

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

**Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la
Transformation et la Commercialisation des Hydrocarbures**

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du
diplôme **d'ingénieur d'état en Génie Mécanique**

Repowering d'une mini-centrale électrique à turbine
à gaz d'une puissance nominale de 25 MW au moyen
d'un cycle de Rankine à fluide organique

Doriane Ibtissam HASSAINE DAOUDJI

Sous la direction de **M .Hocine BENNOUR (M.A.A)**

Présenté et soutenu publiquement le (04/07/2017)

Composition du Jury :

Président	M .El-Hadi BENYOUSSEF	Pr.	ENP
Promoteur	M .Hocine BENNOUR,	M.A.A	ENP
Examineur	M .Mohamed BENBRAIKA,	M.A.A	ENP

ENP 2017

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la Transformation et la Commercialisation des Hydrocarbures

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme **d'ingénieur d'état en Génie Mécanique**

Repowering d'une mini-centrale électrique à turbine à gaz d'une puissance nominale de 25 MW au moyen d'un cycle de Rankine à fluide organique

Doriane Ibtissam HASSAINE DAOUJJI

Sous la direction de **M .Hocine BENNOUR (M.A.A)**

Présenté et soutenu publiquement le (04/07/2017)

Composition du Jury :

Président	M .El-Hadi BENYOUSSEF	Pr.	ENP
Promoteur	M .Hocine BENNOUR,	M.A.A	ENP
Examineur	M .Mohamed BENBRAIKA,	M.A.A	ENP

ENP 2017

DEDICACE

Chaleureusement, je dédie ce travail à mon père qui m'a soutenue tout au long de mes études, et à ma mère en témoignage de ses sacrifices et de son amour inconditionnel. Je leur souhaite à toute la deux longue vie et bonne santé.

REMERCIEMENTS

Louange à Dieu tout puissant qui m'a donné le courage, la volonté et la patience de réaliser ce travail.

Mes sincères et profonds remerciements à mon promoteur Monsieur Hocine BENNOUR, pour m'avoir conseillée et guidée tout au long de la préparation de ce mémoire, ainsi que pour son soutien permanent.

Je remercie le Professeur E.BENYOUSSEF qui m'honore de sa présence en tant que président de jury et monsieur M.BENBRAIKA d'avoir accepté de participer au jury afin d'examiner mon travail.

Je remercie Monsieur M.AMARA, cadre dirigeant de SONATRACH pour sa disponibilité et son aide tout au long de mon stage pratique, ainsi que l'ensemble du personnel de la raffinerie d'Arzew.

Je tiens également à exprimer ma reconnaissance à l'ensemble des membres du corps professoral du département de génie mécanique pour tout le savoir qu'ils m'ont transmis ainsi que pour leur disponibilité et leur dévouement.

Mes remerciements vont également à tous le personnel du département de génie mécanique et de la bibliothèque de l'Ecole, ainsi qu'à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la bonne réalisation de ce travail.

ملخص: إن مرافق توليد الطاقة الكهربائية في بلادنا تتمحور في عملية الاحتراق في محطة للطاقة الحرارية هذه العملية لها تأثير كبير على انبعاث ثاني أكسيد الكربون وأكسيد النيتروجين و بالتالي تؤثر على ظاهرة الاحتباس الحراري وعلى هذا المنوال سيقوم مشروعنا في استخدام الغاز العادم من التوربين MS5001 و التي أنجزها GE ليضع حدا لانبعاث ثنائي أكسيد الكربون و في نفس الوقت يضاعف الزيادة في إنتاج مصفاة أرزيو جراء عملية رفع الطاقة. إن العملية المذكورة أعلاه و التي نقتربها هي مزيج من دورة برايتن و دورة رانكين و ذلك لاستخدام الغازات العادمة لتسخين السوائل العضوية في مرجل الاسترجاع. و من خلال هذه الدراسات و البحوث الدقيقة نقترب على سيادتكم دورة ORC مع دراسة ترموديناميكية لإظهار تأثير هذه المعايير لأداء الدورة بالإضافة إلى الدورة المركبة التي يصل تقويم محصولها إلى 40,9 % .

