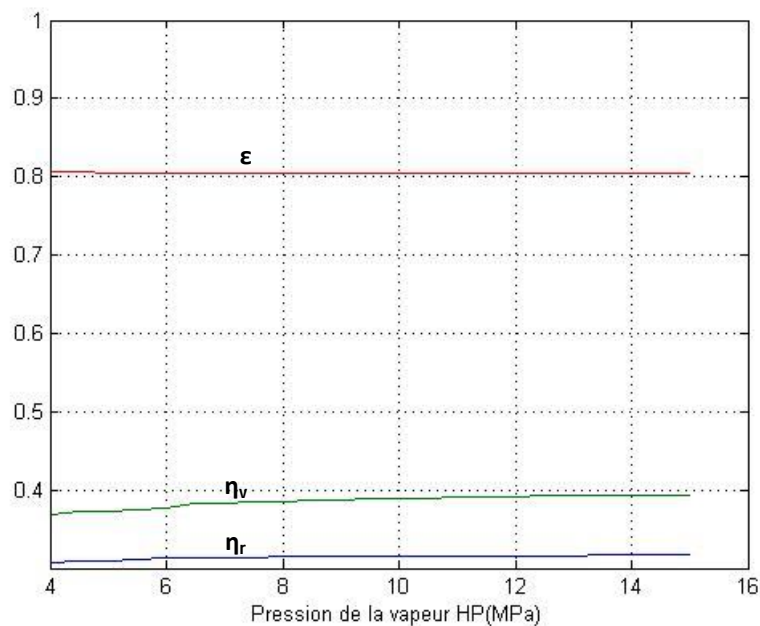


Fig.(IV.25): Evolution des performances du système à deux niveaux de pression en fonction de la pression P_h de la vapeur HP

En ce qui concerne les performances du système à trois niveaux de pression, présentées aux figures (IV.26) à (IV.29), tout se passe comme si la pression P_h améliore les performances exergetiques du système, comme dans le cas du système à deux niveaux de pression, et les valeurs optimales des pressions P_m et P_b s'adaptent pour garantir la meilleure performance énergétique de la chaudière.

On voit en effet d'après les courbes des figures sus-citées que, même si l'efficacité de la chaudière adopte une allure décroissante avec P_h , concrètement sa valeur reste quasiment autour de 0.814 alors que, d'après la figure (IV.30), la température de rejet des gaz, tout en affichant une allure croissante lorsque l'optimum se déplace vers les valeurs plus élevées de P_h , elle reste quasiment constante autour d'une valeur de 96 °C. L'amélioration du rendement de la récupération qui passe d'environ 0.346 pour $P_h = 10$ MPa à environ 0.356 pour $P_h = 15$ MPa, soit un point de gagné comme dans le cas du système à deux niveaux de pression, est presque exclusivement due à une amélioration du rendement du cycle à vapeur.

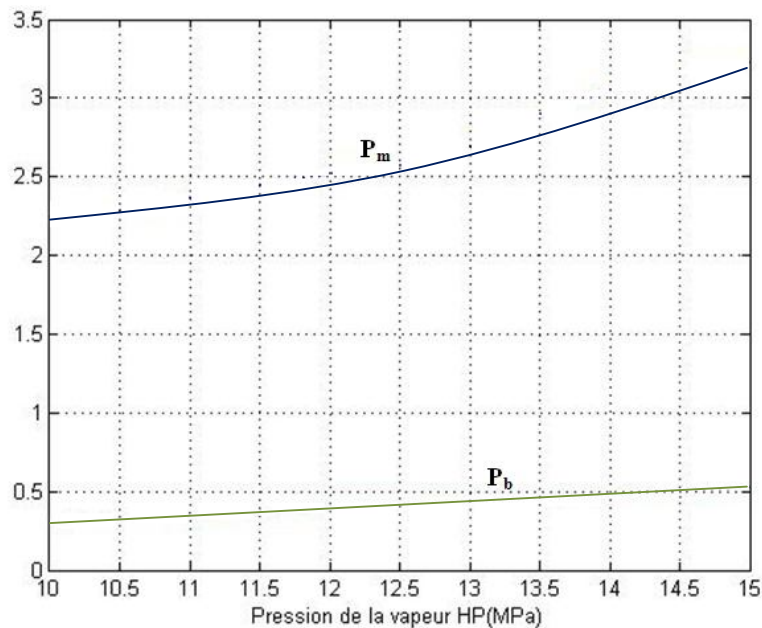


Fig.(IV.26): Evolution des pressions des circuits MP et BP en fonction de la pression de la vapeur HP dans le cas d'un système à 3 niveaux de pression

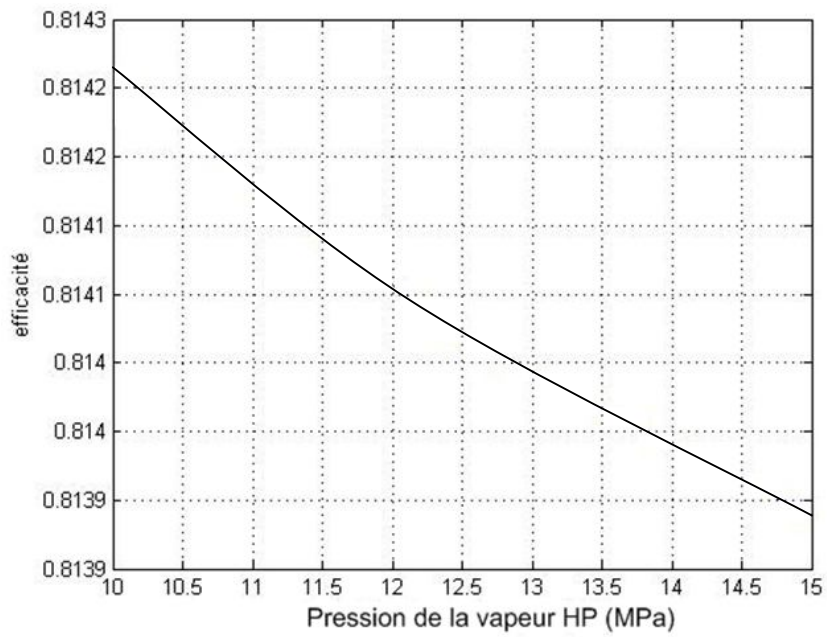


Fig.(IV.27): Evolution de l'efficacité de la chaudière de récupération à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP

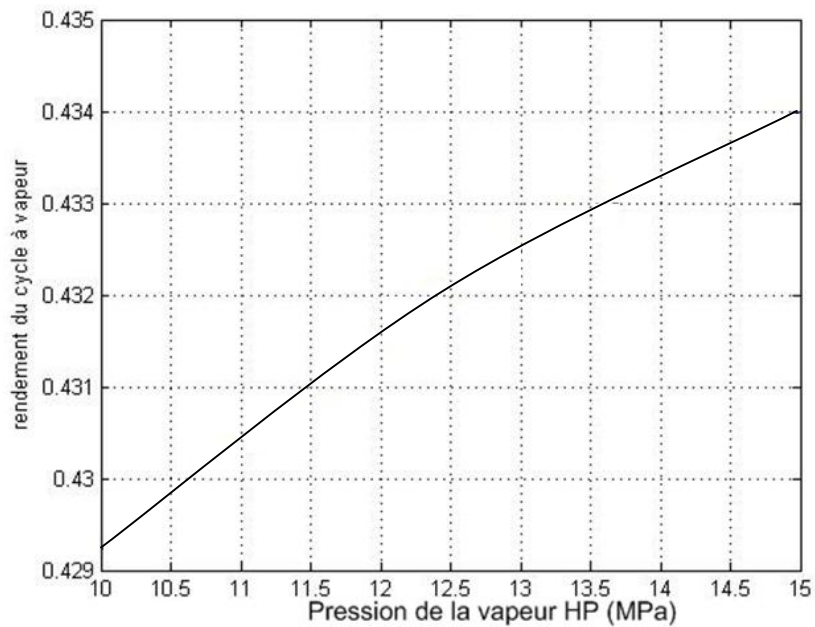


Fig.(IV.28): Evolution du rendement du cycle à vapeur d'un système à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP

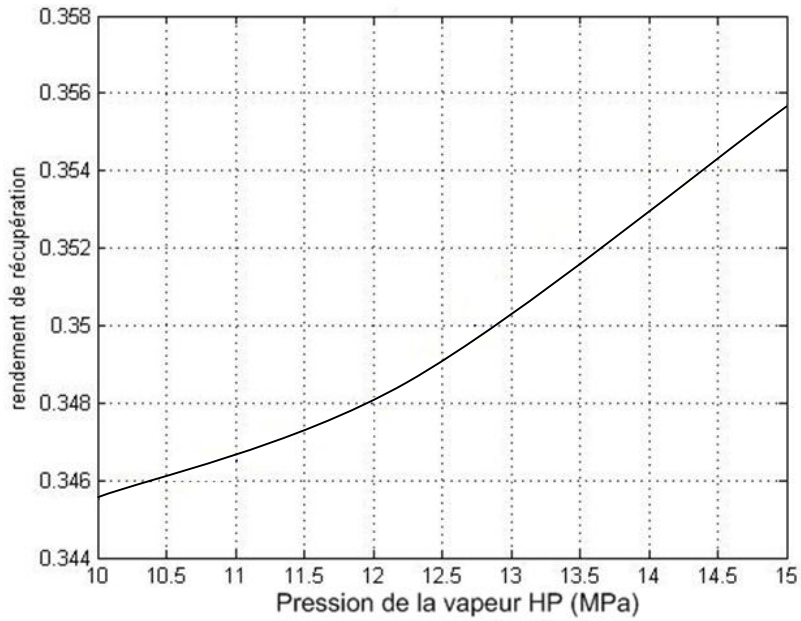


Fig.(IV.29): Evolution du rendement de la récupération d'un système à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP

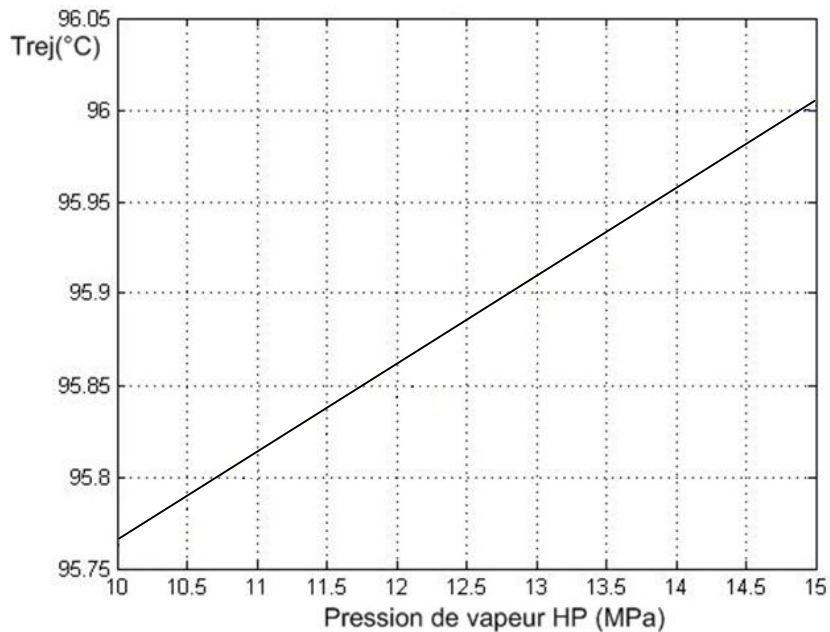


Fig.(IV.30): Evolution de la température de rejet des gaz dans une chaudière à 3 niveaux de pression avec le point optimum suivant la pression de la vapeur HP

Ainsi donc, le rendement de la récupération, et partant celui du cycle combiné, sera bien plus sensible au nombre de niveaux de pression utilisé qu'au jeu de valeurs que prennent ces pressions pour s'établir à un optimum donné correspondant à une valeur choisie de P_h . Le tableau comparatif (IV.5) ci-dessous illustre parfaitement ces

considérations, on y relève notamment en effet qu'à chaque fois qu'on ajoute un niveau de pression supplémentaire, le rendement de la récupération croit d'environ 4 points.

Tableau.(IV.5): Evolution des performances des chaudières de récupération avec le nombre de niveaux de pression, exemple illustratif

Performances	1 niveau de pression avec soutirage de vapeur	1 niveau de pression avec boucle de préchauffage	2 niveaux de pression		3 niveaux de pression		
			$P_b=0.3$	$P_h=6$	$P_b=0.48$	$P_m=2.57$	$P_h=13.5$
T_4 (°C)	530	530	550		580		
P (MPa)	3.6	3.7	$P_b=0.3$	$P_h=6$	$P_b=0.48$	$P_m=2.57$	$P_h=13.5$
débit	-	-	$m_b=0.12$	$m_h=0.88$	$m_b=0.11$	$m_i=0.23$	$m_h=0.66$
ΔT_p (pincement)	15	15	bp=15	hp=10.2 3	bp =20	mp=14.2	hp=11.7
Trejet (°C)	175.42	157.83	119.89		95.85		
Fraction vap. γ	0.1218	0.1215	0.117		0.106		
Efficacité GVR ε	0.696	0.732	0.805		0.814		
W_v (kJ/kg gaz)	140.9	143.2	180.7		200.2		
Rend. Cyc vap. η_v	0.369	0.376	0.382		0.433		
Rend. Récup. η_r	0.257	0.275	0.308		0.352		

IV.8 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons analysé le processus de récupération grâce auquel la vapeur sera générée dans un cycle combiné. Les turbines à gaz étant des machines standardisées, la question à laquelle nous avons tenté d'apporter quelques éléments de réponse est celle de savoir comment parvenir à utiliser au mieux l'énergie résiduelle des gaz d'échappement de la turbine à gaz pour maximiser les performances du cycle à vapeur. Il ne s'agit pas en effet seulement de récupérer le maximum d'énergie, mais également de faire en sorte que ce processus ait lieu à un niveau de température suffisant pour que l'énergie demeure utilisable dans la turbine à vapeur. C'est ainsi que l'analyse a montré que pour atteindre cet objectif, les constructeurs de turbines à gaz ont mis au point des machines avec des taux de compression modérés qui laissent s'échapper les gaz à des températures suffisamment élevées pour rendre possible l'utilisation de systèmes à deux puis à trois niveaux de pression. Dans la présente analyse, nous avons relevé que chaque niveau de pression supplémentaire permet une amélioration de la récupération et de l'utilisation de l'énergie des gaz qui se traduit par un gain de rendement d'environ 4 points.

Dans le chapitre suivant, nous présenterons le cycle LOTHECO et nous montrerons qu'il pourrait améliorer de façon substantielle les performances du cycle combiné traditionnel grâce à l'humidification évaporative de l'air.

Chapitre V :

***LE CYCLE COMBINE INTEGRANT UNE SOURCE A BASSE
TEMPERATURE POUR HUMIDIFIER L'AIR DE
COMBUSTION –CYCLE LOTHECO***

CHAPITRE V : LE CYCLE COMBINÉ INTEGRANT UNE SOURCE A BASSE TEMPERATURE POUR HUMIDIFIER L'AIR DE COMBUSTION –CYCLE LOTHECO

V.1 Introduction

Dans le domaine des petites et moyennes puissances, les cycles humides traditionnels de la turbine à gaz semblent présenter quelques avantages par rapport au cycle combiné. Mais, dès que les puissances deviennent plus importantes, il s'avère plus rentable d'utiliser la vapeur produite grâce à l'énergie des gaz d'échappement dans une turbine à vapeur plutôt qu'en injection dans une turbine à gaz.

Le cycle LOTHECO est conçu comme une perfection qui réunirait les avantages des cycles combinés et ceux des cycles humides. Dans le cycle LOTHECO, on a recours à l'injection d'eau, et même à des taux encore plus importants que dans les cycles humides traditionnels. Mais, sans toucher à l'énergie des gaz d'échappement, qui est dédiée entièrement au cycle à vapeur du cycle combiné. L'énergie nécessaire à la production de vapeur pour l'injection provient d'une source de chaleur de température modeste, qu'il est en générale difficile de valoriser autrement.

L'objet de la présente analyse est d'effectuer un calcul comparatif entre le cycle combiné et le cycle LOTHECO dans le but de montrer que ce dernier, non seulement améliore les performances énergétiques du cycle combiné, mais aussi conduit à la réduction des émissions de NO_x et de CO₂, et s'inscrit donc parmi les technologies qui participent au développement durable. Ensuite, comme l'humidification et le recyclage de l'eau utilisée à cet effet constituent deux aspects d'importance capitale dans le cycle LOTHECO, nous procéderons à leur analyse en vue d'obtenir des informations utiles pour le dimensionnement des saturateurs et des condenseurs de fumées.

V.2 Analyse comparative du cycle combiné et du cycle LOTHECO

Dans le cycle combiné, la partie turbine à gaz sera représentée par un cycle de Brayton dans lequel l'air, assimilé à un gaz parfait avec des chaleurs spécifiques moyennes différentes au niveau de chaque équipement, sera pris pour fluide moteur jusqu'à la chambre de combustion. Au niveau de cette dernière la combustion sera analysée en la considérant complète pour déterminer le pourcentage d'air théorique nécessaire à l'obtention d'une température donnée à l'entrée de la turbine, puis les gaz de combustion, également assimilés à un mélange de gaz parfaits régi par la loi de Dalton avec des chaleurs spécifiques moyennes, seront pris pour fluide moteur dans la turbine et la chaudière de récupération. Pour cette dernière, un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage sera considéré et le calcul du cycle à vapeur se fera selon la procédure développée au chapitre IV et figurant à l'annexe A. Ces mêmes modèles de comportement seront adoptés pour les fluides dans le cycle LOTHECO, sauf qu'on tiendra compte dans ce cas de l'humidité

Chapitre V : Le Cycle Combiné Intégrant Une Source A Basse Température Pour Humidifier L'air De Combustion –Cycle LOTHECO.

de l'air et des gaz de combustion. Le cycle combiné est représenté schématiquement à la figure (V.1) et le cycle LOTHECO à la figure (V.2) ci-dessous.

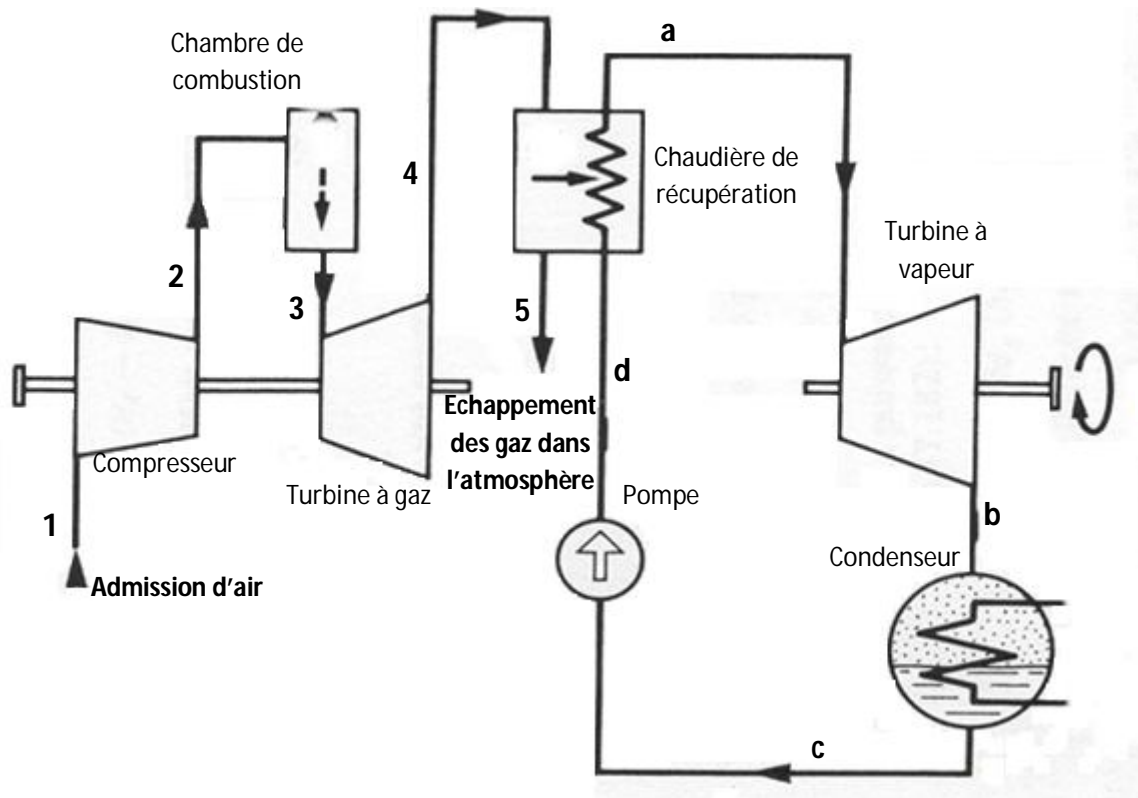


Fig.(V.1) : Schéma de principe d'un cycle combiné

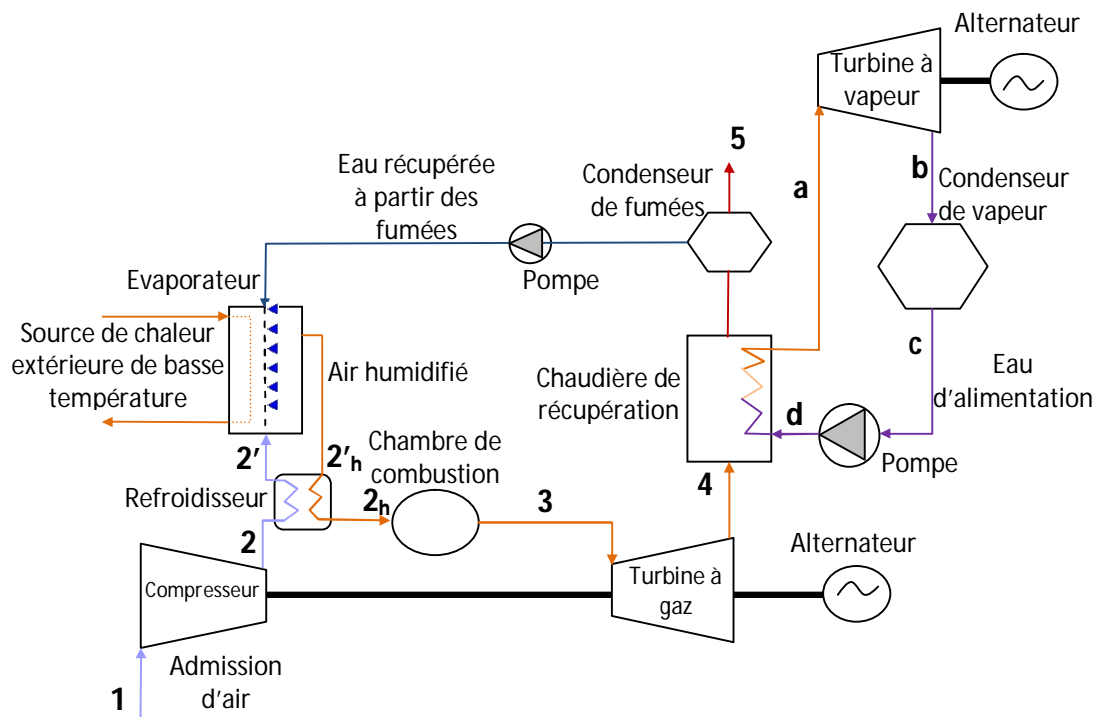


Fig.(V.2) : Schéma de principe d'un cycle LOTHECO

Le cycle de base pour la turbine à gaz est celui de Brayton, il est représenté à la figure (V.3) ci-dessous.

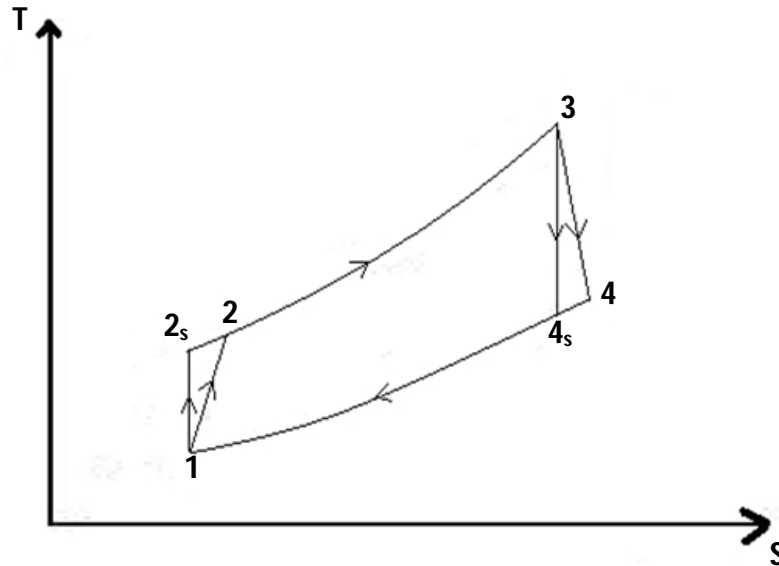


Fig.(V.3) : Diagramme T-s du cycle de Brayton modélisant l'évolution du fluide moteur dans l'installation de la turbine à gaz

V.2.1 Choix du taux de compression

Pour une valeur donnée de la température à l'entrée de la turbine (T_3), la température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine (T_4) diminue si l'on augmente le taux de compression. S'il est avantageux de procéder ainsi dans le cas de la turbine à gaz opérant seule pour rejeter des gaz moins chauds dans l'atmosphère et puiser au maximum dans leur énergie au moyen de la turbine à gaz, dans les systèmes où l'énergie des gaz doit encore être utilisée, et plus particulièrement dans les cycles combinés, des valeurs modérées du taux de compression sont souhaitables, afin que l'exergie des gaz d'échappement soit suffisante pour valider l'utilisation d'un cycle à vapeur en aval. Dans la présente analyse, nous n'allons pas effectuer une recherche d'un taux de compression optimum qui maximiserait ou minimiserait une fonction objective telle que la puissance ou le rendement du cycle combiné, puisqu'ici il s'agit plutôt de comparer, dans des conditions approximativement similaires, les performances d'un cycle combiné avec celles d'un cycle LOTHECO. Nous allons par contre opter pour le choix d'une valeur de 15 pour ce taux de compression, valeur recommandée par Horlock [29] qui cite plusieurs études expérimentales sur les cycles humides.

V.2.2 La Compression et la Détente.

A travers le compresseur, l'air subit une compression adiabatique et sa température à la sortie sera donnée par :

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(\tau^{(R/c_p)_a} - 1 \right) \right\} \quad (V.1)$$

avec : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$, taux de compression et η_{ic} , rendement isentropique de la compression, dans le cadre de toute cette analyse on prendra la valeur 0.85 pour ce rendement.

A travers la turbine, les gaz de combustion vont également subir une détente adiabatique et leur température à la sortie sera donnée par :

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{it} \left(1 - (0,95\tau)^{-(R/c_p)_g} \right) \right\} \quad (V.2)$$

η_{it} étant ici le rendement isentropique de la détente (il sera de 0.9 dans cette étude) et le facteur 0.95 étant introduit pour tenir compte des pertes de charge dans la chambre de combustion, mais surtout dans la chaudière de récupération.

Avec la composition de l'air ou des gaz de combustion, on calcule la masse molaire apparente, puis à l'aide des corrélations donnant les chaleurs spécifiques en fonction de la température pour les différents constituants de ces mélanges [51], on exprime la chaleur spécifique de l'air ou des gaz de combustion en fonction de la température :

$$C_p(T) = \sum x_i C_{pi}(T) \quad (V.3)$$

où (x_i) représente la fraction molaire (ou massique) du constituant (i) dans le mélange considéré.

La chaleur spécifique moyenne entre deux températures T_1 et T_2 se calcule alors en utilisant la formule de la moyenne intégrale :

$$\bar{C}_p]_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) \quad (V.4)$$

La température à la sortie de chaque composant étant inconnue dans les équations (V.1) et (V.2), le calcul de la température et de la chaleur spécifique moyenne se fera selon une procédure itérative.

V.2.3 Le Refroidisseur et l'Evaporateur.

L'air comprimé, quittant le compresseur à une température relativement élevée, nécessite un refroidissement jusqu'à une température favorisant l'injection d'eau dans

l'évaporateur. Cette température est liée à la fois à la quantité d'eau à injecter et à la température de la source extérieur (~200°C).

Le refroidissement a lieu dans un échangeur de chaleur récupérateur où la chaleur extraite à l'air comprimé est fournie à l'air humidifié avant son admission dans la chambre de combustion

En se référant à la figure (V.2), le bilan d'énergie du refroidisseur s'écrira comme suit :

$$\dot{m}_a (h_{a2_h} - h_{a2'_h}) + (\dot{m}_w + \dot{m}_a \omega_1) (h_{v2_h} - h_{v2'_h}) = \dot{m}_a (h_{a2} - h_{a2'}) + \dot{m}_a \omega_1 (h_{v2} - h_{v2'}) \quad (V.5)$$

Avec \dot{m}_w : débit d'eau injectée ; \dot{m}_a : débit total d'air ; ω_1 : humidité spécifique de l'air comprimé (avant d'arriver à l'évaporateur) ; indice (a) pour l'air et indice (v) pour la vapeur.

Un bilan massique global sur l'évaporateur donnera :

$$\dot{m}_{2_h} = \dot{m}_{2'_h} = \dot{m}_a (1 + \omega_1) + \dot{m}_w \quad (V.6)$$

tandis qu'un bilan massique concernant uniquement l'eau conduira à :

$$\dot{m}_a \omega_{2_h} = \dot{m}_a \omega_{2'_h} = \dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_w \quad (V.7)$$

Ce qui donne :

$$\omega_{2_h} = \omega_{2'_h} = \omega_1 + s \quad (V.8)$$

avec $s = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$

Pour calculer les températures des flux froid et chaud, $T_{2'}$ et T_{2h} respectivement, on procèdera de la manière suivante :

En admettant que le fluide qui fait la boucle avec la source extérieure arrive à l'évaporateur avec une température de 200 °C, on pourrait raisonnablement adopter une différence de température d'approche de 40 °C, d'autant plus que l'échange de chaleur sera un échange évaporatif indirect caractérisé par des coefficients de transfert élevés. Ceci nous donne donc la valeur de la température T_{2h} de l'air humidifié à la sortie de l'évaporateur. Ensuite, on fixe la valeur de l'efficacité du refroidisseur, définie par :

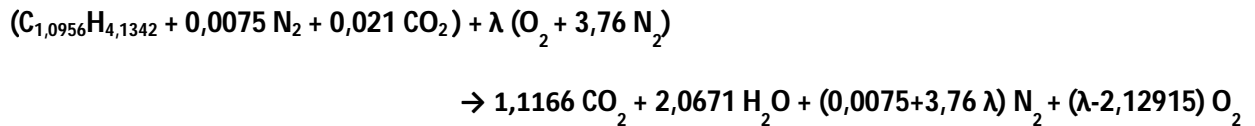
$$\varepsilon_{ref} = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_2 - T_{2h'}} \quad (V.9)$$

ce qui nous permettra de calculer la température $T_{2'}$ de l'air comprimé à l'entrée de l'évaporateur. Finalement, après avoir évalué les différentes chaleurs spécifiques moyennes qui interviennent dans les expressions des variations d'enthalpie qui figurent à l'équation (V.5), on résout par un schéma itératif cette dernière équation pour obtenir la valeur de la température T_{2h} de l'air humidifié à l'entrée de la chambre de combustion.

V.2.4 La combustion dans le cycle combiné.

Les calculs se baseront sur une combustion complète du gaz naturel, sans dissociation et avec excès d'air. La température limite des produits de combustion (TIT) étant généralement fournie par le constructeur, l'objectif de ces calculs sera de déterminer le rapport du débit d'air de refroidissement (débit d'air utilisé pour la dilution des gaz en aval de la chambre de combustion) sur le débit d'air qui participe effectivement à la combustion de façon à respecter cette limite, on pourra ainsi également calculer la consommation spécifique de combustible.

En se basant sur la composition du gaz naturel (voir tableau (A.1) à l'annexe A), la réaction de la combustion s'écrira comme suit :



A partir de cette réaction, on peut exprimer le débit de combustible \dot{m}_c en fonction du débit d'air de combustion \dot{m}_{ac} , soit :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{ac} \frac{\tilde{M}_c}{\lambda(\tilde{M}_{O_2} + 3,76\tilde{M}_{N_2})} \quad (\text{V.10})$$

où \tilde{M}_c , \tilde{M}_{O_2} et \tilde{M}_{N_2} sont les masse molaires du combustible, de l'oxygène et de l'azote respectivement.

En introduisant le rapport :

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ac}} \quad (\text{V.11})$$

l'équation (V.10) donne :

$$\lambda = \frac{\tilde{M}_c}{f(\tilde{M}_{O_2} + 3,76\tilde{M}_{N_2})} \quad (\text{V.12})$$

En modélisant la chambre de combustion comme un échangeur où les gaz de combustion reçoivent l'énergie due au pouvoir calorifique inférieur (PCI) du combustible, le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire en négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle de l'écoulement :

$$f * \frac{PCI}{\tilde{M}_g} = (1 + f) \bar{C}_{pg}]_{T_e}^{T_g} (T_g - T_e) \quad (\text{V.13})$$

où \tilde{M}_g est la masse molaire apparente des gaz de combustion, $\bar{c}_{pg}]_{T_e}^{T_g}$, leur chaleur spécifique moyenne entre une température d'entrée équivalente T_e et la température T_g des gaz de combustion avant dilution. La température équivalente à l'entrée est évaluée, en considérant que la combustion a lieu en présence d'une flamme de prémélange, comme la moyenne des températures de l'air T_2 et du combustible T_c , pondérées à l'aide des fractions molaires correspondantes.

$$T_e = \frac{4,76\lambda T_2 + T_c}{4,76\lambda + 1} \quad (V.14)$$

Dans l'expression (V.13), \tilde{M}_g , $\bar{c}_p]_{T_e}^{T_g}$ et T_e dépendent uniquement de λ , et donc de f en considérant l'équation (V.12). Pour résoudre l'équation (V.13) qui est implicite en f , on utilisera la méthode du point fixe qui permettra d'obtenir une solution par un schéma itératif.

A présent, le premier principe appliqué au processus de dilution des gaz de combustion, considéré adiabatique et en négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, permet d'écrire :

$$(1 + f)\bar{c}_{pg}]_{T_3}^{T_g}(T_g - T_3) = (r - 1)\bar{c}_{pa}]_{T_2}^{T_3}(T_3 - T_2) \quad (V.15)$$

où
$$r = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ac}} \quad (V.16)$$

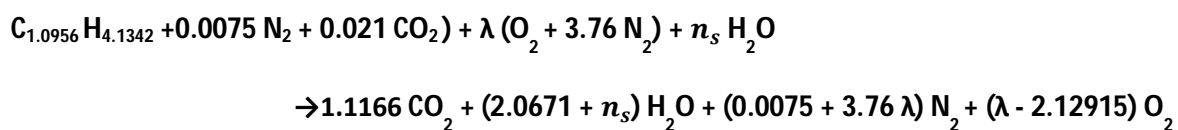
représente le rapport du débit total d'air à la sortie du compresseur sur le débit d'air utilisé pour la combustion.

L'équation (V.15) permet de calculer r pour une température T_3 connue à l'entrée de la turbine, ensuite l'équation (V.16) nous donne, pour un débit total d'air connu, le débit d'air qui participe à la combustion et enfin le débit de combustible sera calculé à partir de l'équation (V.11).

V.2.5 La combustion dans le cycle LOTHECO.

Afin d'établir une comparaison avec le cycle combiné, nous conservons ici le même débit de combustible et le même débit d'air. Il ne s'agira plus donc de calculer la consommation en combustible, mais plutôt la température de flamme adiabatique.

Avec l'injection de vapeur, la réaction de combustion précédente sera modifiée de la manière suivante :



Avec $n_s = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_c} \cdot \frac{\tilde{M}_c}{\tilde{M}_w}$: nombre de mole de vapeur injectée par mole de combustible.

Les mélanges air-vapeur ou gaz-vapeur seront considérés comme des mélanges de gaz parfaits, les gaz de combustion et la vapeur d'eau peuvent donc être traités séparément.

Le bilan d'énergie de la chambre de combustion s'écrira dans ce cas en modifiant l'équation (V.13) pour tenir compte de la vapeur injectée :

$$f * \frac{PCI}{\tilde{M}_g} = (1 + f + s) \bar{C}_{pg}]_{T_e}^{T_g} (T_g - T_e) \quad (V.17)$$

Dans le calcul de la chaleur spécifique des gaz de combustion et de leur masse molaire apparente, on doit dans ce cas tenir compte de la présence de la vapeur injectée dans ces gaz. Par ailleurs, on considère que la totalité du débit d'air humidifié participe à la combustion, ceci constitue un problème dans la pratique pour la stabilité de la flamme, mais du point de vue du bilan d'énergie cela n'a pas d'importance.

La température moyenne équivalente à l'entrée sera donnée dans ce cas par :

$$T_e = \frac{(4,76\lambda + n_s)T_{2h} + T_c}{4,76\lambda + n_s + 1} \quad (V.18)$$

Ainsi, puisque nous utilisons les mêmes débits d'air et de combustible que dans le cas du cycle combiné, f est connu, seule demeure inconnue la température de flamme adiabatique dont dépend implicitement la chaleur spécifique moyenne des gaz de combustion. Le problème sera résolu par itérations successives.

V.2.6 Performances Energétiques

V.2.6.1 Travail de compression

$$W_C = \bar{C}_{pa}]_{T_1}^{T_2} (T_2 - T_1) \quad (V.19)$$

V.2.6.2 Travail de détente dans la turbine à gaz

$$\text{Combiné : } W_{TG} = \left(1 + \frac{F}{r}\right) \cdot \bar{C}_{pg}]_{T_3}^{T_4} (T_3 - T_4) \quad (V.20a)$$

$$\text{LOTHECO : } W_{TG} = \left(1 + \frac{F}{r} + s\right) \cdot \bar{C}_{pg}]_{T_3}^{T_4} (T_3 - T_4) \quad (V.20b)$$

$$\text{avec } F/r = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (V.21)$$

V.2.6.3 Travail spécifique net et puissance du cycle à gaz

$$W_{TGnet} = W_{TG} - W_C \quad (V.22)$$

$$\dot{W}_{TGnet} = \dot{m}_a W_{TGnet} \quad (V.23)$$

V.2.6.4 Quantité de chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion

$$\text{Combiné : } Q_c = \left(1 + \frac{F}{r}\right) \bar{C}_{pg}]_{T_e}^{T_3} (T_3 - T_e) \quad (V.24a)$$

$$\text{LOTHECO : } Q_c = \left(1 + \frac{F}{r} + s\right) \bar{C}_{pg}]_{T_e}^{T_3} (T_3 - T_e) \quad (\text{V.24b})$$

V.2.6.5 Rendement énergétique de la turbine à gaz

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TGnet}}{Q_c} \quad (\text{V.25})$$

V.2.6.6 Efficacité de la chaudière de récupération

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_0} \quad (\text{V.26})$$

T_8 étant la température des gaz à la cheminée (voir fig.(IV.11b) au chapitre IV) et T_0 la température ambiante.

V.2.6.7 Travail spécifique de la turbine à vapeur

$$W_{tv} = \eta_{it} (h_{14} - h_{15s}) \quad (\text{V.27})$$

avec $(h_{14} - h_{15s})$: chute d'enthalpie à travers la turbine correspondant à une détente isentropique et η_{it} : rendement isentropique de la turbine à vapeur.

V.2.6.8 Rendement énergétique du cycle à vapeur

$$\eta_v = \frac{W_{tv}}{h_{14} - h_{11}} \quad (\text{V.28})$$

Le point (11) correspond à l'entrée de l'économiseur.

V.2.6.9 Rendement de la récupération

$$\eta_r = \eta_v \cdot \varepsilon \quad (\text{V.29})$$

V.2.6.10 Puissance du cycle vapeur

$$\dot{W}_{TVnet} = \dot{m}_f \cdot y \cdot W_{TV} \quad (\text{V.30})$$

avec $\dot{m}_f = \dot{m}_a \left(1 + \frac{F}{r}\right)$ (cycle combiné) ou $\dot{m}_f = \dot{m}_a \left(1 + \frac{F}{r} + s\right)$ (cycle LOTHECO): débit des gaz de combustion (fumées) et y : fraction massique de vapeur correspondant à 1 kg de gaz.

V.2.6.11 Puissance nette du cycle combiné (ou du cycle LOTHECO)

$$\dot{W}_{CCnet}(\dot{W}_{LOT}) = 0,99(\dot{W}_{TGnet} + \dot{W}_{TVnet}) \quad (\text{V.31})$$

Le facteur 0.99 tient compte ici des pertes mécaniques.

V.2.6.12 Rendement énergétique du cycle combiné (ou du cycle LOTHECO)

$$\eta_{cc}(\text{ou } \eta_{LOT}) = \frac{W_{CCnet}}{\dot{m}_a \cdot Q_c} \quad (\text{V.32})$$

V.2.7 Résultats

Les principaux résultats des calculs qui serviront de base à la comparaison sont présentés ci-après dans le tableau (V.1) pour le cycle combiné et dans le tableau (V.2) pour le cycle LOTHECO.

Tableau (V.1) : Résultats des calculs pour le cycle combiné

Cycle à gaz	
Débit de combustible (kg/s)	$\dot{m}_c = 16,053$
Masse molaire apparente des gaz de combustion (kg/kmol)	$\mu_g = 28,07$
Température à la sortie du compresseur (K)	$T_2 = 690,7$
Température des gaz à l'entrée de la turbine (K)	$T_3 = 1600$
Température de pré-mélange équivalente (K)	$T_e = 665$
Température à la sortie de la turbine (K)	$T_4 = 934,5$
Chaleur spécifique moyenne des gaz à travers la chambre de combustion (kJ/kmol)	$C_{pgc} = 39.46$
Chaleur spécifique moyenne des gaz à travers la turbine (kJ/kmol)	$C_{pgt} = 35.14$
Energie reçue par les gaz dans la chambre de combustion (MW)	$Q_c = 754.61$
Puissance consommée par les compresseurs (MW)	$P_c = 254$
Puissance développée par les TG (MW)	$\dot{W}_{TG} = 527.3$
Puissance nette du cycle à gaz (MW)	$\dot{W}_{TGnet} = 273.4$
Rendement énergétique du cycle à gaz (%)	$\eta_{TG} = 36,2$
Cycle à vapeur	
Débit des fumées (kg/s)	$\dot{m}_f = 641.05$
Chaleur spécifique moyenne du gaz à travers le GVR (kJ/kmol)	$C_{pg} = 35.14$
Masse molaire apparente des gaz (kg/kmol)	$\mu_{gt} = 28,07$
Efficacité GVR (%)	$\epsilon = 83.44$
Température de rejet du gaz (°C)	$T_{rejet} = 130.5$
Fraction de vapeur produite par kg de gaz	$Y = 0.1826$
Débit de vapeur (kg/s)	$\dot{m}_{TV} = 117.06$
Puissance de la TV (MW)	$\dot{W}_{TV} = 166.2$
Rendement énergétique du cycle à vapeur (%)	$\eta_{TV} = 41,32$
Rendement de récupération (%)	$\eta_r = 34.48$
Cycle combiné	
Puissance nette du cycle combiné (MW)	$\dot{W}_{CCnet} = 439,6$
Rendement énergétique du cycle combiné (%)	$\eta_{cc} = 58,26$

Tableau (V.2) : Résultats des calculs pour le cycle LOTHECO

Cycle à gaz	
Débit de combustible (kg/s)	$\dot{m}_c = 16,053$
Masse molaire apparente des gaz de combustion (kg/kmol)	$\mu_g = 24,45$
Température à la sortie du compresseur (K)	$T_2 = 690,7$
Température de l'air humide à la sortie de l'échangeur (K)	$T_5 = 648,2$
Température des gaz à l'entrée de la turbine (K)	$T_6 = 1204$
Température du combustible mélangé avec l'air humide (K)	$T_e = 634,73$
Température à la sortie de la turbine (K)	$T_7 = 767$
Chaleur spécifique moyenne des gaz (kJ/kmol)	$C_{pgt} = 36.36$
Energie reçue par les gaz dans la chambre de combustion (MW)	$Q_C = 754.61$
Puissance consommée par les compresseurs (MW)	$P_C = 254$
Puissance développée par les TG (MW)	$\dot{W}_{TG} = 646.6$
Puissance nette du cycle à gaz (MW)	$\dot{W}_{TGnet} = 392,6$
Rendement énergétique du cycle à gaz (%)	$\eta_{TG} = 52.03$
Cycle à vapeur	
Débit des fumées (kg/s)	$\dot{m}_f = 891.05$
Chaleur spécifique moyenne du gaz humide à travers le GVR (kJ/kmol)	$C_{pgt} = 36.36$
Masse molaire apparente des gaz humide (kg/kmol)	$\mu_g = 24,45$
Efficacité du générateur de vapeur (%)	$\varepsilon = 73.43$
Température de rejet du gaz humide (°C)	$T_{rejet} = 149.6$
Fraction de vapeur produite par kg de gaz	$Y = 0.1574$
Débit de vapeur (kg/s)	$\dot{m}_{TV} = 140.25$
Puissance de la TV (MW)	$\dot{W}_{TVnet} = 166,6$
Rendement énergétique du cycle à vapeur (%)	$\eta_{TV} = 39,12\%$
Rendement de récupération du GVR (%)	$\eta_r = 28.73$
Cycle LOTHECO	
Puissance nette du cycle LOTHECO (MW)	$\dot{W}_{C.LOTHECOnet} = 559,2$
Rendement énergétique du cycle LOTHECO (%)	$\eta_{c.LOTHECO} = 74.10$
Température de début de condensation (°C)	$T_{cond} = 77.5$
Température des gaz à la cheminée (°C)	$T_{ch} = 40.8$

Notons de prime abord que la comparaison entre les performances du cycle LOTHECO et celles du cycle combiné est fondée sur les conditions suivantes :

- Le même débit de combustible $\dot{m}_c = 16.053 \text{ kg/s}$, donc

Chapitre V : Le Cycle Combiné Intégrant Une Source A Basse Température Pour Humidifier L'air De Combustion –Cycle LOTHECO.

- La même énergie reçue par le fluide moteur dans la chambre de combustion $\dot{Q}_c = 754.61 \text{ MW}$
- Même compresseur et même taux de compression, mêmes conditions à la sortie du compresseur (en particulier $T_2 = 690.7 \text{ K}$) et même puissance nécessaire à la compression $\dot{P}_c = 254 \text{ MW}$ et bien entendu même débit d'air $\dot{m}_a = 625 \text{ kg/s}$

Avec un taux d'injection de 0.4, le débit des fumées augmente des 250 kg/s de vapeur injectée dans le cycle LOTHECO pour atteindre une valeur totale de 891.05 kg/s contre seulement 641.05 kg/s dans le cas du cycle combiné.

A cause de cette dilution importante des gaz, la température d'entrée à la turbine passe de 1600 K dans le cycle combiné à seulement 1204 K dans le cycle LOTHECO. Ceci est de nature à réduire considérablement les émissions de NOx. Le combustible étant du gaz naturel et l'excès d'air étant suffisamment important, l'apparition d'imbrûlés qui pourrait accompagner la baisse de la température de la flamme est improbable.

La contrepartie de cette chute de la température d'entrée à la turbine est à rechercher au niveau du cycle à vapeur. En effet, la température des gaz à l'échappement subit une décroissance importante, passant de 661.3 °C dans le cycle combiné à seulement 494 °C dans le cycle LOTHECO, ce qui réduit le niveau exergétique des gaz et se traduit par une baisse du rendement de la récupération qui passe de 34.5 % pour le cycle combiné à 28.73 % pour le cycle LOTHECO, avec une température des gaz à la sortie de l'économiseur (température de rejet) de 150 °C. Ceci nous fait penser, puisque de toute façon il faut refroidir davantage les gaz humides pour les amener à saturation (à 77.5 °C) afin de condenser la vapeur et récupérer les condensats pour une nouvelle injection, qu'une chaudière à deux, voire à trois niveaux de pression sera mieux adaptée au cycle LOTHECO, à condition de réduire le débit d'air de telle manière à garder le même débit que dans le cycle combiné à travers la turbine, la vapeur injectée venant compléter dans ce cas l'air venant du compresseur ; Ceci aura pour effet de produire des températures plus élevées à l'entrée et à la sortie de la turbine et justifiera le recours à une chaudière à deux ou trois niveaux de pression.

Gain de puissance

La puissance de la turbine à gaz passe d'une valeur de 273.4 MW (pour un débit de 641.05 kg/s) dans le cycle combiné, à 392.6 MW (pour un débit de 891.05 kg/s) dans le cycle LOTHECO, soit un accroissement de 43.6 %, sans consommation supplémentaire d'énergie primaire ; ceci se traduit par le passage du rendement de la turbine à gaz de 36.2 % à 52 %, cette dernière valeur étant à rapprocher des valeurs caractérisant les cycles humides de la turbine à gaz. Techniquement, les 250 kg/s de débit supplémentaire ne peuvent pas être absorbés par la seule turbine du cycle combiné, il faut prévoir une autre turbine en parallèle.

Même si le rendement de la récupération a été réduit par rapport au cycle combiné, le débit de vapeur produit dans le GVR, étant proportionnel au débit des gaz, a augmenté, passant de 117.06 kg/s pour le cycle combiné à 140.25 kg/s pour le cycle LOTHECO, donnant lieu à la même valeur de la puissance de la turbine à vapeur, soit autour de 166 MW.

Gain de rendement

Le rendement global est passé de 58.26 % pour le cycle combiné à 74.10 % pour le cycle LOTHECO, soit une croissance de 27.2 %.

Nous avons bien sur considéré que l'énergie provenant de la source à basse température est gratuite, en dépit du fait que cette source est externe et nullement régénérative. C'est une source de faible niveau exergétique dont la valorisation passe par un investissement important qui permet d'acquérir gratuitement son énergie et de façon continue.