الكلمات الدالة : (عملية رفع الطاقة, ORC, الغازات العادمة , ثاني أكسيد الكربون)

ABSTRACT: The dominance of electrical energy production setup in our country goes to the thermal power flame plant. It has a combustion process with a major impact in the CO₂ and NO_x emissions. Those two had a direct link to the global warming. It is the reason why our project relies on the use of exhaust gas of MS5001 gas turbine built by GE Oil and Gas to reduce CO₂ emissions and increase the production ability in the refinery of Arzew with a "Repowering" process. The process that we suggest is a combination of a Brayton cycle and an Organic Rankine Cycle 'ORC', that uses the exhaust gas to heat the organic fluid in the heat recovery boiler. As a result, we offer an 'ORC' cycle with a thermodynamic parametric study with the aim to show the influence of these parameters on the performance of the ORC and the efficiency of the combined cycle which reaches to 40.9 %.

Key Words : (Repowering, ORC, exhaust gas, CO₂)

Résumé : La dominance des installations de production d'énergie électrique dans notre pays est la centrale thermique à flamme, dont le processus de combustion a un impact majeur sur les émissions en CO₂ et NO_x qui ont un lien directe avec le réchauffement climatique, raison pour laquelle notre projet consistera en l'utilisation des gaz d'échappement de la turbine à gaz MS 5001 construite par GE Oil and Gas pour réduire les émissions de CO₂ et augmenter les capacités de productions de la Raffinerie d'Arzew, dans un procédé de « Repowering ». Le « repowering » que nous proposons est la combinaison du cycle de Brayton et du cycle de Rankine Organique 'ORC' et cela en utilisant les gaz d'échappement pour chauffer le fluide organique dans la chaudière de récupération. Par conséquent nous proposons un cycle ORC, avec une étude thermodynamique paramétrique dans le but de montrer l'influence de ces paramètres sur ses performances et sur le rendement du cycle combiné qui atteindra les 40,9%.

Mots clés : (Repowering, ORC, gaz d'échappement, CO₂)

TABLE DES MATIERES

Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Liste des abréviations	
Introduction générale	13
Chapitre I : Présentation de la raffinerie d'Arzew et de sa turbine à gaz MS5001	15
1 Introduction	16
2 Présentation de l'entreprise	16
2.1 Activités	16
2.2 Les raffineries de SONATRACH	16
2.3 La raffinerie d'Arzew	17
3.1 Historique	18
3.2 Produits de la raffinerie	18
3.3 Structure de la raffinerie	19
3.3.1 Zones des utilités : Z3 et Z19	19
3.3.2 Zone des carburants : Z4	20
3.3.3 Zones des huiles de base : Z5 et Z7	20
3.3.4 Zones des huiles finies : Z6 et unités U3000 et U3900	20
3.3.5 Zone des bitumes : Z10	20
3.3.6 Zone de recyclage et de traitement : Z27	21
3.3.7 Zone de stockage et expédition	21
3.3.8 Zones de traitement chimique : Z15 et Z20	21
4 Présentation de la turbine	22
5 Caractéristiques de la turbine	22
5.1 Général	22
5.2 Compresseur	23
5.3 Chambre de combustion	23
5.4 Turbine	23
5.5 Alternateur	23
5.6 Réducteur	23
6 Compresseur	23
6.1 Système d'admission d'air	23
6.2 Le compresseur	24
7 Chambre de combustion	25
8 La turbine	26
9 Système d'échappement des gaz	27
10 Equipements auxiliaires	28
11 Conclusion	29
Chapitre II : Calcul des performances de la turbine à gaz MS 5001	30
1 Introduction	31