V.3 Simulation des transferts de masse et de chaleur au sein d'une colonne d'humidification à lits de garnissage

Une analyse des transferts de masse et de chaleur le long d'une tour d'humidification à lits de garnissage est présentée ci-après. La figure (V.4) ci-dessous présente une telle tour où l'eau est introduite par le sommet et l'air, suffisamment sec, arrive par la base et remonte à contre courant. L'eau s'évapore dans l'air ascendant qui s'humidifie et se réchauffe.

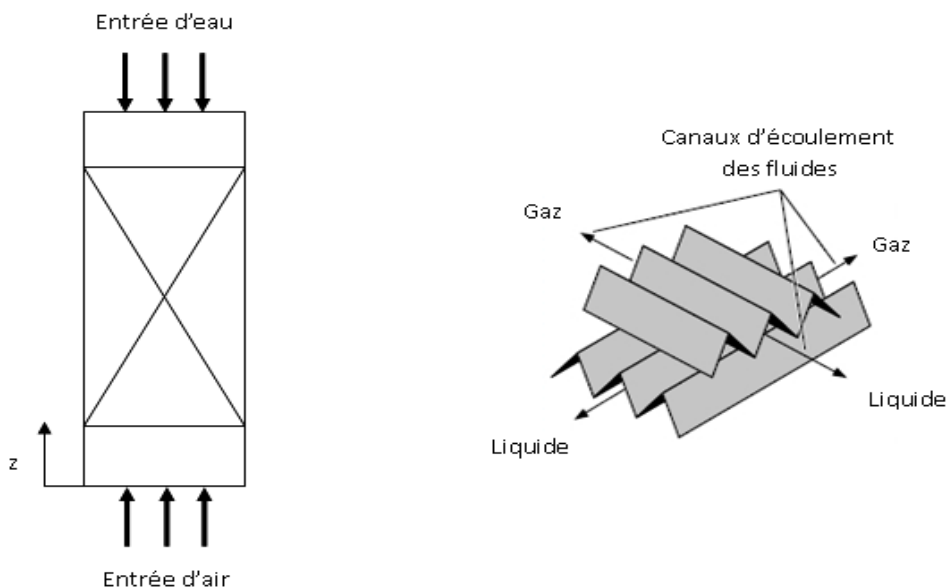


Fig (V.4) : Schéma de principe d'un saturateur et d'un garnissage de type structuré

V.3.1 Bilans de masse et d'énergie

On admettra dans l'analyse qui va suivre que le problème est unidimensionnel, c'est-à-dire qu'en référence à la figure (V.4), toutes les propriétés des fluides et des écoulements varient seulement suivant la hauteur (z) de la tour, on admettra également que les écoulements sont stationnaires.

Soit \dot{m}_w le débit de l'écoulement d'eau descendant à la hauteur (z) et soient \dot{m}_a et \dot{m}_v les débits d'air sec et de vapeur d'eau ascendants. Le rapport $\omega = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$ représente l'humidité spécifique moyenne au cœur de l'air humide, qu'on désignera dans la suite de la présente analyse par le « gaz ».

Soit T_w la température moyenne au cœur de l'écoulement d'eau et T_g la température moyenne au cœur de l'écoulement gazeux. La température de l'interface liquide-gaz sera désignée par T_i et est en général différente de T_g et T_w .

Nous considérons la pression P constante au sein du système, les colonnes à lits de garnissage étant caractérisées par leurs faibles pertes de pression.

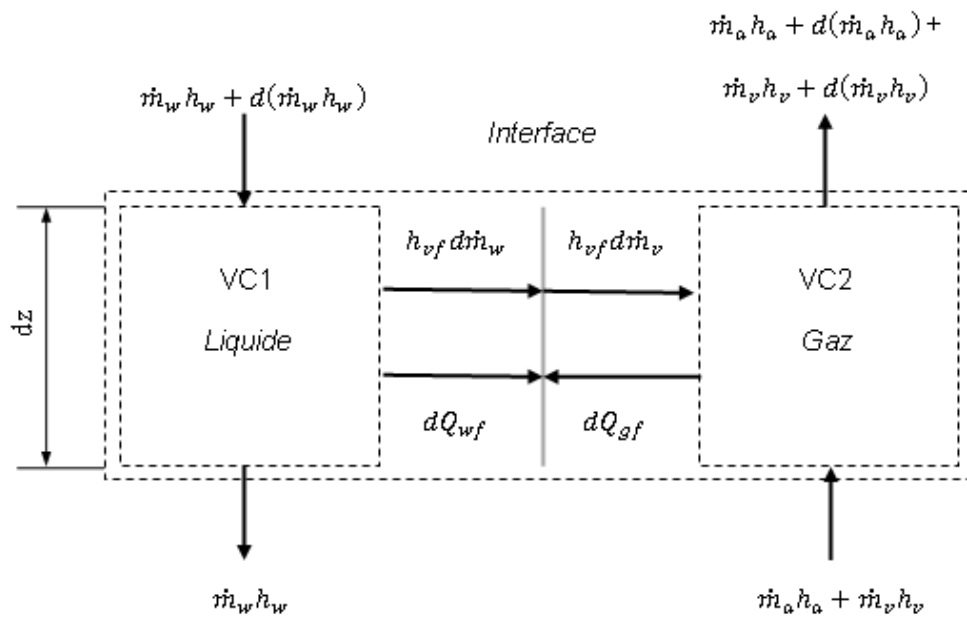


Fig (V.5) : Schéma d'un volume de contrôle élémentaire de hauteur dz

La figure (V.5) représente un volume de contrôle élémentaire de hauteur dz comportant trois zones, le sein du liquide désigné par VC1, le sein du gaz par VC2, et les films côté gaz et côté liquide autour de l'interface [4].

Soit $d\dot{m}_w$ le taux de transfert de masse de liquide quittant VC1 et arrivant dans VC2 en transitant par l'interface.

Les bilans massiques pour l'air sec et la vapeur d'eau à travers le volume de contrôle VC2 s'expriment par :

$$d\dot{m}_a = 0 \quad (V.33)$$

$$d\dot{m}_v = d\dot{m}_w \quad (V.34)$$

Notons les quantités de chaleur transférées vers l'interface à partir des volumes de contrôle VC1 et VC2, $d\dot{Q}_{wf}$ et $d\dot{Q}_{gf}$ respectivement.

En négligeant les échanges de chaleur avec l'environnement ainsi que les variations des énergies cinétique et potentielle, les bilans d'énergie pour les volumes de contrôle VC1 et VC2 s'écrivent comme suit :

$$d(\dot{m}_w h_w) - d\dot{Q}_{wf} - h_{wf} \cdot d\dot{m}_w = 0 \quad (V.35)$$

$$d(\dot{m}_a h_a) + d(\dot{m}_v h_v) + d\dot{Q}_{gf} - h_{vf} \cdot d\dot{m}_w = 0 \quad (V.36)$$

Où h_{wf} et h_{vf} sont les enthalpies spécifiques du liquide et de la vapeur évaluées à la température de l'interface i .

Le bilan d'énergie du volume de contrôle élémentaire comprenant l'ensemble des éléments (VC1, VC2, interface) en régime stationnaire s'écrit :

$$d(\dot{m}_a h_a) + d(\dot{m}_v h_v) - d(\dot{m}_w h_w) = 0 \quad (V.37)$$

En portant les équations (V.35) et (V.36) dans l'équation (V.37), tout en tenant compte des équations (V.33) et (V.34), nous trouvons :

$$d\dot{Q}_{wf} + d\dot{Q}_{gf} = (h_{vf} - h_{wf})d\dot{m}_v \quad (V.38)$$

Nous admettons que la vapeur en contact avec l'interface est saturée à la température T_i de cette dernière, ce qui revient à considérer que l'équilibre entre la phase liquide et la phase vapeur s'établit à l'interface, l'expression précédente prend donc la forme :

$$d\dot{Q}_{wf} + d\dot{Q}_{gf} = h_{fg}d\dot{m}_v \quad (V.39)$$

Où h_{fg} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau. Cette dernière sera dans toute la suite de la présente analyse évaluée à la température T_i .

L'équation (V.39) exprime que le flux de chaleur net vers l'interface représente l'énergie nécessaire à l'évaporation du liquide.

V.3.2 Processus de transfert de masse et de chaleur

Dans ce qui suit, nous allons exprimer les flux de chaleur et de matières en termes de potentiels de transfert.

Les gradients de température sont les potentiels qui sont à l'origine des transferts de chaleur. Les coefficients de transfert de chaleur α_w , entre le cœur du liquide et l'interface, et α_g , entre le cœur du gaz et l'interface, sont respectivement définis par les relations :

$$d\dot{Q}_{wf} = \alpha_w(T_w - T_i)A_i dz \quad (V.40)$$

$$d\dot{Q}_{gf} = \alpha_g(T_g - T_i)A_i dz \quad (V.41)$$

où A_i représente l'aire totale de la surface de contact entre le liquide et le gaz par unité de hauteur de la tour.

De façon analogue, on considère ici-bas que les gradients de densité de vapeur sont seuls à l'origine des transferts de masse. Le coefficient de transfert de masse β_g entre l'interface et le cœur du gaz, est défini par la relation :

$$dm_v = \beta_g(\rho_{vf} - \rho_v)A_i dz \quad (V.42)$$

Où ρ_v est la masse volumique partielle de la vapeur dans le cœur du gaz et ρ_{vf} est la masse volumique partielle de la vapeur saturée à T_i dont elle est donc fonction : $\rho_{vf} = f(T_i)$.

L'un des problèmes les plus difficiles qui se pose lors du calcul des saturateurs est de trouver des valeurs précises pour les coefficients de transfert α_w , α_g , β_g . Les difficultés proviennent de la complexité des écoulements à travers les lits de garnissage, l'écoulement du gaz est fortement tridimensionnel avec apparition de zones de séparation (décollement), quant à l'écoulement du film liquide, il peut être turbulent et instable. En raison de cette complexité, toute approche théorique pour la détermination des coefficients de transfert serait forcément non satisfaisante et vaine. De ce fait, le seul moyen réellement fiable reposera sur des mesures expérimentales. Malgré tout, une approche théorique peut toujours conduire à des enseignements utiles.

Toute approche doit commencer par établir une relation fonctionnelle entre les nombres de Nusselt, Reynolds et Prandtl pour le transfert de chaleur, et les nombres de Sherwood, Reynolds et Schmidt pour le transfert de masse.

$$Nu_g = f_q(Re_g, Pr_g) \quad (V.43)$$

$$Sh_g = f_m(Re_g, Sc_g) \quad (V.44)$$

Etant donné l'analogie mathématique entre les phénomènes de transfert de masse et de chaleur, il est admis que les fonctions, f_q et f_m sont identiques.

On peut donc préciser les relations fonctionnelles (V.43) et (V.44) sous la forme :

$$Nu_g = C_q(Re_g)^a(Pr_g)^b \quad (V.45)$$

$$Sh_g = C_m (Re_g)^a (Sc_g)^b \quad (V.46)$$

Les valeurs des constantes qui apparaissent dans ces expressions dépendent de la nature du garnissage, et sont difficiles à spécifier, toutefois on recommande des valeurs entre 0.77-0.80 pour **a**, et entre 0.33-0.40 pour **b** [4].

Quant aux constantes **C_q** et **C_m**, les valeurs recommandées sont typiquement comprises entre 0.023 et 0.034 [4]. Il est clair que sans données supplémentaires sur le type de garnissage ou quelque donnée expérimentale, un choix arbitraire de ces constantes pourrait donner lieu à une erreur pouvant atteindre **50%** sur les coefficients de transfert **α_g** et **β_g** [4].

En divisant l'équation (V.46) par l'équation (V.45), on obtient la relation entre **β_g** et **α_g** :

$$\frac{\beta_g \rho_g c_{pg}}{\alpha_g} = \frac{C_q}{C_m} \left(\frac{Pr_g}{Sc_g} \right)^b \quad (V.47)$$

En posant que **C_q = C_m** et **Pr_g = Sc_g**, nous obtenons ce qui est connu par la "*relation de Lewis*". Cette relation est satisfaisante dans le cas de systèmes air-vapeur d'eau avec de faibles taux d'évaporation à la pression atmosphérique au sein de configurations géométriques simples (sans décollement de couches limites). Malheureusement, dans les saturateurs à haute pression ces conditions ne sont pas réalisées.

D'après la théorie cinétique des gaz, à température constante, le coefficient de diffusion **D** est inversement proportionnel à la pression **P**. Ainsi, puisque **ρ_g** est directement proportionnelle à **P**, le nombre de Schmidt (**Sc_g = μ_g / ρ_g D**) varie comme la viscosité **μ_g** en fonction de la pression. Par ailleurs, d'après ARAMAYO – PRUDENCIO [4] qui cite Poling, **μ_g** et **λ_g** peuvent être supposés indépendants de la pression jusqu'à **10 bars**, et cela sans introduire d'erreur dépassant les 10%.

Le fait que **ρ_g** figure au numérateur du membre gauche de l'équation (V.47) signifie que (**β_g / α_g**) sera inversement proportionnel à la pression, ceci est sans aucun doute l'effet majeur de la pression aussi longtemps que l'équation (V.47) est concernée.

Pour les calculs effectués dans la présente analyse, et en ce qui concerne les constantes qui apparaissent dans les expressions (V.45) et (V.46), nous avons adopté les valeurs suivantes :

$$C_q = C_m = 0.023 ; \quad a = 0.8 ; \quad b = 1/3$$

Ces valeurs sont recommandées pour les écoulements turbulents et devraient être suffisamment précises pour l'écoulement gazeux.

La spécification du coefficient de transfert de chaleur côté liquide α_w pose autant de problèmes sinon plus que celle des coefficients de transfert côté gaz α_g et β_g . En particulier, α_w dépend de l'épaisseur du film, de sa stabilité et de l'état du liquide.

Des approches théoriques ont été tentées par divers auteurs pour lier α_w à l'épaisseur du film obtenue à partir de théories d'écoulements appliquées au film liquide. Toutefois les situations réelles étant beaucoup plus compliquées, les valeurs de α_w obtenues par ces méthodes sont fortement entachées d'erreurs. Par ailleurs, la vitesse du film liquide étant très faible, conduisant donc à de faibles nombres de Reynolds, l'utilisation pour le liquide d'une corrélation de type (V.45) risque de conduire à des nombres de Nusselt très petits. Ainsi pour éviter ce problème, il est d'usage de recourir à la corrélation suivante [41] :

$$Nu = 2 + 0.5Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}} \quad (V.48)$$

De cette manière, nous sommes assurés d'avoir un nombre de Nusselt supérieur à 2.

V.3.3 Température de l'interface

En substituant les flux de chaleur $d\dot{Q}_{wf}$ et $d\dot{Q}_{gf}$ et de matière $d\dot{m}_v$ définis par leurs expressions respectives (V.40), (V.41) et (V.42) dans l'équation (V.39), nous obtenons la relation suivante :

$$\alpha_w(T_w - T_i) + \alpha_g(T_g - T_i) = h_{fg}\beta_g(\rho_{vf} - \rho_v) \quad (V.49)$$

Cette équation exprime de façon implicite la dépendance de la température de l'interface T_f des propriétés moyennes du liquide et du gaz et des coefficients de transfert de masse et de chaleur.

Si l'on connaît les valeurs de α_w , α_g et β_g , on peut pour des températures T_w et T_g , et ρ_v donnés, résoudre numériquement l'équation (V.49) afin de déterminer la température de l'interface T_i .

Le modèle mathématique développé tout au long de ce chapitre sera exploité au chapitre suivant pour simuler le comportement de l'air et de l'eau lors des échanges de chaleur et surtout de masse qui s'établissent entre eux par contact direct en traversant une tour d'humidification à lits de garnissage à contre courant.

V.3.4 Procédure de résolution

Le problème sera traité en subdivisant la colonne en plusieurs éléments (Figure V.1). Les équations seront résolues pour chaque élément séparément, les conditions à l'entrée d'un élément étant celles à la sortie de l'élément précédent. Les conditions aux limites du problème sont celles des deux fluides à l'entrée, débits, températures, et humidité pour l'air.

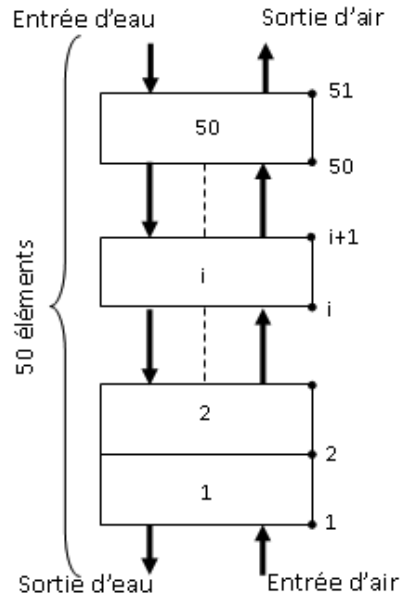


Fig.(V.6) : Subdivisions de la colonne

Les éléments seront numérotés à partir de la base en remontant vers le sommet de la colonne, la procédure de calcul sera entamée en se donnant une distribution des températures du gaz et de l'eau aux différents nœuds séparant les éléments.

Ensuite nous évaluerons les propriétés physiques des fluides au niveau de chaque élément et nous calculerons la température à l'interface ainsi que le taux d'évaporation qui s'y produit et enfin les propriétés thermodynamiques du gaz à la sortie de l'élément. Nous procéderons ainsi en remontant la colonne de la base vers le sommet connaissant les conditions d'entrée du gaz au premier élément. De même, ayant le débit d'eau à la sortie du dernier élément qui correspond à l'entrée d'eau dans la colonne, nous parcourons la colonne du sommet vers la base afin de calculer les débits d'eau à l'entrée de chaque élément.

Dans une seconde étape, nous corrigeons les températures estimées au départ et nous reprenons les calculs précédents. Nous procéderons ainsi jusqu'à ce qu'un test de convergence soit satisfait, signifiant que les derniers calculs correspondent au régime stationnaire. Plus de détails sur la procédure de calculs sont fournis à l'annexe C.

V.3.5 Résultats de la simulation

V.3.5.1 Sursaturation du gaz

Nous calculons la distribution de l'humidité spécifique du gaz ω le long de la colonne et nous la comparons à l'humidité spécifique correspondant à la saturation ω_{sat} au même endroit de la tour. Nous observons alors qu'à partir d'un certain niveau de la colonne, ω devient supérieure à ω_{sat} et le gaz devient sursaturé. Nous nous trouvons par conséquent devant deux alternatives. Soit on admet dans les calculs cette sursaturation et on la laisse se

développer jusqu'à la sortie de la colonne. Soit on ramène la valeur de ω à celle de ω_{sat} et la différence sera reconsidérée comme faisant partie de la phase liquide dans les bilans effectués sur l'élément suivant.

Dans le cas où on laissera se développer la sursaturation, la température du gaz à la sortie sera légèrement plus basse, mais l'humidité spécifique sera quasiment la même. D'un point de vue pratique, l'eau sera présente dans l'air en forme de brouillard et les transferts de masse et de chaleur auront lieu aussi bien à l'interface entre le gaz et le film liquide qui se développe sur les surfaces du garnissage, qu'à l'interface entre le gaz et les gouttelettes composant le brouillard. A la sortie de la colonne, les gouttelettes doivent de toute façon être piégées dans le déviscuteur.

Nous avons, en ce qui concerne la présente étude, opté pour la correction de la valeur de l'humidité spécifique dès que le calcul affiche une valeur supérieure à celle de ω_{sat} (voir figure (V.7) ci-dessous qui présente l'évolution de l'humidité spécifique le long de la colonne). Cette façon de faire a été également adoptée par A.Aramayo-Prudencio [4] dans le même type de calculs.

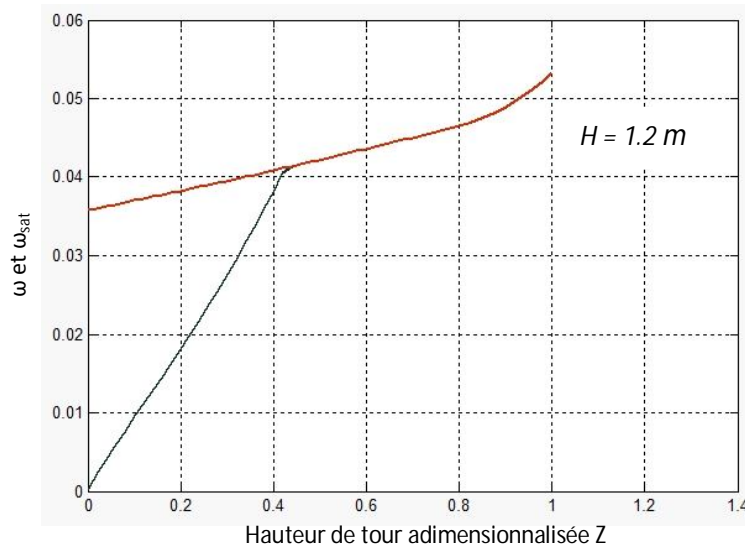


Fig.(V.7) : Evolution de l'humidité spécifique de l'air le long de la colonne

V.3.5.2 Evolutions des températures le long de la colonne

Les températures du gaz et du liquide sont adimensionnalisées à l'aide des températures du point triple de l'eau ($T_{\text{tp}}=273.15\text{K}$) et de son point d'ébullition à 7 bars absolus ($T_{\text{Bp}}=437\text{K}$) puis représentées sur la figure (5.8) pour une seule valeur de la hauteur de la tour, soit $H=1.2$ m et sur les figures (V.9), pour la température du gaz et (V.10) pour la température du liquide et ce, pour différentes valeurs de la hauteur.

La figure (V.8) montre que la température du gaz augmente en remontant la tour, mais d'une manière très lente, en effet sa valeur passe de 345K à l'entrée à seulement 355K à la sortie, elle n'aura évolué à travers la tour que de 10K, alors que la température de l'eau, qui

passé de 420K à 332K aura diminué en même temps de 88K. Une telle allure d'évolution de la température de l'air est bien caractéristique des processus d'évaporation soutenus par un apport de chaleur à des pressions relativement élevées.

Toujours sur la figure (V.8), on relève qu'à la base de la tour, la température de l'air est supérieure à celle de l'eau, elle ne lui devient inférieure qu'à environ 18% de la hauteur de la colonne (intersection des deux courbes). Ceci pourrait sembler paradoxal étant donné que c'est l'eau qui fournit l'énergie nécessaire à l'évaporation. En fait, ce n'est pas la température du gaz qui importe, mais plutôt sa température humide. Tant que la température de l'air humide reste inférieure à la température de l'eau, l'énergie nécessaire à l'évaporation continuera à venir de l'eau et cette dernière poursuivra son refroidissement. Si l'on fait varier la valeur de la hauteur de la tour tout en gardant les mêmes conditions de températures et de débits aux entrées des fluides, les distributions des températures du gaz et de l'eau se présenteront comme sur les figures (V.9) et (V.10) respectivement.

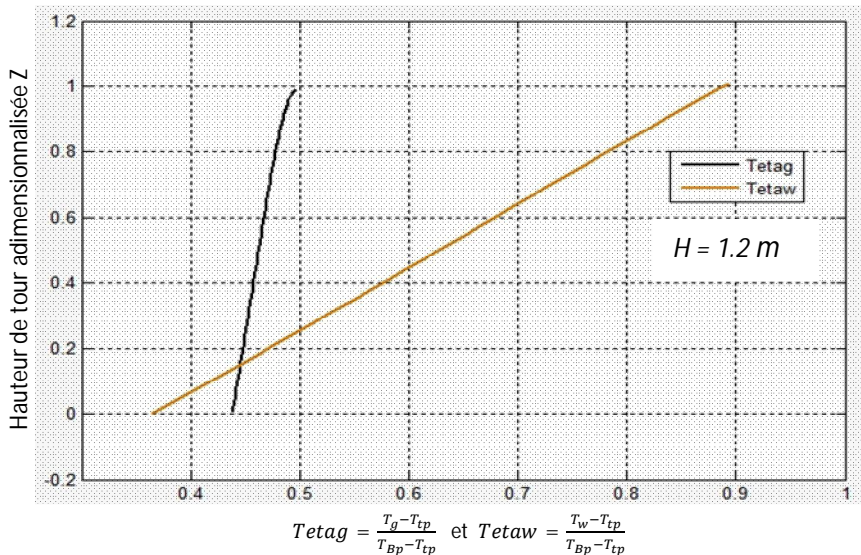


Fig.(V.8) : Evolution des températures du gaz et du liquide le long de la colonne

Tableau (V.3) : Températures et humidité spécifiques du gaz à la sortie de la tour pour différentes valeurs de la hauteur.

H(m)	0.6	1.2	1.8	2.4
T _{gsortie} (K)	353	355	360	364
Ω _{sortie}	0,0496	0,0504	0,0657	0,0761

On y relève qu'avec l'augmentation de la hauteur, l'air quitte la tour plus chaud et transporte plus d'humidité (voir également tableau ci-dessus).

Les courbes des distributions de la température de l'eau présentent un point d'inflexion de plus en plus différencié à mesure qu'on augmente la hauteur (Figure (V.10) ci-dessous).

C'est le signe que les phénomènes de transfert s'intensifient vers les extrémités, notamment dans la zone près du sommet où les écarts de température entre l'eau et le gaz sont les plus importants.

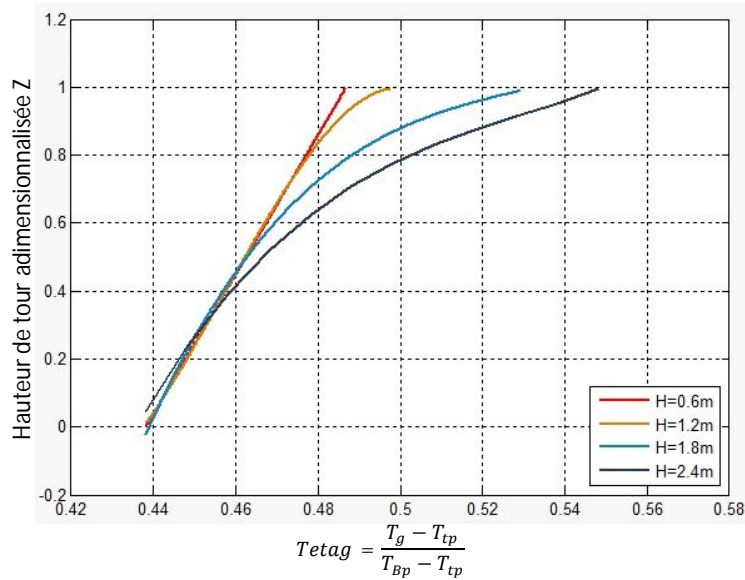


Fig. (V.9) : Evolution de la température du gaz le long de la colonne pour différentes hauteurs

Le taux de transfert est minimum à l'endroit où la différence de température est minimale entre l'eau et l'air, en dessous de cet endroit, on pourrait même assister à un processus d'humidification adiabatique de l'air dont la température amorce une légère baisse avant de recommencer à augmenter.

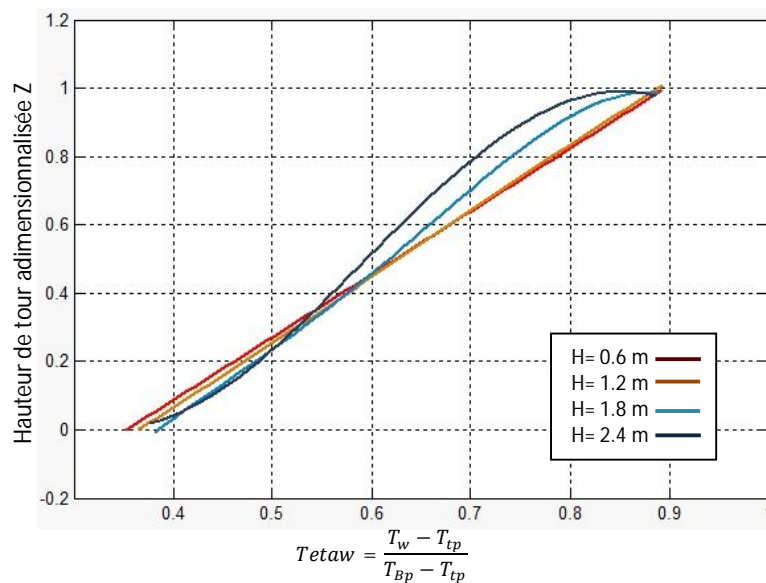


Fig. (V.10) : Evolution de la température du liquide le long de la colonne pour différentes hauteurs

V.4 Analyse de la condensation dans une batterie de tubes traversés perpendiculairement par un écoulement de fumées fortement humides

V.4.1 Introduction

Dans cette section, nous allons modéliser puis résoudre les équations de la condensation de la vapeur d'eau à partir des fumées issues de la combustion du gaz naturel avec un comburant constitué à 40% de vapeur d'eau, ce qui correspond à une humidité spécifique des fumées $\omega = 0.565$ kg de vapeur par kg de fumées sèches. Nous nous fixons pour objectif de déterminer le nombre de nappes horizontales de tubes qui permettrait de récupérer la totalité de l'eau injectée dans le comburant, en ramenant l'humidité spécifique des fumées à la sortie de la batterie à une valeur d'environ 0.07 kg de vapeur/kg de fumées sèches, valeur qui correspond à l'humidité de fumées résultant d'une combustion sans injection de vapeur d'eau. Les distributions des températures du gaz et du film de condensat le long de la batterie seront également établies, ainsi que celles du taux d'humidité spécifique et du débit de condensat. Ces calculs pourront être utilisés pour le dimensionnement préliminaire d'un condenseur de fumées.

V.4.2 Choix de la configuration de la batterie de tubes et des dimensions des tubes

Configuration

Afin de faciliter le décrassage des surfaces extérieures des tubes qui sont exposées aux fumées, on adopte donc une disposition de tubes alignée (90°), comme sur le schéma de la figure (V.11) ci-dessous.

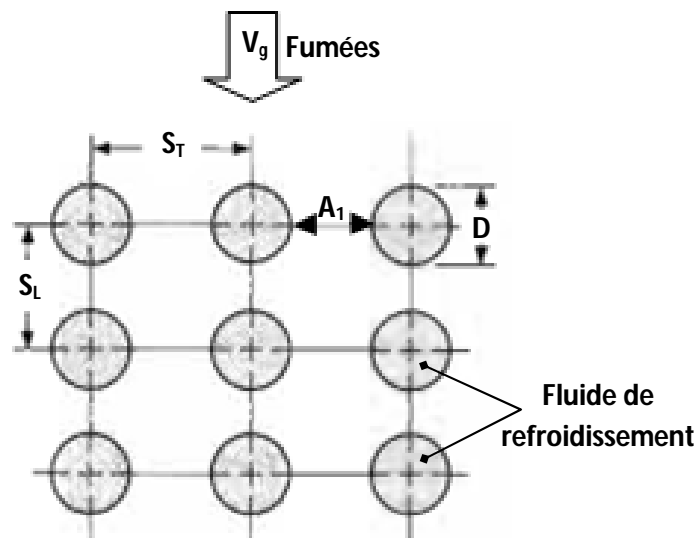


Fig. (V.11) : Dimensions caractéristiques d'un faisceau de tubes alignés

La configuration retenue est carrée ($S_T = S_L$) avec des tubes en acier inoxydable de nuance Z6CND17 12 (norme AFNOR) de diamètre extérieur $D = 19 \text{ mm}$ (3/4 ") et présentant les espacements $S_T = S_L = 25 \text{ mm}$ (1"). Nous allons également choisir un module avec 20 tubes dans la direction transversale, ce qui correspond à un encombrement transversal de 0.5 m.

V.4.3 Vitesse d'approche des gaz

Dans ce type de condenseur tubulaire, la vitesse d'approche V du gaz doit avoir une valeur autour de 4ft/s (1.219m/s) qui constitue un meilleur compromis entre les pertes de charge et l'efficacité des mécanismes de transfert [18]. Le débit du gaz sera donc calculé en conséquence.

V.4.4 Etat thermodynamique des gaz à l'entrée de la batterie

La condensation se fera à partir des fumées issues d'une combustion réalisée en présence d'une forte injection de vapeur d'eau, soit près de 40%. Les fumées parviennent à l'entrée de notre condenseur après avoir traversé une turbine à gaz et une succession d'échangeurs dans une chaudière de récupération d'un cycle combiné. Notre condenseur sera situé au niveau de la cheminée. Les conditions thermodynamiques des fumées à l'entrée du condenseur sont estimées comme suit :

- Température : $T_{g,in} = 110^\circ\text{C}$;
- Pression : $P = 101.325 \text{ kPa}$;
- Humidité spécifique : $\omega_{in} = 0.565$.

V.4.5 Humidité spécifique du gaz à la sortie de la batterie

Comme il a été dit plus haut en introduction de cette section, notre condenseur devra extraire des fumées toute l'eau qui a été injectée à l'air en amont de la chambre de combustion. A la sortie du condenseur, l'humidité spécifique devrait donc correspondre à celle qu'on aurait eue dans les fumées résultant d'une combustion sans injection de vapeur d'eau. Cette humidité, nous l'avons estimé à une valeur :

$$\omega_{out} = 0.07$$

V.4.6 Hypothèses

- On néglige les pertes de charge à travers la batterie
- Les fumées seront considérées comme un mélange de gaz parfaits constitué de gaz sec et de vapeur d'eau, par ailleurs les propriétés physiques du gaz sec seront assimilées à celles de l'air étant donné qu'il est constitué principalement d'azote.
- On admettra que le condensat ruissellera en film continu passant d'un tube au tube suivant sous l'effet de la gravité. On supposera également à cet effet qu'on ne sera

jamais en présence du phénomène d'inondation qui bloquerait le passage du gaz et qui résulterait d'un épaissement excessif de couches de condensat appartenant à deux tubes adjacents.

- On admettra aussi que le gaz ne sera jamais absorbé par le condensat.
- Nous ne tiendrons pas compte de la condensation spontanée qui risquerait éventuellement de se produire au sein du gaz.
- Les tubes seront parcourus par un fluide de refroidissement qui va établir une température de paroi (T_s) que nous allons considérer constante le long d'une tranche de 10 cm de tube.

V.4.7 Procédure de calcul

Cette procédure va concerner en premier lieu une partie de la batterie de tubes comportant 20 rangées verticales de tubes de 10 cm de longueur. Pour chaque rangée verticale, nous supposerons d'abord un nombre de tubes $N_L = 100$, ce qui nous permettra de fixer la température du gaz à la sortie ($T_{g,out}$) puis d'évaluer, à travers la batterie, les propriétés physiques moyennes du gaz et, à l'aide de corrélations, le coefficient de transfert de chaleur moyen ($\bar{\alpha}_g$) ainsi que le coefficient de transfert de masse moyen ($\bar{\beta}_g$).

Dans une seconde étape, nous modélisons les échanges entre le gaz et les tubes en procédant au calcul des évolutions des températures du gaz (T_g), de l'interface (T_i) et de saturation (T_{sat}) supposée se produire à la surface de la couche de condensat (étant donné que nous avons admis l'absence de condensation spontanée et que donc la vapeur se déplace au sein du gaz par diffusion moléculaire), le long de la batterie en la subdivisant en petits volumes de contrôle autour des tubes et en la parcourant de haut vers le bas ; ce faisant, nous procéderons également au calcul des évolutions du débit de condensat et de l'humidité spécifique.

Le test effectué sur l'humidité spécifique nous permettra de déterminer à quel niveau la valeur ω_{out} est atteinte et le nombre de rangées horizontales de tubes correspondant. Ceci permettra de corriger la valeur de N_L choisie au départ et de reprendre toute la procédure depuis le début. On procédera ainsi jusqu'à convergence des calculs.

Les différentes étapes de calcul sont décrites avec plus de détails dans les paragraphes ci-dessous.

V.4.7.1 Calcul de la masse molaire apparente des gaz et de leur constante R_g

Le débit massique des fumées sera calculé à l'entrée de la batterie où les conditions thermodynamiques, la section de passage ainsi que la vitesse sont connues. Ce calcul fera intervenir :

- L'équation de continuité :

$$\dot{m}_g = \rho_g V_g A \quad (V.50)$$

- L'équation d'état pour évaluer la masse volumique:

$$\rho_g = \frac{P}{R_g T_{g,in}} \quad (V.51)$$

- L'équation qui permet le calcul de la constante du gaz à partir de la masse molaire apparente et de la constante universelle des gaz parfaits :

$$R_g = \frac{R}{\tilde{M}_g} \quad (V.52)$$

avec $\tilde{\mu}_g$ donnée par :

$$\tilde{M}_g = \tilde{y}_v \tilde{M}_v + (1 - \tilde{y}_v) \tilde{M}_{gs} \quad (V.53)$$

où \tilde{M}_v est la masse molaire de la vapeur ; \tilde{M}_{gs} , la masse molaire des fumées sèches et \tilde{y}_v , la fraction molaire de la vapeur.

Les équations (V.50) à (V.53) forment un système de 4 équations où les inconnues implicites sont \dot{m}_g , \tilde{M}_g , ρ_g et R_g .

La résolution d'un tel système suit la procédure itérative décrite dans l'organigramme ci-après.

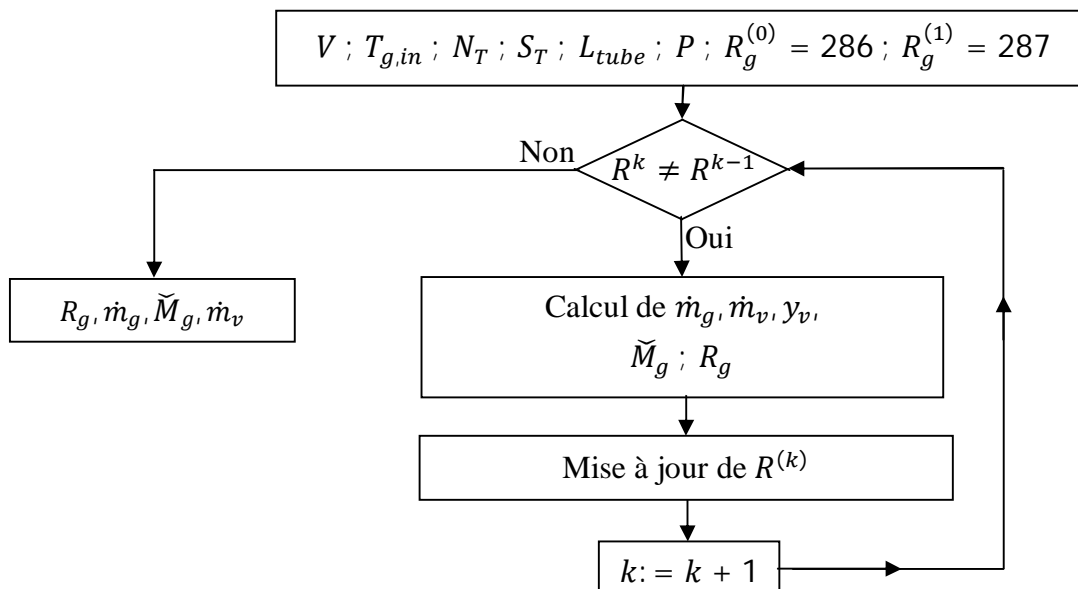


Fig. (V. 12) : Organigramme de calcul de la constante du gaz et des débits de gaz et de vapeur

V.4.7.2 Evaluation de la température des gaz à la sortie de la batterie, des propriétés physiques moyennes du gaz à travers la batterie et des coefficients de transfert moyens pour un nombre de nappes horizontales N_L donné

A ce stade des calculs, la température des gaz à la sortie de la batterie ($T_{g,out}$) étant inconnue, les propriétés physiques du gaz seront d'abord évaluées à la température d'entrée ($T_{g,in}$). Ensuite, on calcule le coefficient d'échange de chaleur moyen ($\bar{\alpha}_g$) entre le gaz et la paroi des tubes à travers la batterie en utilisant l'expression (V.60) ci-après; puis la température des gaz à la sortie ($T_{g,out}$) à l'aide de l'expression (V.64). La température moyenne à travers la batterie pourra ainsi être évaluée et les propriétés physiques moyennes du gaz corrigées. Cette procédure est répétée jusqu'à ce que la température ($T_{g,out}$) reste inchangée pour deux itérations successives.

Cette étape des calculs nous permet d'obtenir pour un nombre de rangées verticales (N_L) donné, la température du gaz à la sortie de la batterie ($T_{g,out}$) et les coefficients de transfert de chaleur et de masse moyens ($\bar{\alpha}_g$) et ($\bar{\beta}_g$).

L'organigramme de cette procédure est présenté ci-après, suivi de quelques détails nécessaires pour clarifier la démarche des calculs.

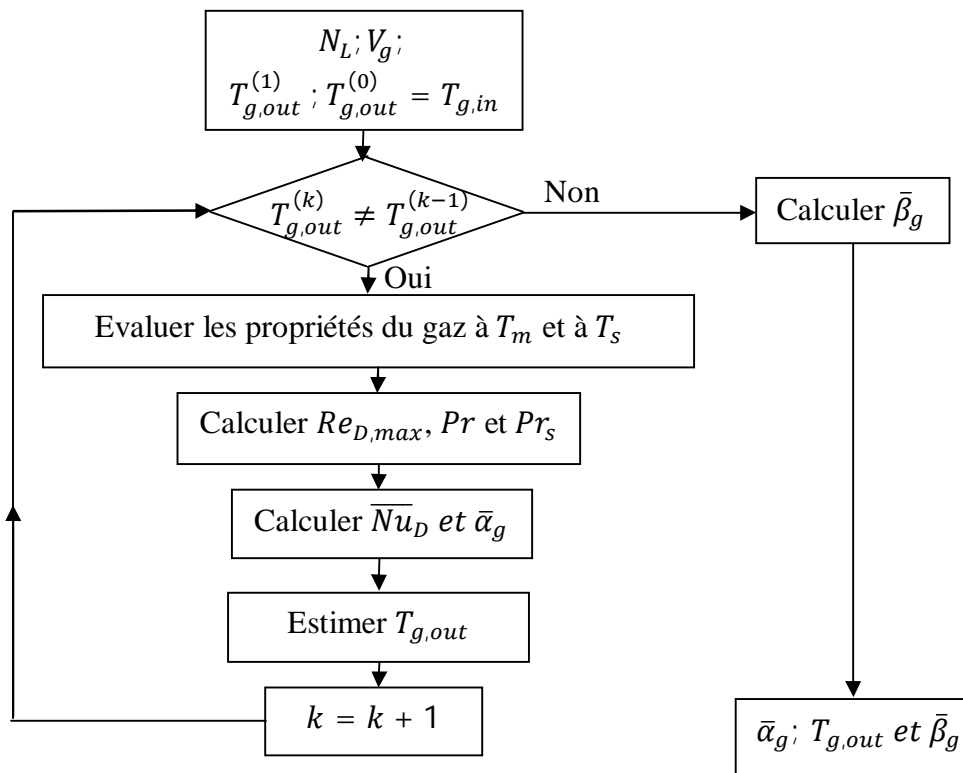


Fig. (V.13) : Organigramme de calcul de la température $T_{g,out}$ et des coefficients $\bar{\alpha}_g$ et $\bar{\beta}_g$.

V.4.7.3 Evaluation des propriétés physiques du gaz

Les propriétés physiques moyennes du gaz qui interviennent dans les calculs sont la chaleur spécifique (c_{pg}), la viscosité (μ_g) et la conductivité thermique (λ_g). Elles seront évaluées à la température moyenne du gaz à travers la batterie (T_m) et également à la température de la paroi (T_s).

La température moyenne du gaz (T_m) à travers la batterie est donnée par [30] :

$$T_m = \left(\frac{T_{g,out} + T_{g,in}}{2} + T_s \right) / 2 \quad (V.54)$$

Les propriétés physiques moyennes du gaz sont évaluées à cette température, comme suit :

Chaleur spécifique :

$$C_{pg} = \tilde{x}_v C_{pv}(T_m) + [1 - \tilde{x}_v] C_{p,gs}(T_m) \quad (V.55)$$

où \tilde{x}_v , fraction massique de la vapeur, est calculé à partir de l'expression :

$$\tilde{x}_v = \frac{\bar{m}_v}{\bar{m}_v + \dot{m}_{gs}} \quad (V.56)$$

où \bar{m}_v est le débit moyen de la vapeur à travers la batterie, donné par :

$$\bar{m}_v = \frac{\dot{m}_{v,in} + \dot{m}_{v,out}}{2} \quad (V.57)$$

avec : $\dot{m}_{v,in} = \omega_{in} \dot{m}_{gs}$ et $\dot{m}_{v,out} = \omega_{out} \dot{m}_{gs}$ où $\dot{m}_{gs} = \dot{m}_g - \dot{m}_{v,in}$.

$C_{p,gs}(T_m)$ et $C_{pv}(T_m)$ sont évaluées à la température (T_m) à l'aide de corrélations tirées à partir des références [41] et [39] respectivement.

Viscosité dynamique

Elle est évaluée à l'aide de corrélations également fournies par la référence [39] :

$$\mu_g = \frac{\bar{y}_v \mu_v(T_m)}{\bar{y}_v + [1 - \bar{y}_v] \Omega_{vg}} + \frac{[1 - \bar{y}_v] \mu_{gs}(T_m)}{\bar{y}_v \Omega_{gv} + [1 - \bar{y}_v]} \quad (V.58)$$

où \bar{y}_v est la fraction molaire de la vapeur et Ω_{vg} et Ω_{gv} sont donnés par :

$$\Omega_{vg} = \frac{\left\{ 1 + \left[\frac{\mu_v(T_m)}{\mu_{gs}(T_m)} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{\bar{M}_v}{\bar{M}_{gs}} \right]^{\frac{1}{4}} \right\}^2}{\left\{ 8 \left(1 + \frac{\bar{M}_v}{\bar{M}_{gs}} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad \text{et} \quad \Omega_{gv} = \frac{\left\{ 1 + \left[\frac{\mu_{gs}(T_m)}{\mu_v(T_m)} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{\bar{M}_v}{\bar{M}_{gs}} \right]^{\frac{1}{4}} \right\}^2}{\left\{ 8 \left(1 + \frac{\bar{M}_{gs}}{\bar{M}_v} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

où \tilde{M}_{gs} et \tilde{M}_v sont les masses molaires des fumées sèches et de la vapeur, respectivement.

Conductivité thermique

Elle se calcule à l'aide des mêmes corrélations que celles ayant servi au calcul de la viscosité. On a dans ce cas :

$$\Omega_{vg} = \frac{\left\{ 1 + \left[\frac{\lambda_v(T_m)}{\lambda_{gs}(T_m)} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{\tilde{M}_v}{\tilde{M}_{gs}} \right]^{\frac{1}{4}} \right\}^2}{\left\{ 8 \left(1 + \frac{\tilde{M}_v}{\tilde{M}_{gs}} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

$$\text{et } \Omega_{gv} = \frac{\left\{ 1 + \left[\frac{\lambda_{gs}(T_m)}{\lambda_v(T_m)} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{\tilde{M}_v}{\tilde{M}_{gs}} \right]^{\frac{1}{4}} \right\}^2}{\left\{ 8 \left(1 + \frac{\tilde{M}_{gs}}{\tilde{M}_v} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

ce qui donne pour la conductivité thermique :

$$\lambda_g = \frac{\bar{y}_v \lambda_v(T_m)}{\bar{y}_v + [1 - \bar{y}_v] \Omega_{vg}} + \frac{[1 - \bar{y}_v] \lambda_{gs}(T_m)}{\bar{y}_v \Omega_{gv} + [1 - \bar{y}_v]} \quad (\text{V.59})$$

Ces mêmes propriétés sont évaluées également de la même manière à la température (T_s).

V.4.7.4 Calcul du coefficient de transfert de chaleur moyen $\bar{\alpha}_g$

Le coefficient de transfert de chaleur moyen est obtenu à partir du nombre de Nusselt moyen sur l'ensemble des tubes, ce dernier étant donné d'après Incropera [30] par la corrélation (voir annexe D) :

$$\overline{Nu}_D = C C_2 Re_{max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (\text{V.60})$$

Dans cette corrélation, le nombre de Reynolds est basé sur la section minimale de passage du gaz, section où la vitesse d'écoulement est maximale. Cette dernière est obtenue à partir de la vitesse d'approche du gaz (V_g) par l'expression :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V_g \quad (\text{V.61})$$

Le nombre de Reynolds correspondant sera :

$$Re_{max} = \frac{P V_{max} D}{R_g T_m \mu_g} \quad (\text{V.62})$$

Les constantes m et C sont choisies en fonction du nombre de Reynolds selon le tableau (D.1) et la valeur du facteur de correction C_2 en fonction du nombre de nappes (N_L) traversées par le gaz à partir du tableau (D.2), (Voir annexe D).

Le nombre de Prandtl, défini par $Pr = C_{pg} \mu_g / \lambda_g$, sera calculé à l'aide des propriétés physiques déterminées ci-dessus.

Le nombre de Nusselt étant calculé, le coefficient de transfert de chaleur moyen s'obtient finalement à partir de la formule de définition du nombre de Nusselt :

$$\bar{h}_g = \bar{Nu}_D \lambda_g / D \quad (V.63)$$

V.4.7.5 Température des gaz à la sortie de la batterie $T_{g,out}$

La température des gaz à la sortie de la batterie de tubes sera calculée à l'aide de l'expression suivante [30]:

$$T_{g,out} = T_s + (T_{g,in} - T_s) \exp\left(-\frac{\pi D N_L \bar{\alpha}_g R_g T_m}{P V_g S_T C_{pg}}\right) \quad (V.64)$$

V.4.7.6 Calcul du coefficient de transfert de masse moyen $\bar{\beta}_g$

Le coefficient de transfert de masse moyen se calcule à partir d'une corrélation identique à (V.60) dans laquelle le nombre de Nusselt est remplacé par le nombre de Sherwood et le nombre de Prandtl par celui de Schmidt:

$$\bar{Sh}_D = C C_2 Re_{max}^m Sc^{0.36} \left(\frac{Sc}{Sc_c}\right)^{0.25} \quad (V.65)$$

Les constantes m , C et C_2 prennent les mêmes valeurs que celles intervenant dans l'expression du nombre de Nusselt (V.60) ci-dessus, vu l'analogie entre les phénomènes de transfert de matière et de transfert de chaleur.