2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz 5001S	31
3 Etude des performances de la turbine à gaz	32
3.1 Calculs concernant le combustible utilisé	32
3.2 Performances basées sur des relevés effectués sur site	33
3.2.1 Données et calculs préliminaires	33
3.2.2 Calcul des performances de la turbine à gaz à partir des relevés effectués sur site	35
3.3 Performances reconstituées à partir de données fournies par le constructeur	38
4 Discussion des résultats des calculs de performance de la turbine MS5001 de la raffinerie d'Arzew	46
 Chapitre III : Analyse thermodynamique d'un cycle ORC proposé pour le "Repowering" de la turbine MS 5001	 49
1 Introduction	50
2 Le cycle de Rankine	50
3 Le cycle de Rankine Organique	51
4 Cycle de Rankine organique proposé	54
5 La boucle d'huile thermique	56
6 Modélisation mathématique du problème	57
7 Conclusion	61
 Chapitre VI : Analyse des performances attendues de l'installation après "Repowering"	 62
1 Introduction	63
2 Analyse de l'évolution des caractéristiques du cycle ORC et du rendement du cycle combiné en fonction de la température de vaporisation T_g et de surchauffe T_g	63
3 Rendement maximum pour une différence de température au pincement ΔT_{pp} et une température d'huile thermique T_o données	68
4 Evolution du rendement de l'installation avec le pincement et la température de l'huile thermique	71
 Conclusion générale	 74
Bibliographie	76
Annexe	77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 Quantité de pétrole brut traité dans les raffineries du pays.

Tableau 1.2 Les produits fabriqués par la raffinerie d'Arzew.

Tableau 2.1 Composition du Gaz Naturel.

Tableau 2.2 Calcul PCI du Gaz Naturel.

Tableau 2.3 Relevés effectués sur site pour les deux régimes de 15 et 30 %.

Tableau 2.4 Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour les régimes de charge de 15 et 30 %, d'après des relevés effectués sur site.

Tableau 2.5 Caractéristiques de la turbine pour un régime de pleine charge aux conditions ambiantes contractuelles de 15 °C, 1.013 bar et 60 % d'humidité relatives.

Tableau 2.6 Données obtenues à partir des documents fournis par le constructeur pour différents régimes de charge à une température de 22 °C.

Tableau 2.7 Rendements isentropiques de la turbine et du compresseur pour différentes charges de l'installation.

Tableau 2.8 Enthalpies et débits de GN calculés pour les charges de 15 et 30 % (données constructeur).

Tableau 2.9 Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour les régimes de charge de 15 et 30 %, d'après les données fournies par le constructeur.

Tableau 2.10 Enthalpies et débits de GN calculés pour les charges de 50 et 75 % (données constructeur).

Tableau 2.11 Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour les régimes de charge de 50 et 75 %, d'après les données fournies par le constructeur.

Tableau 2.12 Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour le régime de pleine charge d'après les données fournies par le constructeur.

Tableau 2.13 Tableau comparatif des puissances et des rendements correspondant aux différentes charges étudiées.

Tableau 3.1 Les caractéristiques thermiques du cyclopentane.

Tableau 4.1 Caractéristique thermodynamique du cycle ORC correspondant aux valeurs des variables suivantes : $\Delta T_{ppr} = 20 K$, $T_6 = 340 °C$ et $T_{8r} = 230 °C$.

Tableau 4.2 Caractéristiques de l'installation correspondant au rendement maximum pour différentes valeurs du pincement.