Pour l'évaluation du nombre de Schmidt, en plus des propriétés physiques calculées précédemment, il faut calculer également le coefficient de diffusion binaire de la vapeur dans les fumées aux températures T_m et T_s . Ce calcul se fera à l'aide de la corrélation donnée par Fuller et al. [41], (voir annexe D) :

$$D_{ab} = \frac{0.01013 T_m^{1.75} \sqrt{\frac{1}{M_{gs}} + \frac{1}{M_v}}}{P \cdot \left((\sum v_v)^{1/3} + (\sum v_{gs})^{1/3}\right)^2} \quad (V.66)$$

Le nombre de Schmidt est ensuite calculé à partir de son expression de définition :

$$Sc = \frac{v_g}{D_{ab}} = \frac{\mu_g R_g T_m}{P D_{ab}}$$

Et finalement le coefficient de transfert de masse moyen s'obtient à partir de la formule de définition du nombre de Sherwood :

$$\bar{\beta}_g = \bar{Sh}_D D_{ab} / D \quad (V.67)$$

V.4.7.7 Etablissement des distributions des températures, de l'humidité spécifique, du débit de condensat, et détermination du nombre de tubes nécessaires pour sortir avec $\omega = \omega_{out}$

La situation des échanges de chaleur et de matière entre le gaz et le fluide de refroidissement circulant à l'intérieur des tubes est bien représentée sur le schéma de la figure (V.14) ci-après. La température du gaz à la sortie de la nappe « j », $T_{g,out}^j$, est évaluée à l'aide de l'expression (V.64) comme pour la température à la sortie de la batterie, en y remplaçant cependant le nombre de nappes total (N_L) par le nombre de nappes cumulé jusqu'à la nappe « j » :

$$T_{g,out}^j = T_s + (T_{g,in} - T_s) \exp\left(-\frac{\pi D j \bar{\alpha}_g R_g T_m}{P V_g S_T C_{pg}}\right)$$

La connaissance de cette température permet de calculer la température moyenne du gaz au niveau de la nappe « j » :

$$T_g^j = \frac{T_{g,in}^j + T_{g,out}^j}{2} \quad (V.68)$$

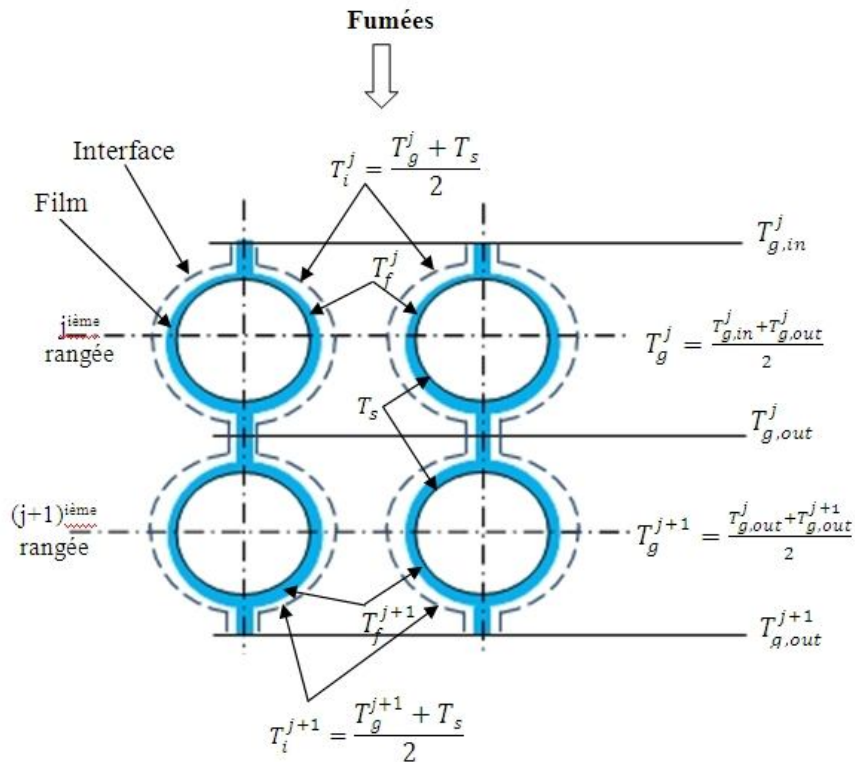


Fig. (V.14) : Modèle d'échange entre le gaz et le fluide de refroidissement.

La température à l'interface du gaz et du condensat est donnée par l'expression [37] :

$$T_i^j = \frac{T_g^j + T_s}{2} \quad (V.69)$$

Le calcul de l'humidité spécifique du gaz à la sortie de la nappe « j » se fera par un processus itératif combinant l'équation du transfert de masse et le bilan massique de la vapeur à travers la nappe « j ».

Pour calculer le débit de condensat sur les tubes de la nappe « j », nous avons besoin de connaître l'humidité spécifique moyenne du gaz à travers cette dernière (ω^j). On supposera donc, au départ, cette humidité spécifique moyenne égale à l'humidité spécifique à l'entrée de la nappe (ω_{in}^j).

On calcule la pression de vapeur moyenne du gaz au niveau de la nappe « j » à l'aide de l'expression :

$$P_v = \frac{P \cdot \omega^j}{0.62198 + \omega^j} \quad (V.70)$$

et la pression de vapeur saturante à la température de l'interface (T_i^j) à l'aide de la corrélation [38] :

$$P_{sat} = \exp \left\{ -5800.2206/T + 1.3914993 \pm 4.8640239 \cdot 10^{-2}T + 4.1764768 \cdot 10^{-5}T^2 - 1.4452093 \cdot 10^{-8}T^3 + 6.5459673 \ln T \right\} \quad (V.71)$$

A présent, le débit de condensat au niveau de la nappe « j » peut être obtenu à l'aide de l'équation de transfert de masse [30] :

$$\dot{m}_{cond}^j = \frac{\bar{p}_g}{R_g T_g^j} (P_v - P_{sat}(T_i^j)) N_T (\pi D + (S_L - D)) L_{tube} \quad (V.72)$$

Ensuite, par application du bilan massique sur la vapeur d'eau à travers la nappe « j », on obtient le débit de vapeur à la sortie de cette dernière :

$$\dot{m}_{v,out}^j = \dot{m}_{v,in}^j - \dot{m}_{cond}^j \quad (V.73)$$

Puis, l'humidité spécifique à la sortie de la nappe :

$$\omega_{out}^j = \dot{m}_{v,out}^j / \dot{m}_{gs} \quad (V.74)$$

Finalement, on calcule l'humidité spécifique moyenne à travers la nappe

$$\omega^j = \frac{\omega_{in}^j + \omega_{out}^j}{2} \quad (V.75)$$

On reprend la procédure à partir du calcul de la pression de la vapeur, équation (V.70), jusqu'à ce que l'humidité spécifique calculée à la sortie de la nappe au cours de deux itérations successives soit la même à la précision des calculs près.

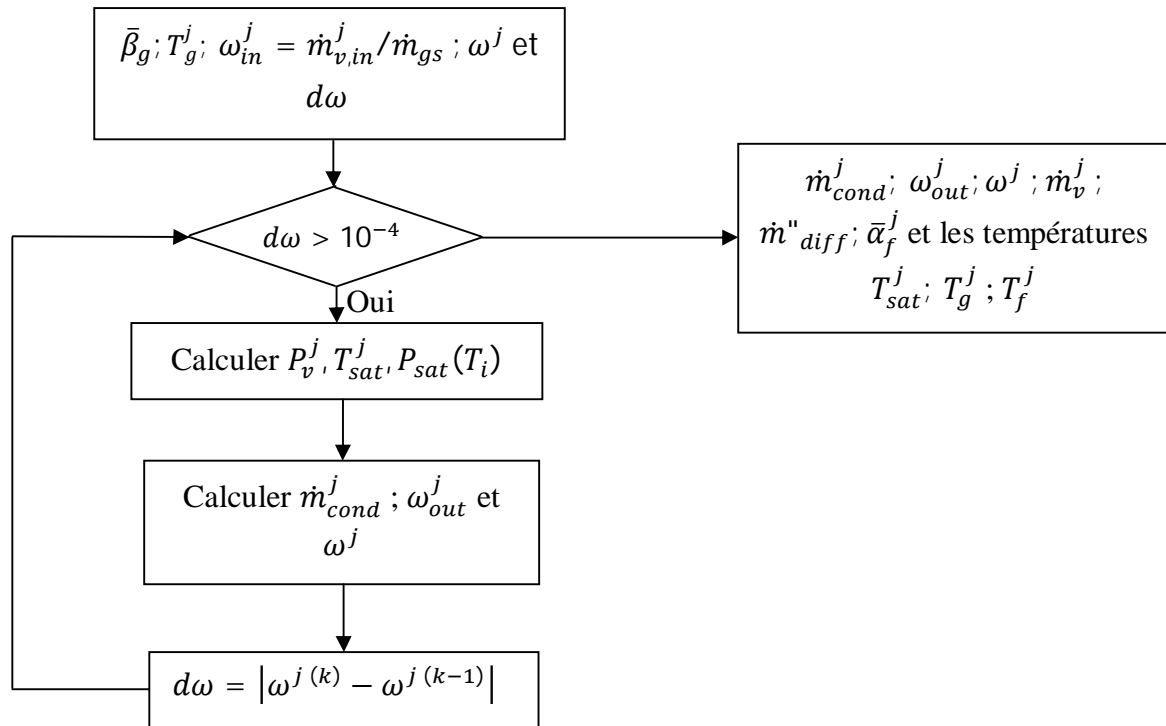


Fig. (V.15) : Organigramme de détermination de l'humidité spécifique moyenne entre l'entrée et la sortie de la nappe de position « j » et du débit de condensat

V.4.7.8 Calcul de la température du film

La température de saturation, est donnée en fonction de la pression partielle de la vapeur dans le gaz par les manuels ASHRAE [5]:

$$T_{sat}^j = 6.54 + 14.526 c + 0.7389 c^2 + 0.09486 c^3 + 0.4569 P_v^{0.1984} \quad (V.76)$$

avec $c = \log(P_v)$ et P_v exprimée en kPa.

La température du film de condensat au niveau de la nappe « j » se calcule par la formule [45] :

$$T_f^j = 0.75 T_s + 0.25 T_{sat}^j \quad (V.77)$$

V.4.7.9 Vérification de la condition $\omega_{out}^j \leq \omega_{out}$

Après le calcul de chaque nappe « j », on vérifie si l'humidité spécifique à la sortie de la nappe (ω_{out}^j) est inférieure à l'humidité spécifique qu'on doit avoir à la sortie de la batterie (ω_{out}).

Si $\omega_{out}^j > \omega_{out}$, on passe à la nappe suivante « j + 1 »

Si $\omega_{out}^j \leq \omega_{out}$, on vérifie alors si $j = N_L$ sinon on pose $N_L = j$ et on reprend les calculs à partir de (V.4.7.2) jusqu'à ce que le test donne $j = N_L$.

V.4.7.10 Calcul du coefficient d'échange moyen dans le film de condensat

Le coefficient de transfert de chaleur moyen du film sera calculé à la température moyenne du film à travers l'ensemble de la batterie :

$$T_f = \frac{\sum_{j=1}^{N_L} T_f^j}{N_L}$$

L'enthalpie de condensation corrigée pour tenir compte du sous-refroidissement du film de condensat est donnée par l'expression ci-après, due à Rohsenow (1956) [14]:

$$h_{fg}^* = h_{fg}(T_f) + 0.68 C p_l(T_f)(T_{sat} - T_s) \quad (V.78)$$

où $h_{fg}(T_f)$ est calculée en utilisant la corrélation [39]:

$$h_{fg}(T) = 2.257 \cdot 10^6 + 2.595 \cdot 10^3 (373.15 - T) \quad (V.79)$$

Le coefficient d'échange dans le film de condensat moyenné sur l'ensemble des tubes peut être alors évalué à l'aide de la corrélation de Nusselt [30] :

$$\bar{\alpha}_f = 0.729 \left(\frac{9.81 \rho_l(T_f) (\rho_l(T_f) - \rho_v(T_f)) (\lambda_l(T_f))^3 h_{fg}^*}{\mu_l(T_f) (T_{sat} - T_s) D N_L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (V.80)$$

V.4.7.11 Débit total de condensat sur la couche d'épaisseur $\Delta l = 10 \text{ cm}$

Le débit total de condensat recueilli sur une couche de 10cm le long des tubes est obtenu en sommant les débits recueillis au niveau de toutes les nappes de 1 à N_L :

$$\dot{m}_{cond} = \sum_{j=1}^{N_L} \dot{m}_{cond}^j \quad (V.81)$$

V.4.7.12 Dimensionnement longitudinal de la batterie

Dans les calculs ci-dessus, nous avons considéré une couche de longueur $\Delta l = 10 \text{ cm}$, où nous avons admis que la température du fluide de refroidissement (qui est également celle de la paroi) était constante.

Cette hypothèse est impossible à réaliser avec des longueurs de tubes plus importantes. Pour contourner ce problème, considérons, par exemple, des tubes de 1m de

longueur dans lesquels on supposera que la température du fluide de refroidissement augmente de façon linéaire et subdivisons cette longueur totale en tranches de 10cm chacune, dans lesquelles la température du fluide de refroidissement sera représentée par une valeur moyenne constante, comme montré sur la figure (V.16) ci-dessous.

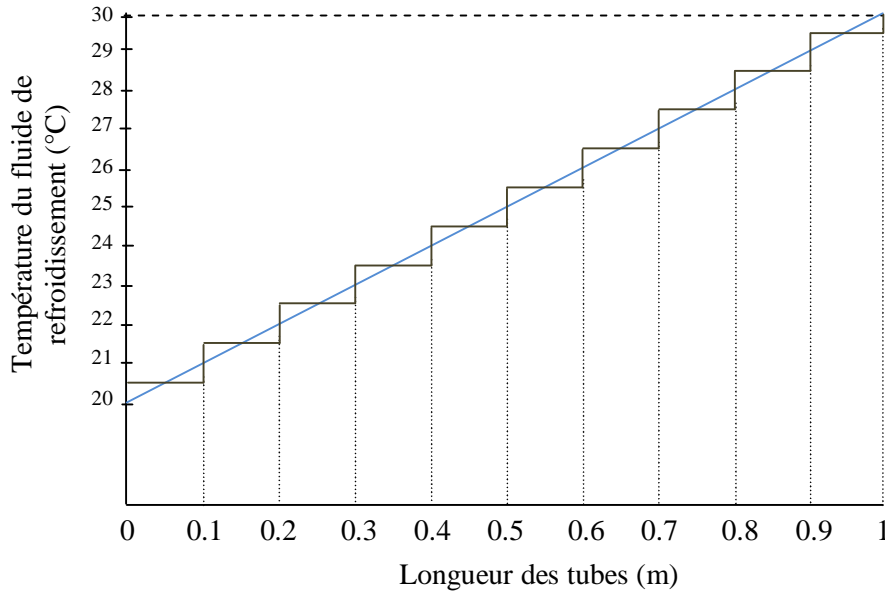


Fig. (V.16) : Variation de la température du fluide de refroidissement en fonction de la position longitudinale.

De cette manière, la procédure de calcul décrite dans les paragraphes précédents pourra être appliquée sur chaque tranche en modifiant juste la valeur de la température de la paroi T_s . On obtient ainsi, comme dans le cas ci-dessus, les propriétés thermodynamiques du gaz ainsi que le débit de condensat et sa température à la sortie de la batterie en fonction de la position longitudinale.

En procédant de la manière décrite tout au long de cette section, il est possible de dimensionner géométriquement un échangeur tubulaire pour condenser une quantité donnée d'eau, ou bien calculer la quantité de condensat pouvant être recueillie avec un condenseur de dimensions connues.

V.4.8 Résultats

V.4.8.1 Evolution des paramètres thermodynamiques et du débit de condensat à travers une batterie de tubes

Les résultats représentés par les courbes des figures (V.17) et (V.18) sont obtenus en fixant le nombre de nappes horizontales à 100. Les propriétés physiques moyennes du gaz

utilisées dans les calculs sont basées sur une température de gaz moyennée à travers les 100 nappes.

Sur la figure (V.17), on retrouve les courbes de la température du gaz (T_g), celle du condensat (T_f), celle de l'interface des échanges gaz-film (T_i) et celle de saturation correspondant à la pression partielle de vapeur dans le gaz (T_{sat}).

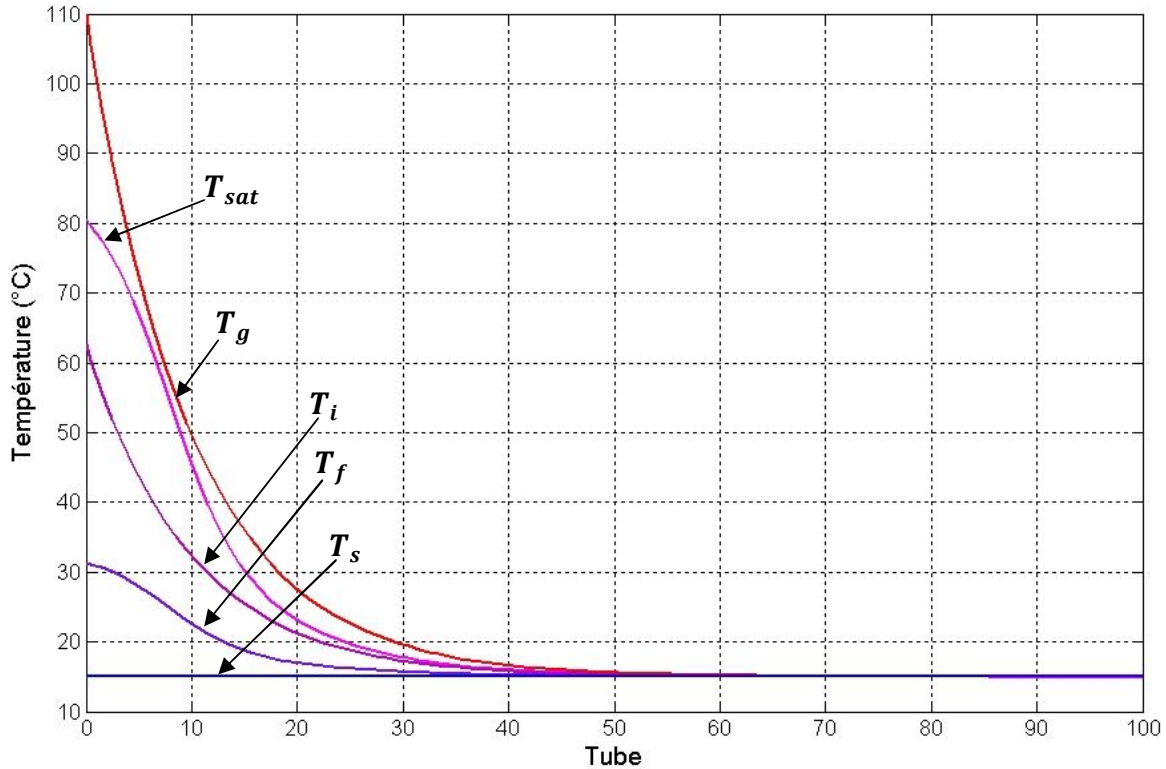


Fig. (V.17) : Evolution des températures du gaz et du condensat à travers les tubes de l'échangeur pour une température de refroidissement $T_s = 15^\circ\text{C}$ et un nombre de nappes $N_L = 100$.

Notons que la température du gaz demeure partout supérieure à la température de saturation, ce qui consolide notre hypothèse d'absence de condensation spontanée au sein du gaz. Ensuite, nous remarquons que la température de l'interface reste toujours inférieure à celle de saturation, et supérieure à celle du film, ce qui traduit le fait que les phénomènes de condensation s'établissent au sein d'une double couche d'épaisseurs (δ_g) du côté gaz et δ_f du côté liquide autour de l'interface.

Enfin, notons qu'au-delà d'un certain nombre de nappes, autour de 50, toutes les températures s'établissent à une valeur constante correspondant à la température de la paroi (T_s).

Sur la figure (V.18), où sont représentés le débit de condensat (\dot{m}_{cond}), le débit de vapeur (\dot{m}_v) et l'humidité spécifique du gaz (ω), nous remarquons que bien avant l'endroit où s'établit l'équilibre entre les différentes températures, la condensation devient insignifiante, soit à moins de 20 nappes.

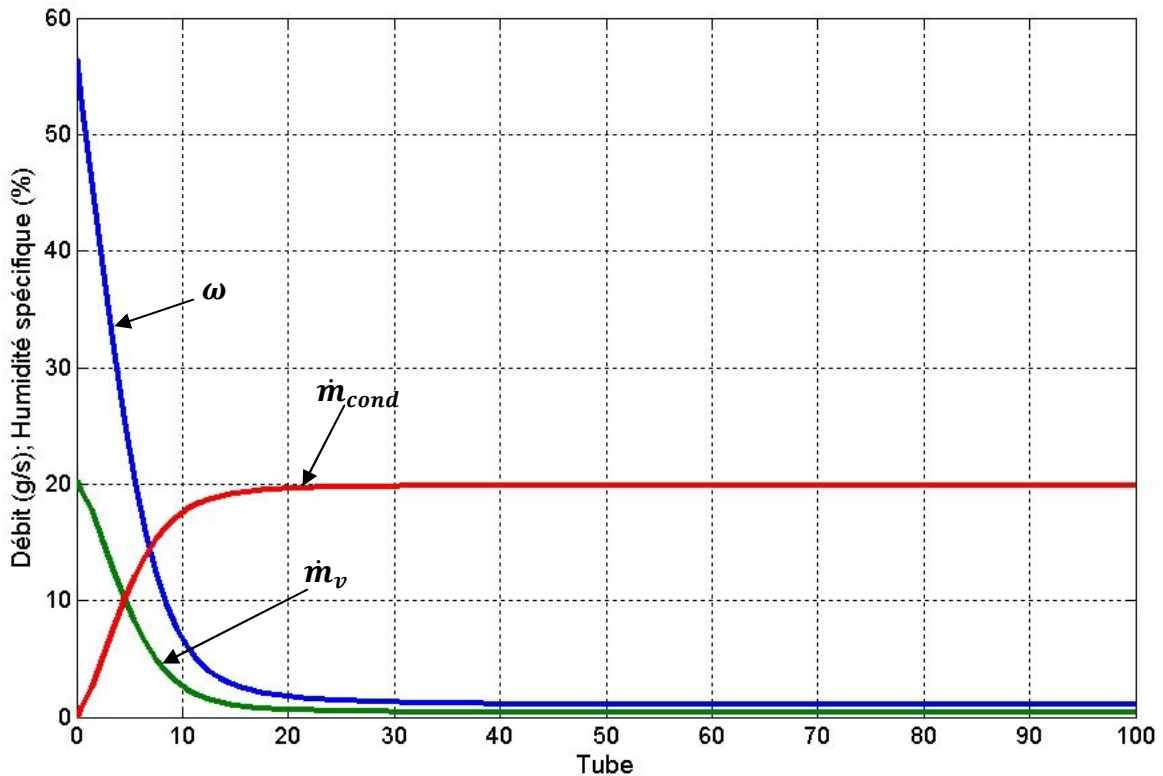


Fig. (V.18) : Evolution des débits de vapeur et du condensat ainsi que de l'humidité spécifique du gaz à travers les tubes de l'échangeur pour une température de refroidissement $T_s = 15^\circ\text{C}$ et pour un nombre de nappes $N_L = 100$.

Le principe de conservation de la masse de vapeur à travers l'échangeur se traduit ici par la symétrie des courbes du débit de condensat et de celui de la vapeur.

Ces calculs nous ont emmenés à introduire dans la procédure un test qui permet de maintenir l'humidité spécifique du gaz au-dessus de la valeur limite correspondant à des fumées issues d'une combustion sans injection de vapeur d'eau, soit à une valeur autour de 0.07. De cette façon, le nombre de nappes sera limité au stricte nécessaire et la mise à jour des propriétés physiques du gaz visant à les baser sur une température moyenne calculée à partir d'une température de sortie correspondant à un nombre de nappes plus réduit, conduit à des résultats plus précis. Ceci est illustré sur la figure (V.19) qui reprend les mêmes courbes d'évolution que sur les figures (V.17) et (V.18), mais avec la contrainte ($\omega_{out}^{N_L} < 0.07$) qui réduit le nombre de nappes à 10.

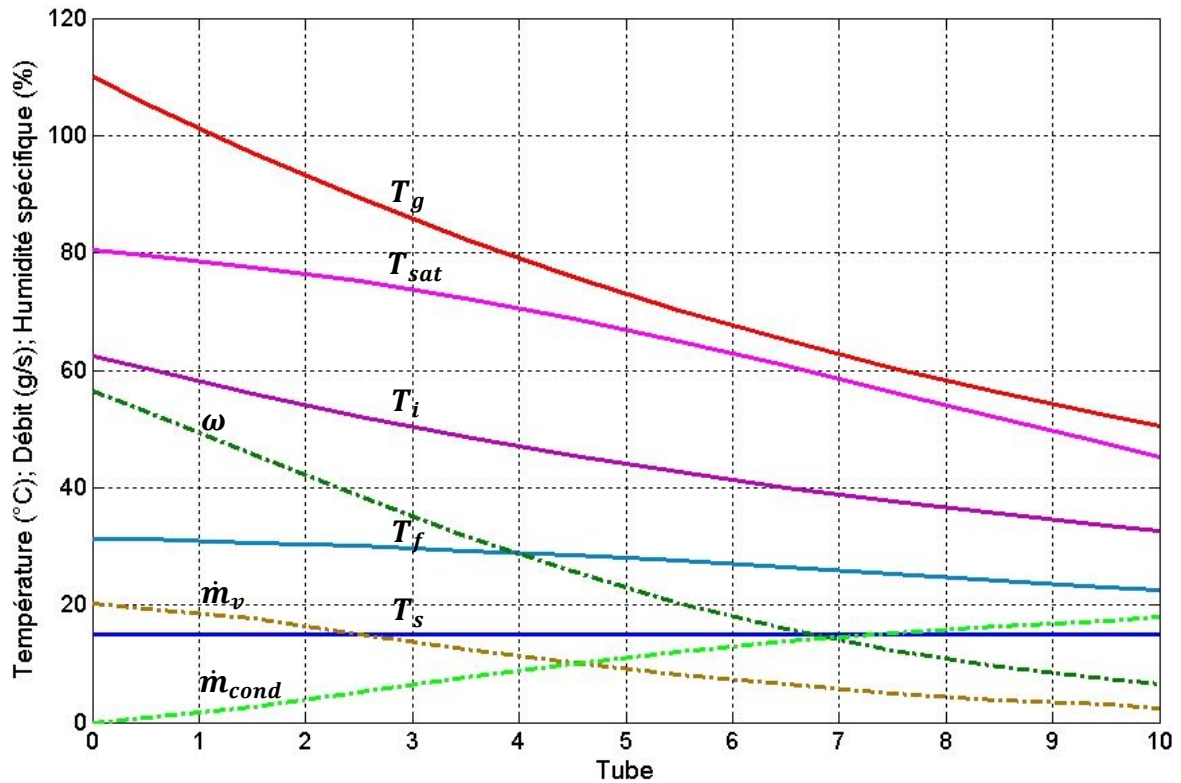


Fig. (V.19) : Evolution des températures, des débits et de l'humidité spécifique à travers les tubes pour une température de refroidissement de 15°C et une humidité spécifique à la sortie autour de $\omega_{out} = 0.07$.

Cette façon de procéder permettra de récupérer la totalité de l'eau injectée avec un condenseur de dimensions aussi réduites que possible.

V.4.8.2 Evolution des paramètres du gaz et du condensat à la sortie de l'échangeur suivant la longueur

La figure (V.20) représente, suivant la longueur des tubes, l'évolution des températures du gaz et du condensat ainsi que celle de l'humidité spécifique et du débit du condensat recueilli à la sortie de la batterie.

La température du fluide de refroidissement augmentant le long de l'échangeur, il est naturel que les températures du gaz et du condensat suivent cette augmentation, de même que l'humidité spécifique, tandis que le débit de condensat lui décroît à mesure que la température du fluide de refroidissement augmente le long des tubes. Cette situation suggère le recours à un condenseur constitué d'un empilement de plusieurs modules en longueur dont les tubes recevraient parallèlement et indépendamment le fluide de refroidissement à la même température et rejetteraient ce fluide à une température pas trop élevée. Ainsi, le fonctionnement du condenseur n'en sera que plus efficace.

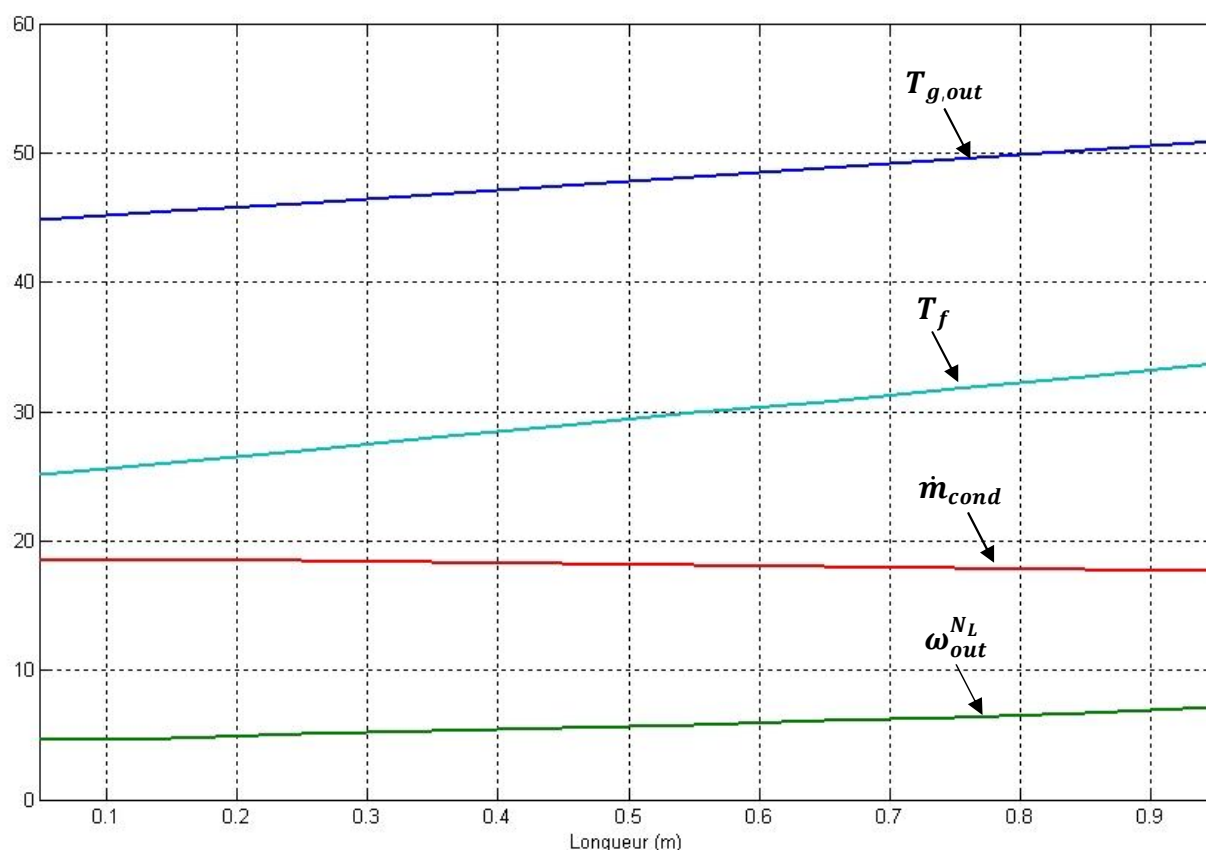


Fig. (V.20) : Evolution des températures du gaz et du condensat, de l'humidité spécifique à la sortie et du débit de condensat recueilli de l'échangeur en fonction de la position longitudinale pour 10 nappes de tubes.

A titre d'illustration, le module que nous venons de considérer dans cette étude aura les caractéristiques suivantes :

- Largeur : 20 tubes, soit 50 cm
- Hauteur : 13 nappes, soit 32.5 cm
- Longueur : 100 cm
- Débit de condensat recueilli : 0.182 kg/s \approx 11 litres/minute.

V.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté puis analysé le cycle LOTHECO en le comparant au cycle combiné traditionnel. Leur comparaison a mis en évidence le potentiel d'amélioration que représente le cycle LOTHECO par rapport au cycle combiné ; il permettrait ainsi un gain de puissance évalué à près de 44% et un gain de rendement autour de 27% ; tout cela grâce à la valorisation, rendue possible par l'humidification évaporative de l'air de combustion, d'une source d'énergie externe de basse température. Ensuite, nous nous sommes intéressés à l'analyse et la simulation des mécanismes de transfert de chaleur et de masse au sein d'un saturateur utilisé pour l'humidification et au sein d'un condenseur utilisé pour récupérer puis recycler l'eau, en déshumidifiant les fumées.

CONCLUSION

CONCLUSION GENERALE

Le concept de cycle thermodynamique à puissance maximale, qui corrige le concept idéal du cycle de Carnot en précisant que la succession des opérations qui aboutit à l'exécution du cycle dispose de ressources temporelles et matérielles finies, conduit à des résultats qui prévoient des températures de fluide de cycle relativement élevées au niveau de la source froide. Par ailleurs, les irréversibilités internes accroissent la quantité d'énergie qui devrait être évacuée vers cette source. Ce sont là deux arguments qui donnent à penser que les cycles conçus pour une puissance maximale présentent un potentiel intéressant pour la cogénération.

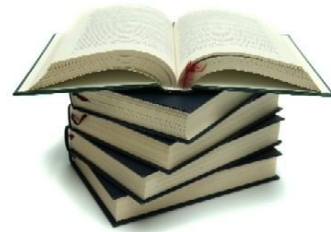
Dans l'analyse des cycles combinés, nous nous sommes fixés pour objectif d'optimiser le processus visant à récupérer l'énergie disponible dans les gaz d'échappement à la sortie de la turbine à gaz, en maximisant le rendement de récupération (η_r) qui est le produit de deux facteurs représentant des intérêts qui ne sont pas toujours conciliables : l'efficacité de la chaudière de récupération (ϵ) qui représente la fraction d'énergie récupérée des gaz relativement à un état d'équilibre de ces derniers avec le milieu ambiant et, le rendement du cycle à vapeur (η_v) qui représente la fraction de l'énergie récupérée que le cycle à vapeur a pu convertir en travail. Les paramètres les plus influents sur cette chaîne de récupération d'énergie – extraction d'exergie sont tout d'abord, la température des gaz d'échappement, indicateur de leur niveau exergétique, avec laquelle le rendement de la récupération croît de façon logiquement proportionnelle ; ensuite vient la pression de la vapeur dont la croissance favorise le rendement du cycle à vapeur mais pénalise l'efficacité de la chaudière, ce qui, dans ce cas, nous a conduit à rechercher un optimum qui maximise le rendement de la récupération. Lorsque la température des gaz d'échappement le permet, lorsqu'elle est suffisamment élevée, et si les fumées ne sont pas sulfureuses, le facteur limitatif pour le refroidissement de ces fumées n'est plus le point de rosée acide mais simplement le point de rosée, ce qui autorise dans ce cas un refroidissement poussé des fumées. Pour aboutir à ce résultat tout en garantissant un bon rendement exergétique, on a recours à des systèmes à plusieurs niveaux de pression ; ces systèmes sont toutefois de configuration complexe et actuellement on se limite à trois niveaux de pression. Dans ces systèmes, la haute pression améliore les performances exergétiques et les pressions MP et BP permettent d'adapter le schéma des échanges au sein de la chaudière de récupération afin de refroidir les fumées au maximum. Pour toute valeur de la pression HP, il existe un optimum correspondant à des valeurs bien définies de la pression BP (dans le cas d'un système à deux niveaux de pression) ou des pressions MP et BP (dans le cas d'un système à trois niveaux de pression). Notre analyse n'a pas révélé l'existence d'un optimum des optima, on a pu constater que le rendement de la récupération croît mais très légèrement avec la pression, une croissance qui n'a rien de comparable avec le taux de croissance

observé lorsqu'on passe à une configuration plus complexe en incrémentant d'un niveau de pression supplémentaire.

L'étude comparative du cycle LOTHECO avec le cycle combiné dans sa configuration classique a montré qu'il serait possible aujourd'hui de franchir une nouvelle étape qui permettrait de réaliser une croissance considérable dans les performances des systèmes de production d'énergie. En effet, alors que le rendement des cycles combinés semble atteindre une limite établie à 60 %, le cycle LOTHECO, par la valorisation de source d'énergie de niveau exergétique très modeste (dont on peut souvent disposer gratuitement), laisse prévoir des rendements au-dessus de 70 %. De plus, il se combinerait parfaitement au solaire thermique à faible concentration. Il est vrai cependant qu'il présente une configuration autrement plus complexe que celle du cycle combiné traditionnel, qu'il nécessite la maîtrise de la combustion en milieu fortement humide et que, l'eau étant une ressource dans certains cas aussi rare que l'énergie, il est indispensable de disposer de moyens très efficaces permettant de la récupérer par condensation des fumées en vue de la réutiliser indéfiniment en circuit fermé dans l'humidification de l'air.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE



-
- [1] **Ait-Ali M. A.** "Optimum endoreversible power cycle with a specified operating temperature range", *J. Appl. Phys.* 76(6), (1994), 3231-3236.
- [2] **Ait-Ali M. A.** "Maximum power and thermal efficiency of an irreversible power cycle", *J. Appl. Phys.* 78(7), (1995), 4313-4318.
- [3] **Angulo-Brown F.** "An ecological optimization criterion for finite-time heat engines", *J. Appl. Phys.* **69** (11), 1 June 1991, 7465-7469.
- [4] **Aramayo-Prudencio A.** "The analysis and design of saturators for power generation cycle : part 2- Heat and mass transfert". Proceeding of ASME Turbo Expo power of Land, sea and air. June 16-19, Atlanta, Georgia,USA. (2003).
- [5] **ASHRAE Handbook**—Fundamentals (SI) ; 2005.
- [6] **Bartlett Michael** "Developing Humidified Gas Turbine Cycles", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology Stockholm, Sweden, 2002.
- [7] **Bassily A M.** "Effects of evaporative inlet and after-cooling on the recuperated gas-turbine cycle" *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, No.18, 2001, pp.1875–90.
- [8] **Becker B., Schetter B.** "Gas turbines above 150 MW for integrated Coal Gasification combined cycle (IGCC)", *transaction of the ASME*, October 1992.
- [9] **Bejan A.** "Theory of heat transfer-irreversible power plants", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 6, (1988), 1211-1219.
- [10] **Bennour H.; AIT-ALI M. A.** "Cycle Conceptuel à Puissance Maximale Combiné au Dessalement" ; 13èmes Journées Internationales de Thermique ; Albi, France du 28 au 30 Août 2007.
- [11] **Boyce Meherwan P.** "Gas Turbine Engineering Handbook", ELSEVIER, Third Edition, 2006.

- [12] **Brun Klaus ; Kurz Rainer** "Gas Turbine Life Limiting Effects Of Inlet And Interstage Water Injection" Proceedings Of The Thirty-Fourth Turbomachinery Symposium, (2005).
- [13] **Casarosa C., Donatini F., Franco A.** "Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants", Energy 2004;29:389–414.
- [14] **Çengel Yunus A.** "Thermodynamics and Heat Transfer". Mc Graw Hill, 2nd Edition (2002).
- [15] **Curzon F.L.; Ahlborn B.** "Efficiency of a Carnot engine at maximum power", Journal of Applied Physics, 43, (1975). 22-24.
- [16] **Dalili Farnosh** "Humidification in Evaporative Power Cycles", Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology Stockholm, Sweden, 2003.
- [17] **Dechamps P.J.** "Advanced combined cycle alternatives with the latest gas turbines". Trans ASME, Journal of Engineering for Gas turbine and power, 1998;120:350–7.
- [18] **Edwards John E.** "Design and Rating Shell and Tube Heat Exchangers". Prepared by J.E.Edwards of P & I Design Ltd, Teesside, UK. (August 2008)
- [19] **Encyclopédie Universalis.** "Histoire des sciences et techniques".
- [20] **Finch H., PFOST H.** "Development potentiel of combined-cycle power plants with and without supplementary firing", ASME, Journal of Engineering for Gas turbine and power, October 1992, Vol 114/653.
- [21] **Franco A., Giannini N.** "Optimum thermal design of modular compact heat exchangers structure for heat recovery steam generators", Appl Therm Eng 2005;25:1293–313.
- [22] **Franco A., Russo A.** "Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters", Int J Thermal Sci 2002;41:843–59.
- [23] **Ganapathy V.** "Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators - Design, Applications, and Calculations", Ed. Marcel Dekker, 2003.
- [24] **Gicquel Renaud** "Systèmes Energétiques, Tome 2: Applications", Edition La presse de l'Ecole des Mines, Paris, 2001.
- [25] **Gordon J.M.** "On Optimized Solar-Driven Heat Engines" Solar Energy, Vol. 40, No. 5, 457-461, (1988).

- [26] **Haselbacher Hermann** "Performance of water/steam injected gas turbine power plants consisting of standard gas turbines and turbo expanders", Int. J. Energy Technology and Policy, Vol. 3, Nos. 1/2, 2005.
- [27] **Haselbacher H.; Fischer A. C.** "Turbomachines for Application in LOTHECO Power plants" TU Vienna, Institute of Thermal Turbomachines and Power plants Getreidemarkt 9, 1060 Vienna, Austria (2003).
- [28] **Heppenstall T.** "Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, 1998, , pp. 837-846.
- [29] **Horlock J.H.** "Advanced Gas Turbine Cycles", Pergamon Press. first Edition, 2003.
- [30] **Incropera, De Witt, Bergman, Lavine** "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", WILEY, 6th Edition (2004).
- [31] **Jonsson M. ; Yan J.** "Humidified gas turbines- a review of proposed and implemented cycles". Science direct Energy 30 1013–1078. (2005).
- [32] **Kakaras E., Doukelis A., Leithner R., Aronis N.** "Combined cycle power plant with integrated low temperature heat (LOTHECO)", Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1677–1686.
- [33] **Kehlhofer Rolf** "Combined cycles gas and steam turbine power plants". Ed PENNWELL, 1997.
- [34] **Korobitsyn M.A.**; "New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration, combined and integrated cycles."; Thèse ; Université de Twente Pays-Bas 1998.
- [35] **Ludwing Ernest E.** "Applied process design for chemical and petrochemical plants" Volum 2, Gulf Professional Publishing, Third Edition (2010).
- [36] **Mackowiak J.** "Fluid Dynamics of packed columns, chapter 2: Two phase flow and operating range". Springer Verlag (2010).
- [37] **Maria Pla Perujo aus Valencia** "Condensation of Water Vapor and Acid Mixtures From Exhaust Gases". Institut für Energietechnik ; Fachgebiet Energie-, Impuls- und Stofftransport ; zur Erlangung des akademischen Grades ; Berlin (2004).
- [38] **Miller James E.** "Review of water resources and desalination technologies". Sandia National Laboratories; SAND 2003-0800. (march 2003).
- [39] **Miller R. S. ; Harstad K.; Bellan J.** "Evaluation of Equilibrium and non-equilibrium Evaporation Models for many-droplet gas-liquid flow simulations". International Journal of Multiphase Flow, (1998).

- [40] **MIT Gas Turbine Laboratory.** "Early Gas Turbine History". Site web mit.edu.
- [41] **PERRY Robert H.; GREEN Don W.** "Perry's Chemical Engineers' Handbook". Mc Graw Hill., 7th Edition, (1999)
- [42] **Poullikkas A.** "An overview of current and future sustainable gas turbine technologies", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2005.
- [43] **Poullikkas A., Kellas A.** "The use of sustainable combined cycle technologies in Cyprus: A case study for the use of LOTHECO cycle" , Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004.
- [44] **RevueTECHNICA** N°64 mars 1938
- [45] **Rohsenow Warren M. ; Hartnett James P. ; Cho Young I.** "Handbook of Heat Transfer". Mc Graw Hill , 3rd Edition (1998).
- [46] **Schweizerischer ;** "The world's first industrial gas turbine set at Neuchâtel (1939)" Société Suisse des ingénieurs et architectes. An International Historic Mechanical Engineering Landmark, September 2, 1988, Neuchâtel, Switzerland
- [47] **SELVESTRI G.J.; BANNISTER R.L.; FUJIKAWA T.; HIZUME A.** "Optimisation of advanced steam condition power plants"; Journal of engineering for gas turbine and power; vol 114; October 1992; Transactions of the ASME.
- [48] **Sonntag R.E. ; Van Wylen G.J.** "Introduction to thermodynamics, classical and statistical" 3rd Edition.1991, John Wiley & Sons.
- [49] **Sullerey R.K., Agarwal Ankur** "Performance improvement of gas turbine cycles" Indian Institute of Technology, Kanpur, Uttar Pradesh, 208016.
- [50] **Valdes M., Rapun J.L.** "Optimization of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants", Appl Therm Eng 2001;21:1149–59.
- [51] **Van wylen G.J ; Sonntag R.E.** "Applied Thermodynamics". John Wiley & Sons Third Edition (1991).
- [52] **Zhen X.** "Experimental and theoretical studies on air humidification by a water spray at elevated pressure". Science direct. Applied Thermal Engineering 27 - 2549–2558. (2007).

ANNEXES

ANNEXE A : Procédures de calculs pour le chapitre IV et Données

A.1 Procédure de calcul pour un système à un seul niveau de pression avec boucle de préchauffage :

Données :

Composition des gaz : Pour simplifier, nous allons considérer la même composition pour tous les cas étudiés, en dépit du fait que la turbine adaptée à chaque cas ne soit pas la même. Cette composition servira surtout au calcul de la chaleur spécifique moyenne à travers le GVR. Nous prendrons la composition correspondant à une combustion complète, sans dissociation, du gaz naturel dans 235 % d'air théorique, ce choix est dicté par le fait qu'avec des taux de compression entre 15 et 20, on obtient à la sortie de la turbine des températures dans l'intervalle 520-580°C, que nous avons adopté dans cette analyse. La composition volumique des gaz sera donc : CO₂ (0.045) ; H₂O (0.083) ; N₂ (0.756) ; O₂ (0.116).

Température de rejet limite : La valeur de cette température étant dictée par le point de rosée acide et vu que le gaz naturel est quasiment dénué de soufre, nous prendrons la valeur de 70 °C.

Rendements isentropiques : Turbines (0.90) ; compresseurs et pompes (0.85).

Pincement : $\Delta T_p = 15$ °C ; **Approche :** $\Delta T_{ap} = 40$ °C ; **Température de condensation :** 45 °C ;

Température ambiante : 25 °C ;

Ces données seront utilisées dans tous les cas étudiés. La température T_4 (sortie TG) constitue un paramètre et sera choisie en fonction du cas considéré.

Calculs des températures des fumées, des propriétés thermodynamiques et des fractions massiques de la vapeur:

- Chaleur spécifique moyenne des gaz à travers le GVR : $\bar{c}_{pg}]_{T_{rejl\lim}}^{T_4}$.
- Température à l'entrée de la turbine à vapeur : $T_{14} = T_4 - \Delta T_{ap}$.

On fixe une valeur pour la pression de la vapeur, puis on effectue les opérations suivantes :

- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau, en particulier:
 - Température de saturation : $T_{12} = T_{13}$;
 - Enthalpie spécifique du liquide saturée dans l'évaporateur $h_{12} = h_f$;
 - Enthalpie h_{14} et entropie s_{14} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine.
- Température des gaz à la sortie de la zone "Evaporateur" : $T_6 = T_{12} + \Delta T_p$;
- Le bilan d'énergie de l'ensemble "Surchauffeur – Evaporateur" donne la masse de vapeur correspondant à un kilogramme de gaz :

$$Y = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f} = \frac{\bar{c}_{pg}]_{T_{rejl\lim}}^{T_4} (T_4 - T_6)}{(h_{14} - h_{12})}$$

- La pression au niveau du dégazeur sera choisie comme précédemment de telle façon que : $T_{18} = T_{rejl\lim}$, puis on procède à la lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau dans ces conditions.

- On calcule l'enthalpie spécifique de l'eau à l'entrée de l'économiseur :

$$h_{11} = h_{f18} + w_{p21}$$

- Le bilan d'énergie de l'économiseur nous permettra de calculer la température des gaz à l'entrée de la boucle de préchauffage :

$$T_7 = T_6 - Y \cdot \frac{(h_{12} - h_{11})}{\bar{c}_{pg} T_{rejl\dot{m}}^4}$$

- Au niveau de l'évaporateur BP, on choisit pour la pression une valeur correspondant à une température de saturation légèrement supérieure à T_{11} et on procède à la lecture des propriétés thermodynamiques correspondantes

- Le bilan d'énergie du dégazeur permet alors de calculer la quantité de vapeur qui circulera dans la boucle de préchauffage:

$$\dot{Y} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_f} = Y \cdot \frac{(h_{f18} + w_{p21}) - (h_{f16} + w_{p17})}{h_{g22} - (h_{f18} + w_{p20})}$$

- Le bilan du ballon BP (boucle de préchauffage) permettra maintenant de calculer la température de rejet des gaz à la cheminée :

$$T_8 = T_7 - Y' \cdot \frac{h_{10} - h_9}{\bar{c}_{pg} T_{rejl\dot{m}}^4}$$

- Au niveau du condenseur, on procède exactement même que pour le système sans boucle de préchauffage :

- Lecture des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau à la température de condensation (T_{15}), puis on calcule successivement :

$$- x_{15s} = \frac{s_{14} - s_f}{s_{fg}} ;$$

$$- h_{15s} = h_f + x_{15s} h_{fg} ;$$

$$- h_{15} = h_{14} - \eta_{it} (h_{14} - h_{15s}) ;$$

$$- x_{15} = \frac{h_{15} - h_f}{h_{fg}} ;$$

Calcul des performances du système :

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_0}$$

$$W_{TAV} = Y (h_{14} - h_{15})$$

$$Q_{TAV} = Y (h_{14} - h_{11}) + Y' (h_{10} - h_9)$$

$$\eta_v = \frac{W_{TAV}}{Q_{TAV}}$$

$$\eta_r = \varepsilon \cdot \eta_v$$

La procédure itérative se fera comme pour le cas sans boucle de préchauffage.