LISTE DES FIGURES

Fig. 1.1 Emplacement des cinq raffineries dans le pays

Fig. 1.2 Vue satellite de la raffinerie d'Arzew

Fig. 1.3 Plan de la raffinerie

Fig. 1.4 Sections principales de la turbine MS5001

Fig. 1.5 Système d'entrée d'air

Fig. 1.6 Composants du compresseur

Fig. 1.7 Chambre de combustion DLN

Fig. 1.8 Composants de la turbine

Fig. 1.9 Disposition des distributeurs et ailettes de la turbine

Fig. 1.10 Système d'échappement

Fig. 1.11 Systèmes auxiliaires

Fig. 2.1 Schéma représentatif de la GTG 5001S

Fig. 2.2 Composition du Gaz Naturel

Fig. 2.3 Diagramme T-s illustrant la façon dont le tableau A1.1 est utilisé pour la détermination des propriétés de points situés sur une même isentropique

Fig. 2.4 Diagramme T-s du cycle de Brayton de la turbine à gaz

Fig. 2.5 Evolution de la température à l'entrée de la turbine à gaz en fonction de la charge

Fig. 2.6 Evolution des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine en fonction de la charge

Fig. 3.1 Schéma représentatif du cycle de Rankine

Fig. 3.2 Répartition de l'utilisation du cycle ORC par type d'application dans le monde en 2014

Fig. 3.3 Diagramme T-s pour les 3 types de fluides

Fig. 3.4 Schéma du cycle de Rankine Organique utilisé

Fig. 3.5 : Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé

Fig. 3.6 : échange de chaleur au niveau de l'échangeur huile thermique cyclopentane

Fig. 4.1 Courbes d'évolution du rendement du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.2.a Courbes d'évolution de la puissance du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.2.b Courbes d'évolution du travail spécifique du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.3 Courbes d'évolution du taux de rejet de chaleur au condenseur en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.4 Courbes d'évolution du débit du cyclopentane en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.5 Courbes d'évolution du débit de l'huile thermique en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.6 Courbes d'évolution du rendement du cycle combiné en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.7 Courbes d'évolution de la température d'échappement à la sortie de la cheminée en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8') du cyclopentane

Fig. 4.8 Evolution des caractéristiques du système en fonction de la température de vaporisation du cyclopentane pour une température de surchauffe ($T_8=560$ K)

Fig. 4.9 Evolution de la température de vaporisation optimale en fonction de la température de surchauffe (T_8)

Fig. 4.10 Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné en fonction de la température d'approche (T_6) à pour différentes valeurs du pincement ΔT_{pp}

Fig.4.11: Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné en fonction de la température d'approche (T_6) à pour différentes valeurs du pincement ΔT_{pp}

Nomenclature

ρ : masse volumique	[kg/ m ³]
M : masse molaire	[kg/kmol]
p : pression	[bar , <i>kPa</i>]
T : <i>température</i>	[° C, K]
ΔT_{pp} : La différence de température au pincement	[° C, K]
y_i : fraction molaire	[%]
R : <i>constante des gaz parfait</i>	[kJ/K · kmol]
PCI : pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg, kJ/kmol]
h : enthalpie spécifique	[kJ/kg]
s : entropie	[kJ/K]
C_p : Chaleur spécifique	[kJ/kg.K]
\dot{m}_c : debit du combustible	[kg/s, Nm ³ /h]
\dot{m}_{air} : débit d'air	[kg/s]
$(\dot{m}_g)_{GN}$: debit des gaz d'échappement	[kg/s]
\dot{m}_h : débit de l'huile thermique	[kg/s]
\dot{m}_{Cyclo} : débit du cyclopentane	[kg/s]
\dot{Q}'_H : L'énergie thermique absorbée par les gaz dans la chambre de combustion	[kW]
\dot{Q}_H : consommation d'énergie thermique	[kW]
\dot{W}_T : puissance de la turbine à gaz	[kW]
\dot{W}_C : puissance du compresseur	[kW]
P_m : puissance motrice	[kW]
P_{BA} : puissance bord alternateur	[kW]
P_{Net} : puissance nette	[kW]
\dot{W}_{TV} : la puissance de la turbine à vapeur	[kW]
\dot{W}_P : la puissance de la pompe	[kW]
\dot{W}_{Nette} : la puissance nette du cycle ORC	[kW]
\dot{Q}_C : Le taux de chaleur cédée au condenseur	[kW]