A.2 Procédure de calcul pour un système à deux niveaux de pression avec boucle de préchauffage :

Données :

Les mêmes que dans le cas du système à un seul niveau de pression, toutefois seul le pincement BP sera donné, le pincement HP sera quant à lui calculé dans la procédure

Calculs des températures des fumées, des propriétés thermodynamiques et des fractions massiques de la vapeur:

- Chaleur spécifique moyenne des gaz à travers le GVR : $\bar{C}_{pg}]_{T_{rejl\text{im}}}^{T_4}$.
- Température de la vapeur à l'entrée de la turbine HP : $T_{ah} = T_4 - \Delta T_{ap}$.

On fixe une valeur pour la pression de la vapeur HP, puis on effectue les opérations suivantes :

- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau, en particulier:
 - Température de saturation au niveau du ballon HP: T_{sath} ;
 - Enthalpie spécifique du liquide saturée dans l'évaporateur h_{fh} ;
 - Enthalpie h_{ah} et entropie s_{ah} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine.
- On fixe une valeur pour la pression de la vapeur BP puis on effectue les lectures suivantes à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau :
 - Température de saturation au niveau du ballon BP : T_{satb} ;
 - Enthalpie spécifique h_{fb} et entropie spécifique s_{fb} du liquide saturé au niveau de l'évaporateur BP ;
 - Enthalpie spécifique h_{gb} et entropie spécifique s_{gb} de la vapeur saturée au niveau de l'évaporateur BP ;
 - Enthalpie spécifique h_{ab} et entropie spécifique s_{ab} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine BP.
- On calcule l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine HP en procédant exactement de la même manière que pour les cas de la chaudière à un seul niveau de pression :
 - $x_{mixs} = \frac{s_{ah} - s_{fb}}{s_{f gb}}$
 - Test : si $x_{mixs} < 1$, alors $T_{mixs} = T_{satb}$; on a alors : $h_{mixs} = h_{fb} + x_{mixs} h_{f gb}$; sinon on détermine h_{mixs} et T_{mixs} à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée.
 - On calcule ensuite l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine HP en faisant appel au rendement isentropique de la turbine : $h_{mix} = h_{ah} - \eta_{it}(h_{ah} - h_{mixs})$

- Test : si $h_{mix} < h_{gb}$ alors $T_{mix} = T_{satb}$ et $x_{mix} = \frac{h_{mix} - h_{fb}}{h_{fgb}}$ sinon, comme pour T_{mixs} , on détermine T_{mix} à partir des tables des propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau surchauffée.
- De même, on procède au calcul de l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine BP, en veillant à ce que le titre ne soit pas inférieur à 90%
 - $x_{ds} = \frac{s_{ab} - s_{fc}}{s_{fgc}}$
 - test: si $x_{ds} < 0.9$ alors on pose $x_{ds} = 0.9$ et on corrige la valeur l'entropie s_{ab} qui devient : $s_{ab} = s_{fc} + 0.9s_{fgc}$; ensuite à partir des tables de la vapeur surchauffée, on procède à la lecture des valeurs corrigées de h_{ab} et T_{ab} ;
 - On calcule ensuite : $h_{ds} = h_{fc} + x_{ds}h_{fgc}$
puis $h_d = h_{ab} - \eta_{it}(h_{ab} - h_{ds})$ et finalement $x_d = \frac{h_d - h_{fc}}{h_{fgc}}$
- Lecture des propriétés thermodynamiques au point (e) correspondant à l'endroit du surchauffeur BP où la température de la vapeur atteint exactement une valeur égale à T_{sath}
 - Température des gaz au pincement BP : $T_6 = T_{satb} + \Delta T_{pb}$;
 - Pour les mêmes raisons que dans les cas des systèmes à un seul niveau de pression, on choisit au niveau du dégazeur une température égale à celle de rosée des fumées et au niveau du ballon (22) de la boucle de préchauffage une température légèrement supérieure (de pas plus de 10 °C) et on procède à la lecture des propriétés de la vapeur dans ces conditions ;
 - Le bilan d'énergie du dégazeur permet alors de calculer le débit d'eau dans la boucle de préchauffage nécessaire pour satisfaire ces conditions opératoires : $\dot{m}_k = \frac{(h_{f18} + w_{p21}) - (h_{f16} + w_{p17})}{h_{g22} - (h_{f18} + w_{p20})}$
 - On fait varier la fraction du débit de vapeur du circuit BP, soit \dot{m}_b de 0.1 à 0.4 avec un pas de 0.1 et, pour chaque valeur de cette fraction, on calcule la quantité de chaleur reçue par le cycle à vapeur, sans tenir compte de la boucle de préchauffage, par kg de vapeur subissant la détente dans la turbine BP :

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_b [h_{mix} - (h_{f18} + w_{p21})] + \dot{m}_h [h_{ah} - (h_{f18} + w_{p21} + w_{p24})] + (\dot{m}_h + \dot{m}_b = 1)(h_{ab} - h_{mix})$$
 - Calcul de la température des gaz à l'entrée de la boucle de préchauffage : pour ce faire, introduisons Q_1 , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à T_{satb} : $Q_1 = \frac{h_4 - h_6}{h_4 - h_7} = \frac{\dot{Q}_v - \dot{m}_b [h_{fb} - (h_{f18} + w_{p21})] - \dot{m}_h [h_{fb} - (h_{f18} + w_{p21} + w_{p24})]}{\dot{Q}_v}$
A partir de cette expression, on a la température des gaz à l'entrée de la boucle de préchauffage : $T_7 = T_4 - \frac{T_4 - T_6}{Q_1}$;
 - Calcul de la température du gaz au pincement HP : on introduit d'abord comme ci-dessus Q_2 , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales ou supérieures à T_{sath} :

- $T_{sath} > T_{mix}$

$$Q_2 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_7} = \frac{\dot{m}_h [h_{ah} - h_{fh}] + [h_{ab} - h_e]}{\dot{Q}_v}$$
- $T_{sath} \leq T_{mix}$

$$Q_2 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_7} = \frac{\dot{m}_h [h_{ah} - h_{fh}] + [h_{ab} - h_{mix}] + \dot{m}_b [h_{mix} - h_e]}{\dot{Q}_v}$$

On a alors la température des gaz au pincement HP :

$$T_5 = T_4 - Q_2(T_4 - T_7)$$

- Différence de température au pincement HP : $\Delta T_{ph} = T_5 - T_{sath}$
 (on retiendra les résultats correspondant à la valeur de \dot{m}_b qui minimise ce pincement sans que sa valeur ne soit inférieure à 10°C).
- Calcul de la température de rejet des gaz T_8 : introduisons Q_3 , fraction d'énergie reçue par la vapeur à l'exception de celle mise en jeu dans la boucle de préchauffage :

$$Q_3 = \frac{h_4 - h_7}{h_4 - h_8} = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{Q}_v + \dot{m}_k [h_{10} - h_9]}$$

$$D'où, on a comme précédemment : T_8 = T_4 - \frac{(T_4 - T_7)}{Q_3}$$

- La masse de vapeur générée à partir d'un kg de gaz et mesurée à l'entrée de la turbine BP est obtenue grâce au bilan d'énergie de l'ensemble de la chaudière :

$$Y = \frac{\bar{c}_{pg} l_{T_{rejlim}}^{T_4} (T_4 - T_8)}{\dot{Q}_v + \dot{m}_k (h_{10} - h_9)} \quad (\text{il pourrait être utile de rappeler ici que } (h_{10} - h_9) = h_{fg22})$$

Calcul des performances du système :

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_8}{T_4 - T_0}$$

$$W_{TAV} = Y [m_h (h_{ah} - h_{mix}) + (h_{ab} - h_d)]$$

$$Q_{TAV} = Y [Q_v + m_k (h_{10} - h_9)]$$

$$\eta_v = \frac{W_{TAV}}{Q_{TAV}}$$

$$\eta_r = \varepsilon \cdot \eta_v$$

Pour chaque valeur de la pression P_h , qu'on incrémente de 0.1 MPa à chaque étape en allant de 4 MPa jusqu'à 15 MPa, nous ne retiendrons que la valeur de P_b qui maximise le rendement de la récupération ainsi que les résultats qui correspondent à cette valeur.

A.3 Procédure de calcul pour un système à trois niveaux de pression avec boucle de préchauffage :

Données :

Les mêmes que dans le cas du système à un seul niveau de pression, toutefois seul le pincement BP sera donné, les pincements MP et HP seront quant à eux calculés au cours de la procédure

Calculs des températures des fumées, des propriétés thermodynamiques et des fractions massiques de la vapeur:

- Chaleur spécifique moyenne des gaz à travers le GVR : $\bar{C}_{pg}]_{T_{rejl\text{im}}}^{T_4}$.
- Température de la vapeur à l'entrée de la turbine HP : $T_{ah} = T_4 - \Delta T_{ap}$.

On fixe une valeur pour la pression de la vapeur HP (qu'on fera varier de 10 à 15 MPa en incrémentant à chaque fois de 0.1 MPa), puis on effectue les opérations suivantes :

- Lecture des caractéristiques de la vapeur à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau, en particulier:
 - Température de saturation au niveau du ballon HP: $T_{sat h}$;
 - Enthalpie spécifique du liquide saturé dans l'évaporateur h_{fh} ;
 - Enthalpie h_{ah} et entropie s_{ah} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine HP.
- On fixe une valeur pour la pression de la vapeur MP (qu'on incrémentera de 0.1 MPa à partir de 2 MPa jusqu'à 4 MPa) puis on effectue les lectures suivantes à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau :
 - Température de saturation au niveau du ballon MP: $T_{sat m}$;
 - Enthalpie et entropie spécifiques du liquide saturé dans l'évaporateur MP h_{fm} et s_{fm} ;
 - Enthalpie et entropie spécifiques de la vapeur saturée dans l'évaporateur MP h_{gm} et s_{gm} ;
 - Enthalpie h_{am} et entropie s_{am} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine MP
- On fixe une valeur pour la pression de la vapeur BP (qu'on incrémentera de 0.1 MPa à partir de 0.25 MPa jusqu'à 1.5 MPa) puis on effectue les lectures suivantes à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau :
 - Température de saturation au niveau du ballon BP : $T_{sat b}$;
 - Enthalpie spécifique h_{fb} et entropie spécifique s_{fb} du liquide saturé au niveau de l'évaporateur BP ;
 - Enthalpie spécifique h_{gb} et entropie spécifique s_{gb} de la vapeur saturée au niveau de l'évaporateur BP ;
 - Enthalpie spécifique h_{ab} et entropie spécifique s_{ab} de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine BP.
- On calcule l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine HP en procédant exactement de la même manière que pour les cas précédents :

- $x_{mix1s} = \frac{s_{ah} - s_{fm}}{s_{fgm}}$
- Test : si $x_{mix1s} < 1$, alors $T_{mix1s} = T_{satm}$; on a alors : $h_{mix1s} = h_{fm} + x_{mix1s}h_{fgm}$; sinon on détermine h_{mix1s} et T_{mix1s} à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée.
- On calcule ensuite l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine HP en faisant appel au rendement isentropique de la turbine : $h_{mix1} = h_{ah} - \eta_{it}(h_{ah} - h_{mix1s})$
- Test : si $h_{mix1} < h_{gm}$ alors $T_{mix1} = T_{satm}$ et $x_{mix1} = \frac{h_{mix1} - h_{fm}}{h_{fgm}}$ sinon, comme pour T_{mix1s} , on détermine T_{mix1} à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau surchauffée.
- De même, on procède au calcul de l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine MP :
 - $x_{mix2s} = \frac{s_{am} - s_{fb}}{s_{fgb}}$
 - Test : si $x_{mix2s} < 1$, alors $T_{mix2s} = T_{satb}$; on a alors : $h_{mix2s} = h_{fb} + x_{mix2s}h_{fgb}$; sinon on détermine h_{mix2s} et T_{mix2s} à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée.
 - On calcule ensuite : $h_{mix2} = h_{am} - \eta_{it}(h_{am} - h_{mix2s})$
 - Test : si $h_{mix2} < h_{gb}$ alors $T_{mix2} = T_{satb}$ et $x_{mix2} = \frac{h_{mix2} - h_{fb}}{h_{fgb}}$ sinon, comme pour T_{mix2s} , on détermine T_{mix2} à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau surchauffée.
 - Avec les valeurs de P_b et T_{mix2} on procède à la lecture de l'enthalpie spécifique h_{mix2} et de l'entropie spécifique s_{mix2} à l'entrée de la turbine BP ;
 - On procède à présent au calcul de l'enthalpie spécifique de la vapeur à la sortie de la turbine BP, en veillant à ce que le titre ne soit pas inférieur à 90%
 - $x_{ds} = \frac{s_{mix2} - s_{fc}}{s_{fgc}}$
 - test: si $x_{ds} < 0.9$ alors on pose $x_{ds} = 0.9$ et on corrige la valeur de l'entropie à l'entrée de la turbine BP qui devient : $s_{ab} = s_{fc} + 0.9s_{fgc}$; ensuite à partir des tables de la vapeur surchauffée, on procède à la lecture des valeurs corrigées de h_{ab} et T_{ab} (dans ce cas, le surchauffeur BP doit amener la vapeur dans un état b tel que le mélange avec la vapeur provenant de la turbine MP à l'état mix2 conduise aux conditions ab d'entrée dans la turbine BP; le bilan d'énergie du processus de mélange permet de calculer l'enthalpie spécifique au point b : $h_b = \frac{h_{ab} - (1 - m_b)h_{mix2}}{m_b}$, ce qui définit ce point puisqu'on y connaît déjà la pression)
 - On calcule ensuite : $h_{ds} = h_{fc} + x_{ds}h_{fgc}$
puis $h_d = h_{ab} - \eta_{it}(h_{ab} - h_{ds})$ et finalement $x_d = \frac{h_d - h_{fc}}{h_{fgc}}$

- Lecture des propriétés thermodynamiques au point (e1) correspondant à l'endroit du surchauffeur MP où la température de la vapeur atteint exactement une valeur égale à $T_{sat h}$
- Lecture des propriétés thermodynamiques au point (e2) correspondant à l'endroit du surchauffeur BP où la température de la vapeur atteint exactement une valeur égale à $T_{sat m}$
- Température des gaz au pincement BP : $T_9 = T_{sat b} + \Delta T_{pb}$;
- On choisit au niveau du dégazeur une température égale à celle de rosée des fumées et au niveau du ballon (22) de la boucle de préchauffage une température légèrement supérieure (de pas plus de 10 °C) et on procède à la lecture des propriétés de la vapeur dans ces conditions ;
- Le bilan d'énergie du dégazeur permet alors de calculer le débit d'eau dans la boucle de préchauffage nécessaire pour satisfaire ces conditions

$$\text{opératoires : } m_k = \frac{(h_{f18} + w_{p21}) - (h_{f16} + w_{p17})}{h_{g22} - (h_{f18} + w_{p20})}$$

- On fait varier la fraction de vapeur du circuit BP, soit m_b de 0.08 à 0.25 avec un pas de 0.01 et, puis pour chaque valeur de m_b on fera varier également de la même manière la fraction de vapeur m_i du circuit MP. Pour chaque combinaison de valeurs (m_b, m_i), on calcule la quantité de chaleur reçue par le cycle à vapeur, sans tenir compte de la boucle de préchauffage, par kg de vapeur subissant la détente dans la turbine BP :

$$Q_v = [h_{fb} - (h_{f18} + w_{p21})] + m_b(h_b - h_{fb}) \\ + m_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (m_i + m_h)[h_{fm} - (h_{fb} + w_{p24})] \\ + m_h[h_{ah} - (h_{fm} + w_{p25})] + (m_i + m_h)(h_{am} - h_{mix1})$$

- Calcul de la température des gaz à l'entrée de la boucle de préchauffage : pour ce faire, introduisons Q_1 , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales et supérieures à

$$T_{sat b} : Q_1 = \frac{h_4 - h_9}{h_4 - h_{10}} = \frac{\dot{Q}_v - [h_{fb} - (h_{f18} + w_{p21})]}{\dot{Q}_v}$$

A partir de cette expression, on a la température des gaz à l'entrée de la boucle de préchauffage : $T_{10} = T_4 - \frac{T_4 - T_9}{Q_1}$;

- Calcul de la température du gaz au pincement MP : on introduit d'abord comme ci-dessus Q_2 , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales ou supérieures à $T_{sat m}$:

$$\bullet \quad T_{sat m} > T_{mix2} \\ Q_2 = \frac{h_4 - h_7}{h_4 - h_{10}} = \frac{m_h(h_{ah} - h_{fm}) + m_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (m_h + m_i)(h_{am} - h_{mix1})}{\dot{Q}_v}$$

$$\bullet \quad T_{sat m} \leq T_{mix2} \\ Q_2 = \frac{h_4 - h_7}{h_4 - h_{10}} \\ = \frac{m_h(h_{ah} - h_{fm}) + m_i(h_{mix1} - h_{fm}) + (m_h + m_i)(h_{am} - h_{mix1}) + m_b(h_b - h_{e2})}{\dot{Q}_v}$$

On a alors la température des gaz au pincement MP :

$$T_7 = T_4 - Q_2(T_4 - T_{10})$$

et la différence de température au pincement MP :

$$\Delta T_{pm} = T_7 - T_{sat m}$$

- Calcul de la température du gaz au pincement HP : on introduit Q_3 , fraction d'énergie consommée par la vapeur à des températures égales ou supérieures à T_{sath} :

$$\bullet \quad T_{sath} > T_{mix1}$$

$$Q_3 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{10}} = \frac{m_h(h_{ah} - h_{fh}) + (m_h + m_i)(h_{am} - h_{e1})}{Q_v}$$

$$\bullet \quad T_{sath} \leq T_{mix1}$$

$$Q_3 = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{10}} = \frac{m_h(h_{ah} - h_{fh}) + (m_h + m_i)(h_{am} - h_{mix1}) + m_i(h_{mix1} - h_{e1})}{Q_v}$$

On a alors la température des gaz au pincement HP :

$$T_5 = T_4 - Q_3(T_4 - T_{10})$$

et la différence de température au pincement HP :

$$\Delta T_{ph} = T_5 - T_{sath}$$

- Ces calculs seront exécutés pour toutes les combinaisons des fractions m_b et m_i et on ne retiendra que les résultats correspondants au minimum du pincement HP sans que sa valeur ni celle du pincement MP ne soient inférieures à 10°C.
- Calcul de la température de rejet des gaz T_{11} : introduisons Q_4 , fraction d'énergie reçue par la vapeur à l'exception de celle mise en jeu dans la boucle de préchauffage :

$$Q_4 = \frac{h_4 - h_{10}}{h_4 - h_{11}} = \frac{Q_v}{Q_v + \dot{m}_k[h_{13} - h_{12}]}$$

$$D'où, on a comme précédemment : T_{11} = T_4 - \frac{(T_4 - T_{10})}{Q_4}$$

- La masse de vapeur générée à partir d'un kg de gaz et mesurée à l'entrée de la turbine BP est obtenue grâce au bilan d'énergie de l'ensemble de la chaudière :

$$Y = \frac{\bar{c}_{pg} T_{rejlim}^{T_4} (T_4 - T_{11})}{Q_v + m_k(h_{13} - h_{12})} \text{ (il pourrait être utile de rappeler ici que } (h_{13} - h_{12}) = h_{fg22} \text{)}$$

Calcul des performances du système :

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_{11}}{T_4 - T_0}$$

$$W_{TAV} = Y[m_h(h_{ah} - h_{mix1}) + (m_h + m_i)(h_{am} - h_{mix2}) + (h_{ab} - h_d)]$$

$$Q_{TAV} = Y[Q_v + m_k(h_{13} - h_{12})]$$

$$\eta_v = \frac{W_{TAV}}{Q_{TAV}}$$

$$\eta_r = \varepsilon \cdot \eta_v$$

Pour chaque valeur de la pression P_h , qu'on incrémente de 0.1 MPa à chaque étape en allant de 10 MPa jusqu'à 15 MPa, nous ne retiendrons que la valeur de P_b qui maximise le rendement de la récupération ainsi que les résultats qui correspondent à cette valeur.

Tableau A.1 : Composition moyenne du gaz naturel utilisée dans les calculs de combustion du chapitre V [Documentation interne du complexe GL1-K Skikda]

Constituants	Formule	Composition molaire (%)	Composition massique (%)	Enthalpie de formation \bar{h}_f° (kJ/kmol)
Azote	N_2	0.75	1.14	0
Dioxyde de carbone	CO_2	2.10	5.02	-393522
Méthane	CH_4	85.99	74.73	-74873
Ethane	C_2H_6	9.98	16.26	-84667
Propane	C_3H_8	1.11	2.65	-103847
Isobutane	$i C_4H_{10}$	0.04	0.12	-208447
n-butane	$n C_4H_{10}$	0.03	0.08	-208447

ANNEXE B : Propriétés physiques des fluides pour les sections V.3 et V.4

B.1 Propriétés de la phase liquide

Comme les propriétés physiques de la phase liquide varient très peu dans le domaine de température considéré, nous allons utiliser des valeurs constantes pour les propriétés suivantes :

Masse volumique : $\rho_w = 997 \text{ kg/m}^3$; Chaleur spécifique : $C_{pw} = 4184 \text{ J/Kg K}$;

Viscosité dynamique : $\mu_w = 10^{-3} \text{ Pa.s}$; Conductivité thermique : $\lambda_w = 0.6531 \text{ W/m K}$.

B.2 Propriétés physiques du gaz

Toutes les propriétés physiques de la phase gazeuse ont été évaluées à partir de celles de l'air sec et de la vapeur d'eau, dont la dépendance de la température a été prise en compte sauf pour le coefficient de diffusion de la vapeur dans l'air pour lequel une valeur constante ($26 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) a été retenue. Les corrélations servant aux calculs des propriétés physiques de l'air sec et de la vapeur d'eau sont [39] :

B.2.1 Pour l'air sec :

$$\bar{\mu}_a = 6.109 \times 10^{-6} + 4.604 \times 10^{-8} \cdot \bar{T}_g - 1.051 \times 10^{-11} \cdot \bar{T}_g^2$$

$$\bar{\lambda}_a = 3.227 \times 10^{-3} + 8.3894 \times 10^{-5} \cdot \bar{T}_g - 1.9858 \times 10^{-8} \cdot \bar{T}_g^2$$

$$\bar{Pr}_a = 0.815 - 4.958 \times 10^{-4} \cdot \bar{T}_g + 4.514 \times 10^{-7} \cdot \bar{T}_g^2$$

B.2.2 Pour la vapeur d'eau :

$$\bar{\mu}_v = 4.07 \times 10^{-8} \cdot \bar{T}_g - 6.109 \times 10^{-6}$$

$$\bar{\lambda}_v = 1.024 \times 10^{-2} - 8.21 \times 10^{-6} \cdot \bar{T}_g + 1.41 \times 10^{-7} \cdot \bar{T}_g^2 - 4.51 \times 10^{-11} \cdot \bar{T}_g^3$$

$$\bar{C}_{pv} = 8137 - 37.34 \cdot \bar{T}_g + 0.07482 \cdot \bar{T}_g^2 - 4.956 \times 10^{-5} \cdot \bar{T}_g^3$$

$$h_{fg} = 2.257 \times 10^6 + 2.595 \times 10^3 (373.15 - T)$$

$$Pr_v = \frac{\bar{C}_{pv} \cdot \bar{\mu}_v}{\bar{\lambda}_v}$$

B.2.3 L'air humide

L'air humide est considéré quant à lui comme un mélange de deux gaz parfaits, l'air sec et la vapeur d'eau, même si la pression de 7 bars que nous avons utilisée est un peu élevée [16]. Ainsi, les propriétés thermodynamiques du gaz (air humide) se calculent comme suit :

Pression partielle de la vapeur :

$$P_v = \frac{P \cdot \omega}{\omega + 0.622}$$

Humidité relative :	$\varphi = \frac{P_v}{P_{sat}}$
Fraction massique de vapeur :	$Y = \frac{\omega}{1+\omega}$
Fraction molaire de vapeur :	$X = \frac{\omega/M_w}{1/M_a + \omega/M_w}$
Pression partielle de l'air sec :	$P_a = P - P_v$
Masse volumique partielle d'air sec :	$\rho_a = \frac{M_a \cdot P_a}{R \cdot \bar{T}_g}$
Masse volumique partielle de vapeur :	$\rho_v = \frac{M_w \cdot P_v}{R \cdot \bar{T}_g}$
Masse volumique apparente du gaz :	$\bar{\rho}_g = \frac{M_g \cdot P}{R \cdot \bar{T}_g}$
Chaleur spécifique du gaz :	$\bar{C}_{p_g} = Y \bar{C}_{p_v} + (1 - Y) \bar{C}_{p_a}$
Masse molaire apparente du gaz :	$M_g = X M_w + (1 - X) M_a$

En ce qui concerne la conductivité thermique et la viscosité du gaz, Miller [39] recommande pour les mélanges binaires, la relation empirique de Wilke, qui permet d'écrire :

$$\bar{\Phi} = \frac{X \cdot \Phi_v}{X + (1 - X) \Omega_{va}} + \frac{(1 - X) \cdot \Phi_a}{X \Omega_{av} + (1 - X)}$$

Avec :

$$\Omega_{va} = \frac{\left\{ 1 + \left(\frac{\Phi_v}{\Phi_a} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_a}{M_w} \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^2}{\left\{ 8 \cdot \left(1 + \frac{M_w}{M_a} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad \text{et} \quad \Omega_{av} = \frac{\left\{ 1 + \left(\frac{\Phi_a}{\Phi_v} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{M_w}{M_a} \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^2}{\left\{ 8 \cdot \left(1 + \frac{M_a}{M_w} \right) \right\}^{\frac{1}{2}}}$$

Où Φ peut prendre la valeur de λ ou de μ .

Hyland et Wexler (HW) ont élaboré un modèle de comportement plus précis pour les mélanges d'air et de vapeur d'eau à des pressions et des teneurs de l'air en vapeur d'eau relativement élevées.

Dalili [16] et Zhen Xu et al.[52] présentent les corrections qu'il faut apporter à l'enthalpie et à l'humidité spécifique évaluées à l'aide des lois de Dalton pour les mélanges de gaz parfaits pour avoir la précision du modèle de HW (Figures B.1 et B.2).

D'après la figure (B.1), on voit très bien que l'écart entre les enthalpies de saturation calculées par le modèle de HW et celui de Dalton est négligeable. Par ailleurs, d'après la figure (B.3), qui donne le pourcentage d'écart entre l'humidité spécifique selon HW et le modèle des mélanges de gaz parfaits de Dalton, nous voyons très bien que pour des pressions inférieures à 10 bars et des températures en dessous de 90°C, la valeur de cet écart n'excède pas 3%.

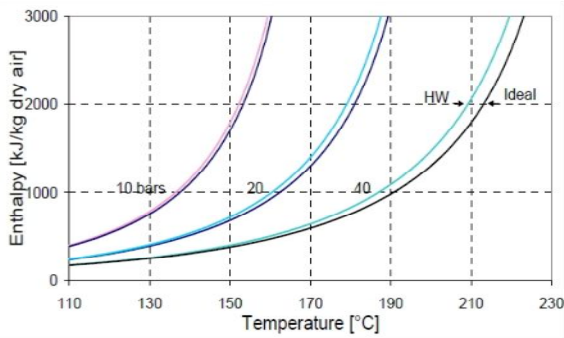


Fig.(B.1) : Enthalpies de saturation d'après le modèle de HW et celui de Dalton [16]

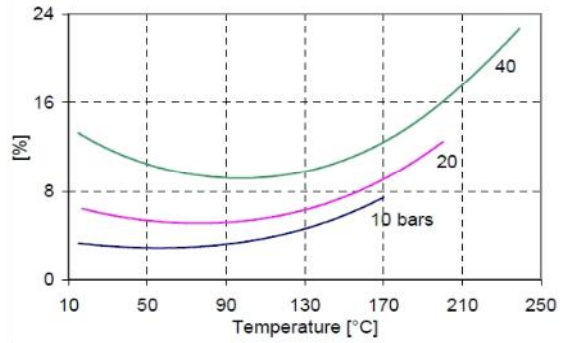


Fig.(B.2) : Pourcentage d'écart entre l'humidité spécifique selon HW et selon Dalton [16]

En dépit du fait que dans notre cas les températures de l'air sont toutes inférieures à 90°C et la pression adoptée est de 7 bars, nous avons décidé d'appliquer une correction pour le calcul de l'humidité spécifique à la saturation, en introduisant dans la formule de calcul classique basée sur le modèle du gaz parfait, un facteur d'amélioration qui conduit à une valeur de l'humidité spécifique de saturation légèrement plus élevée que celle prévue par le modèle du gaz parfait, et permet par la même occasion de corriger l'enthalpie de l'air humide correspondant à la saturation.

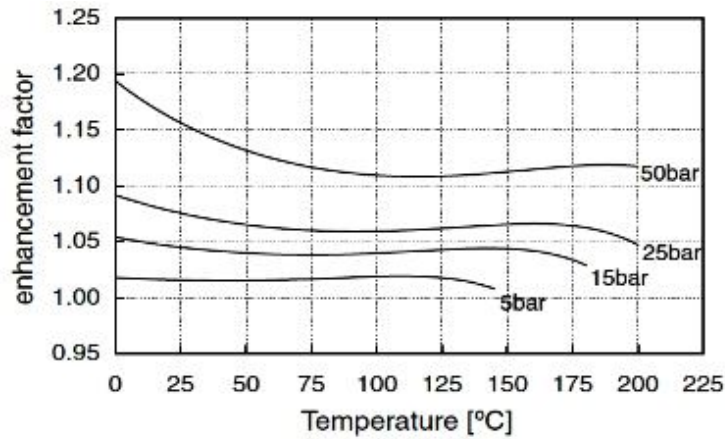


Fig.(B.3) : Facteur d'amélioration f de l'humidité spécifique à la saturation selon le modèle de Hyland et Wexler [52]

D'après la figure (B.3), nous lisons pour une pression de 7 bars une valeur de f approximative de 1.02. L'humidité spécifique de saturation se calculera alors à l'aide de la formule :

$$\omega = 0.622 \frac{f P_{sat}(T_g)}{P - f P_{sat}(T_g)} \tag{B.1}$$

ANNEXE C : Détails des calculs concernant la colonne d'humidification à lits de garnissage

C.1 Choix du type de garnissage

Les garnissages structurés sont caractérisés par des surfaces d'échange et des pourcentages de vide élevés. Ils ont également l'avantage d'occasionner de plus faibles pertes de charge relativement aux garnissages en vrac. Il est vrai qu'ils sont plus coûteux, mais ceci est largement compensé par leur rendement beaucoup plus élevé.

Par ailleurs étant donnée les températures relativement élevées des fluides dans les saturateurs destinés aux turbines à gaz, nous avons opté pour un garnissage structuré en acier inoxydable.

A cet effet notre choix s'est porté sur un garnissage structuré type Mellapak 350Y [41] de caractéristiques :

- Surface volumique : $a = 350 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Fraction volumique du vide : $\varepsilon = 0.93$
- Coefficient du garnissage : $F = 75 \text{ m}^{-1}$
- Angle de corrugation : $\theta = 45^\circ$

Ces caractéristiques nous permettent de calculer le diamètre hydraulique équivalent à l'aide de l'expression [36] :

$$d_h = 4 \frac{\varepsilon}{a} \quad (\text{C. 1})$$

On trouve donc : $d_h = 0.01063 \text{ m} \cong 10.63 \text{ mm}$

Ce diamètre sera utilisé pour évaluer le nombre de Reynolds qui intervient dans les corrélations donnant les coefficients de transfert de masse et de chaleur.

Ernest E.Ludwig [35] présente une méthode de prédimensionnement des colonnes à lits de garnissage structurés qui permet de calculer la vitesse superficielle du gaz correspondant au point d'engorgement. Le calcul se fait d'abord pour les garnissages structurés de type X100 et S100 puis il propose des coefficients de correction qui tiennent compte du type de garnissage considéré.

Calculons d'abord la vitesse maximale permise pour un rapport des débits égal à l'unité dans le cas des garnissages X100 et S100 :

$$U_{maxIE} = [0.0942/\mu_w^{0.33}][(\rho_w - \rho_v)/\rho_v]^{0.57} \quad (\text{ft/sec}) \quad (\text{C. 2})$$

Où μ_w : viscosité du liquide (cp)

ρ_v : masse volumique de la vapeur (lb/ft^3)

ρ_w : masse volumique du liquide (lb/ft^3)

U_{maxIE} : vitesse superficielle maximale du gaz (*ft/sec*).

Si la viscosité du liquide est inférieure à une valeur de 0.15 *cp*, nous utilisons la constante 0.53 à la place du terme $\mu_w^{0.33}$.

Le calcul donne :

$$U_{maxIE} = 2.99 \text{ (ft/sec)}$$

Choisissons un rapport des débits $M = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = 1.56$ (Ce choix est le même que celui utilisé par A.Aramayo-Prudencio [4]).

La vitesse calculée ci-dessus correspond aux garnissages X100 et S100 et à un rapport $M = 1$. Pour un rapport de 1.56, il faut utiliser un facteur de correction de 0.9, obtenu à partir du graphique de la figure (C.1) ci-après [35], pour obtenir la valeur maximale de la vitesse superficielle du gaz qui sera donc :

$$U_{maxI} = U_{maxIE} \times 0.9 \quad \text{soit : } U_{maxI} = 2.69 \text{ (ft/sec)} \quad (\text{C.3})$$

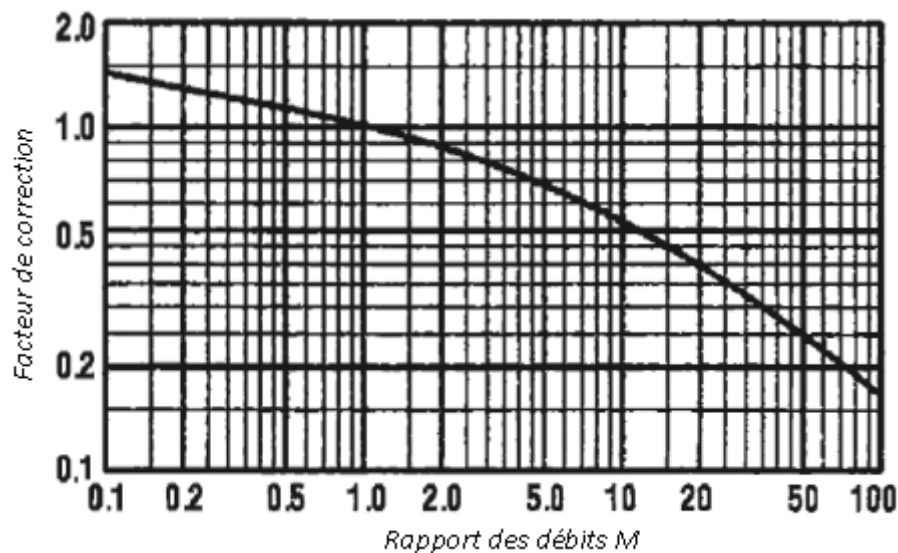


Fig.(C.1) : coefficient de correction de U_{maxIE} pour $M = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \neq 1$ correspondant aux garnissages X100 et S100 [35]

Puisque nous n'utilisons pas les types de garnissage X100 et S100 pour lesquels les calculs précédents ont été effectués, nous devons apporter une deuxième correction en introduisant les caractéristiques du garnissage Mellapak 350Y :

$$U_{max} = U_{maxI} \left(\frac{SS_1 PV_A}{SS_A PV_1} \right)^{0.5} \quad (\text{C.4})$$

Avec

SS_A : Surface volumique du Mellapak 350Y ($350 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

SS_1 : Surface volumique pour les garnissages X100 et S100 ($585 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$ $1920 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

PV_A : Fraction volumique du vide pour le Mellapak 350Y ($\varepsilon = 0.93$)

PV_1 : Fraction volumique du vide pour les garnissages X100 et S100 ($\varepsilon = 0.945$)

Le calcul va alors donner une valeur de $U_{max} = 6.25 \text{ ft/sec}$ soit 1.9 m/s

La vitesse de l'air doit alors être inférieure à cette valeur de U_{max} afin de garantir un fonctionnement en dessous du point d'engorgement. L'auteur recommande de prendre une valeur à 70% de la vitesse maximale. On utilisera donc pour vitesse superficielle du gaz la valeur $U_g = 0.7U_{max}$ soit : $U_g = 1.33 \text{ m/s}$

C.2 Choix du diamètre de la colonne

Les garnissages structurés ont des diamètres standards dans la série (0.3 - 0.6 - 0.9 - 1.2m). Par ailleurs Dalili [16] rapporte une règle selon laquelle le diamètre du garnissage doit vérifier la condition $d \geq 12d_h$ soit dans notre cas $d \geq 12 \times 0.01063 = 0.1276 \text{ m}$.

Cette règle empirique intervient pour éviter qu'une quantité importante du liquide ne ruisselle le long des parois, pénalisant ainsi le rendement de la colonne.

Nous allons donc choisir un diamètre de 0.6 m qui permettrait de traiter une quantité d'air plus importante par rapport à un diamètre de 0.3 m .

C.3 Calcul des débits et de la vitesse superficielle du liquide

Le débit d'air se calcule à la base de la colonne par la relation suivante :

$$m_a = \rho_g U_g \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad (\text{C.4})$$

$$\text{avec : } \rho_g = \frac{P}{(1+\omega_1)RT_{g1}} \quad (\text{C.5})$$

Nous choisissons pour la pression une valeur de 7 bars et pour la température de l'air et son humidité spécifique à l'entrée de la colonne des valeurs de 345 K et 0.0003 respectivement. Ces conditions correspondent à celles régnant à la sortie du compresseur après refroidissement de l'air dans les micro-turbines. Nous trouvons :

$$\rho_g = 7.067 \text{ kg/m}^3 \quad \text{et} \quad m_a = 2.66 \text{ kg/s}$$

D'où la valeur du débit d'eau : $m_w = M \cdot m_a = 1.146 \text{ kg/s}$

La vitesse superficielle de l'eau est déduite de ce débit et elle est donnée par :

$$U_w = m_w / \rho_w \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad (\text{C.6})$$

avec : $\rho_w = 997 \text{ kg/m}^3$ on a : $U_w = 0.0147 \text{ m/s}$

C.4 Estimation de la rétention totale (Hold up)

La figure (C.2) ci-dessous [41] permet d'évaluer la rétention totale en fonction des vitesses superficielles du gaz et du liquide. La vitesse superficielle du gaz est caractérisée sur la figure par le facteur F_s défini par :

$$F_s = U_g \sqrt{\rho_g} \quad (\text{C.7})$$

qui, dans notre cas prend la valeur de 3.5. Cette valeur et la valeur de 0.015 m/s de la vitesse superficielle du liquide permettent d'obtenir à partir de la figure une valeur de la rétention totale $h_t = 0.07$.

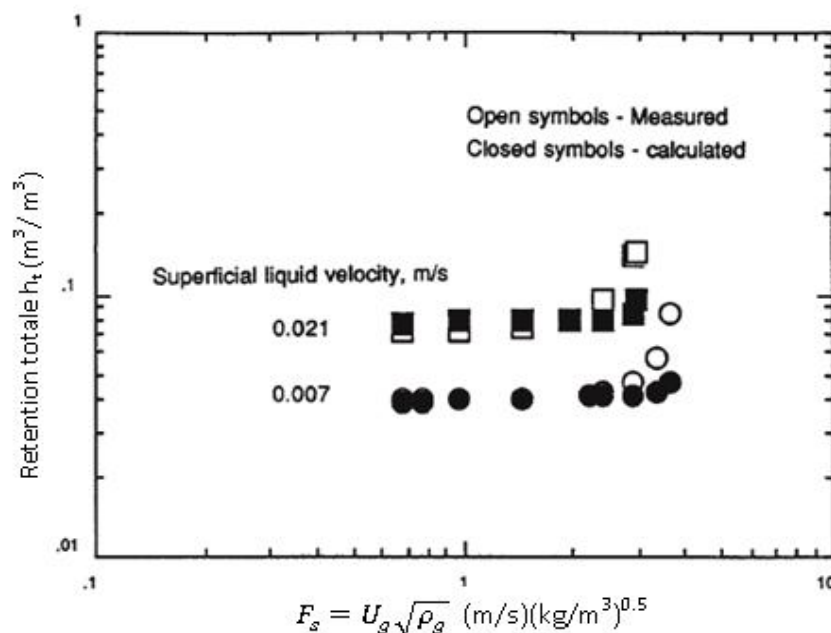


Fig.(C.2) : Estimation de la rétention totale pour les garnissages structurés [41]

A présent nous pouvons corriger la fraction du vide du garnissage pour obtenir une fraction du vide effective donné par la relation:

$$\hat{\varepsilon} = \varepsilon - h_t \quad (\text{C.8})$$

d'où : $\hat{\varepsilon} = 0.86$

Ceci nous permet d'évaluer l'aire de l'interface liquide-gaz par unité de hauteur de la colonne :

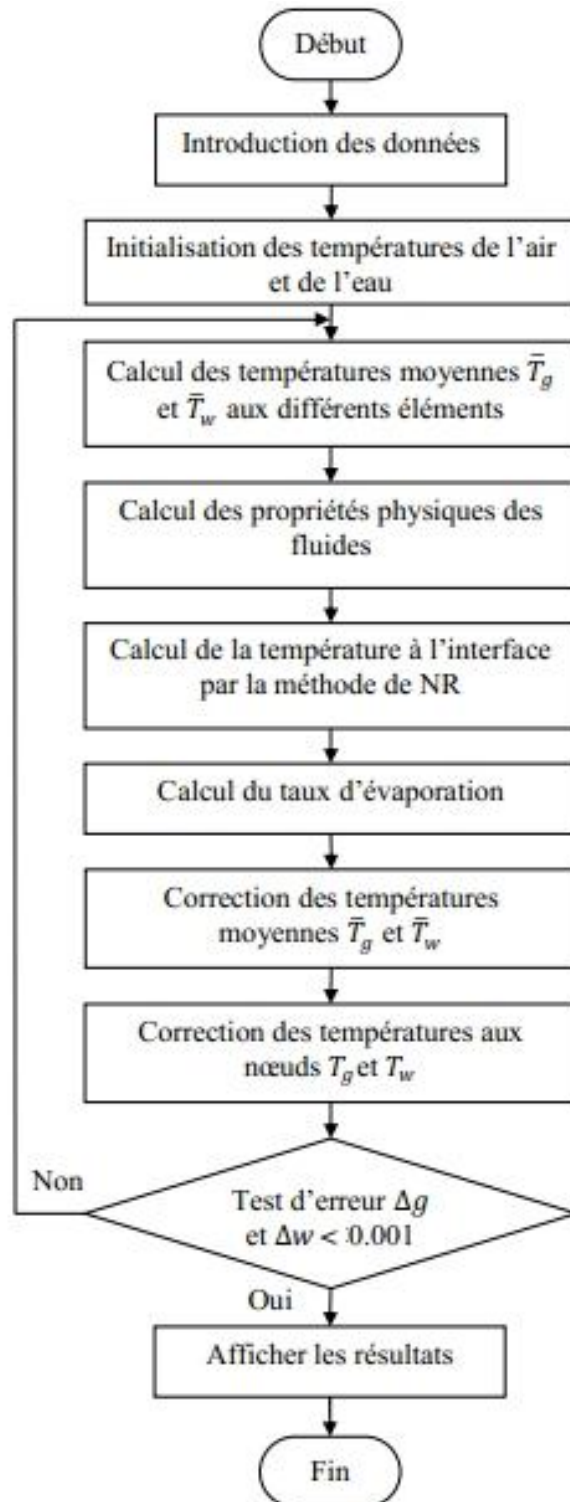
$$A_f = a \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \left(\frac{\hat{\varepsilon}}{\varepsilon} \right) \quad (\text{C.9})$$

Avec les valeurs des paramètres de cette expression évaluées précédemment, on aura donc : $A_f = 91.5 \text{ m}^2/\text{m}$ de colonne.

Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne de chaque élément, soit par exemple pour l'élément (i) compris entre les niveaux (i) et ($i + 1$) :

$$\bar{T}_g(i) = \frac{1}{2}(T_{g_i} + T_{g_{i+1}}) \quad (C.10)$$

La procédure générale de la simulation à l'aide du logiciel MATLAB suit les étapes de l'organigramme ci-après :



ANNEXE D : Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert dans les problèmes de condensation en écoulement perpendiculaire à une batterie de tubes.

D.1 Corrélations pour le coefficient de transfert de chaleur

L'écoulement du mélange se fait perpendiculairement à un faisceau de tubes. La température à la surface des tubes exposés au flux des gaz est supposée constante et égale à T_s sur tous les tubes. Dans le cadre de ces hypothèses, Zukauskas (1978) a proposé une corrélation pour le nombre de Nusselt de la forme [30]:

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (D.1)$$

pour
$$\left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 0.7 \leq Pr \leq 500 \\ 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2.10^6 \end{array} \right]$$

où N_L est le nombre de rangées de tubes dans la direction de l'écoulement des gaz et l'indice « s » se réfère à la surface. Il est à noter que toutes les propriétés du fluide à l'exception de Pr_s sont évaluées à la température moyenne arithmétique du fluide entre l'entrée et la sortie du faisceau de tubes.

Pour une configuration alignée de tubes, les constantes C et m figurant dans l'équation (D.1) sont données au tableau (D.1) ci-après.

Tableau. (D.1) : Constantes de l'équation (D.1) pour un écoulement croisé [30]

$Re_{D,max}$	$10-10^2$	10^2-10^3	$10^3-2 \cdot 10^5$ et $(S_T/S_L > 0.7)$	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$
C	0.80	0.51	0.27	0.021
M	0.4	0.5	0.63	0.84

Si $N_L < 20$, un facteur de correction C_2 doit être introduit et le nombre de Nusselt devient :

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 20)} \quad (D.2)$$

Les valeurs de C_2 sont portées au tableau (D.2) ci-dessous pour différentes valeurs de N_L .

Tableau (D.2) : Facteur de correction C_2 pour l'équation (D.2) lorsque $N_L < 20$ et $Re_{D,max} \geq 10^3$ [30]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
C_2	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Le nombre de Reynolds ($Re_{D,max}$) figurant dans la formule (D.1) est calculé avec la vitesse maximale qu'atteint le fluide dans le faisceau de tubes. Pour un arrangement aligné, le fluide atteint sa vitesse maximale (V_{max}) au niveau de la section A_1 du plan transversal comportant les axes des différents tubes de la nappe (fig.(V.11)); par application du principe de conservation de la masse, on trouve :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V_g \quad (D.3)$$

V_g étant la vitesse d'approche du gaz.

Pour estimer le taux de chaleur échangé entre le gaz et le fluide de refroidissement, on utilise la différence de température moyenne logarithmique :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{in}) - (T_s - T_{out})}{\ln\left(\frac{T_s - T_{in}}{T_s - T_{out}}\right)} \quad (D.4)$$

où T_{in} et T_{out} sont les températures du gaz à l'entrée et à la sortie du faisceau, respectivement, et T_s la température de la paroi. La température à la sortie des tubes est estimée à l'aide de l'expression :

$$\frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{in}} = \exp\left(-\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho V_g N_T S_T c_p}\right) \quad (D.5)$$

où N est le nombre total de tubes dans le faisceau ; N_T , le nombre de tubes dans le plan transversal et V_g la vitesse du fluide à l'entrée.

Notons que dans l'équation (D.5), \bar{h} est dépendant de la température du gaz à la sortie du faisceau (T_{out}). Donc le calcul de T_{out} se fera en même temps que celui de \bar{h} qui est donné par l'équation (D.1), les équations seront donc résolues simultanément par un schéma itératif.

Une fois ΔT_{lm} connue, le taux du transfert de chaleur par unité de longueur des tubes se calculera comme suit :

$$q' = N(\bar{h}\pi D \Delta T_{lm}) \quad (D.6)$$

D.2 Corrélation pour le coefficient de diffusion dans les mélanges gazeux binaires

Plusieurs corrélations empiriques sont proposées dans la littérature pour estimer le coefficient de diffusion dans les mélanges gazeux binaires à des pressions pouvant aller jusqu' à environ 10 bars. Des valeurs expérimentales sont disponibles pour plusieurs paires de substances.

Parmi ces corrélations, nous avons retenu celle due à Fuller et al. [41] et qui se présente sous la forme :

$$D_{ij} = \frac{0.01013 T^{1.75} \left(\frac{1}{\tilde{M}_i} + \frac{1}{\tilde{M}_j} \right)^{1/2}}{P \left[(\Sigma v_i)^{1/3} + (\Sigma v_j)^{1/3} \right]^2} \quad (\text{D.7})$$

où T et P sont la pression (en Pa) et la température (en K), respectivement, et D_{ij} le coefficient de diffusion (m^2/s). \tilde{M}_i et \tilde{M}_j sont les masses molaires de l'espèce i et de l'espèce j . Les Σv donnés au tableau (D.3) sont des groupes de contribution obtenus en additionnant des volumes de diffusion atomique de chaque constituant du mélange binaire.

Pour les mélanges air-hydrocarbure, les divergences n'excèdent pas les 9% et pour les autres mélanges, la déviation moyenne est d'environ 6% [41].

Tableau (D.3) : Incréments volumiques de diffusion et volumes de diffusion de quelques molécules [41]

Incréments volumiques de diffusion atomique et structurale v			
C	16.5	Cl	19.5 ^a
H	1.98	S	17.0 ^a
O	5.481	Composés Aromatiques	-20.2
N	5.69 ^a	cycliques	
Volumes de diffusion de quelques molécules simples (Σv)			
H ₂	7.07	CO ₂	26.9
He	2.88	N ₂ O	35.9
N ₂	17.9	NH ₃	14.9
O ₂	16.6	H ₂ O	12.7
Air	20.1	CCl ₂ F ₂	114.8 ^a
Ar	16.1	SF ₆	69.7 ^a
Kr	22.8	Cl ₂	37.7 ^a
Xe	37.9 ^a	Br ₂	67.2 ^a
CO	18.9	SO ₂	41.1 ^a

(^a) : la valeur citée est basée seulement sur quelques données expérimentales.