\dot{Q}_{ORC} : Le taux de chaleur acquis par le cyclopentane	[kW]
Γ_c : coefficient de charge du compresseur	
Γ_u : coefficient de charge de l'alternateur	
η_{comb} : rendement de la chambre de combustion	[%]
η_{glo} : le rendement global de l'installation	[%]
η_{isT} : rendement isentropique de la turbine	[%]
η_{isC} : rendement isentropique du compresseur	[%]
η_{th} : rendement thermique de l'installation	[%]
η_m : le rendement mécanique	[%]
η_{isTV} : rendement isentropique de la turbine à vapeur	[%]
η_{REG} : rendement du régénérateur	[%]
η_{ORC} : le rendement du cycle ORC	[%]
η_{cc} : le rendement du cycle combiné	[%]
ε : Efficacité de l'échangeur gaz d'échappement/huile thermique	

LISTE DES ABREVIATIONS

LRP	Liquéfaction Raffinage et Pétrochimie
EP	Exploitation et Production
TRC	Transport et Canalisation
COM	Commercialization
RA1.K	Raffinerie Skikda
RA1.Z	Raffinerie Arzew
RA1.G	Raffinerie Alger
RHM2	Raffinerie Hassi-Messaoud
RA1D	Raffinerie Adrar
BHM	brut de Hassi-Messaoud
BRI	brut réduit importé
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfiés
RTO	Région transport ouest
ORC	Cycle de Rankine Organique
GWP	Potentiel de réchauffement planétaire
ODP	Potentiel d'appauvrissement de l'ozone
CC	Cycle combiné
DLN	Dry low NOx

Introduction Générale :

L'énergie électrique ne se prêtant pas au stockage et faisant l'objet de demandes variables, notamment en fonction des saisons, la diversification des moyens de production permet d'ajuster en permanence l'offre à la demande. Dans notre pays, l'énergie électrique est produite presque exclusivement grâce à des centrales thermiques à flamme :

- Les grandes centrales à vapeur (Ras Djinet), à turbine à gaz (Hamma, Larbâa) et combinée (Hadjret Ennous) sont utilisées prioritairement en période de consommation normale ("en base", c'est-à-dire quelle que soit l'heure de la journée ou la période de l'année).
- Les petites centrales sollicitées en périodes de "semi-base" (production modulée au fil de la journée) et "de pointe" (les jours de grand froid ou de grande chaleur, par exemple).

Pour répondre à la demande en "semi-base" et "de pointe", les turbines à gaz sont les plus compétitives et les plus performantes. Douze à vingt minutes leur suffisent pour produire à pleine puissance [1]. Ces petites turbines à gaz sont utilisées également dans certaines industries pour produire l'électricité dont ces dernières ont besoin et que le réseau ne peut pas leur apporter. C'est par exemple le cas lorsque les besoins d'une industrie dépassent une certaine puissance limite qu'elle n'est pas autorisée à soutirer au réseau. C'est ainsi que, pour répondre aux besoins en énergie électrique de ses différentes utilités, la raffinerie d'Arzew a opté pour l'installation de la turbine à gaz MS5001 dont la puissance nominale est d'environ 25 MW. Cependant, les besoins de la raffinerie n'excédant jamais 10 MW, la turbine est actuellement sous-utilisée. Par ailleurs, à l'instar de toute turbine à gaz, la MS5001 laisse s'échapper dans l'atmosphère des gaz très chauds dont la température avoisine les 500 °C. Il y a là une opportunité intéressante pour la mise en œuvre de principes de rationalisation de l'utilisation de l'énergie. S'il était possible d'exporter via le réseau l'excédent d'énergie que la turbine de la raffinerie d'Arzew produirait à pleine charge, il sera mis en évidence qu'une telle mesure permettrait de réduire de plus de la moitié le coût en gaz naturel du kWh produit. Ensuite, en utilisant les gaz d'échappement comme source d'énergie thermique (primaire) dans un cycle de Rankine à fluide organique, le coût du kWh en gaz naturel sera réduit davantage et la puissance de l'installation sera augmentée.

L'objet de la présente étude consiste donc en une évaluation de l'impact qu'aura une opération de "repowring" de la turbine MS5001 de la raffinerie d'Arzew à l'aide d'un cycle

de Rankine organique (ORC) qui sera utilisé pour convertir en énergie électrique, la plus grande partie possible de l'énergie disponible sous forme thermique dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz, sur les performances de la nouvelle installation. Il est attendu d'une telle opération, une augmentation de plus de 30 % de la puissance disponible [2] et une amélioration des performances économiques, environnementales et techniques de l'installation. Une telle mesure si elle venait à se généraliser aux turbines de même type qui sont utilisées dans d'autres secteurs, comme par exemple en tant que moteurs d'entraînement pour compresseurs dans les stations de recompression qu'on trouve sur des lignes de transfert du gaz naturel du sud vers le nord, pourrait être l'une des réponses aux fluctuations croissantes de la consommation électrique.

La présente étude est structurée en quatre chapitres :

Au chapitre premier seront présentées la raffinerie d'Arzew qui abrite la turbine MS5001 et cette turbine elle-même.

Le deuxième chapitre sera consacré à l'analyse des performances de la turbine MS5001 pour différents régimes de charge. Au terme de cette analyse, il sera mis en évidence que d'un point de vue énergétique, il est impératif de faire évoluer l'installation à plein régime : c'est le régime qui produit le kWh le moins coûteux, mais c'est également le régime qui produit le plus de gaz chauds et qui offre donc le meilleur potentiel pour une conversion thermoélectrique supplémentaire grâce à un cycle de Rankine organique.

Le troisième chapitre concerne le cycle de Rankine organique : il y sera décrit, caractérisé et simulé numériquement pour en déterminer les paramètres opératoires susceptibles de convertir la plus grande partie du potentiel d'énergie disponible dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz.

Le quatrième et dernier chapitre sera consacré à l'analyse des résultats obtenus grâce aux simulations du chapitre trois.

En conclusion générale, nous ferons la synthèse des principaux enseignements qu'on pourrait tirer de la présente étude.

Chapitre I :
Présentation de la
raffinerie d'Arzew et
de sa turbine à gaz
MS5001

I.1 Introduction

L'Algérie dispose de cinq raffineries pour traiter son pétrole brut, celle d'Arzew vient en deuxième position après celle de Skikda en termes de capacité de traitement.

Pour ses besoins en énergie électrique, elle dispose d'une turbine à gaz de 25 MW de type MS 5001 du constructeur GE.

Dans ce premier chapitre, nous allons présenter la raffinerie qui appartient à l'entreprise SONATRACH, puis nous décrivons la turbine et ses principaux composants.

I.2 Présentation de l'entreprise

La raffinerie d'Arzew appartient à l'entreprise SONATRACH, acronyme de *Société Nationale pour la Recherche, la Production, le Transport, la Transformation et la Commercialisation des Hydrocarbures*, c'est une entreprise algérienne créée le 31 décembre 1963.

I.2.1 Activités

Les domaines d'activité de SONATRACH sont :

Activité Liquéfaction Raffinage et Pétrochimie « **LRP** »:visant à la liquéfaction du gaz, au raffinage du pétrole brut et à la pétrochimie pour diminuer le taux d'import d'additifs pour la fabrication des produits finis dérivant du pétrole.

Activité Exploitation et Production« **EP** » : visant à l'augmentation de la production afin de répondre à la demande en hydrocarbures.

Activité Transport et Canalisation « **TRC** » : visant à relier les activités Amont (Sud) et Aval (Nord) du pays.

Activité commercialisation « **COM** » : visant à l'élaboration de stratégies pour la commercialisation des hydrocarbures sur les marchés national et international.

I.2.2 Les raffineries de SONATRACH

Elles sont au nombre de cinq (05) et se trouvent aux emplacements indiqués sur la carte de la figure 1.1.

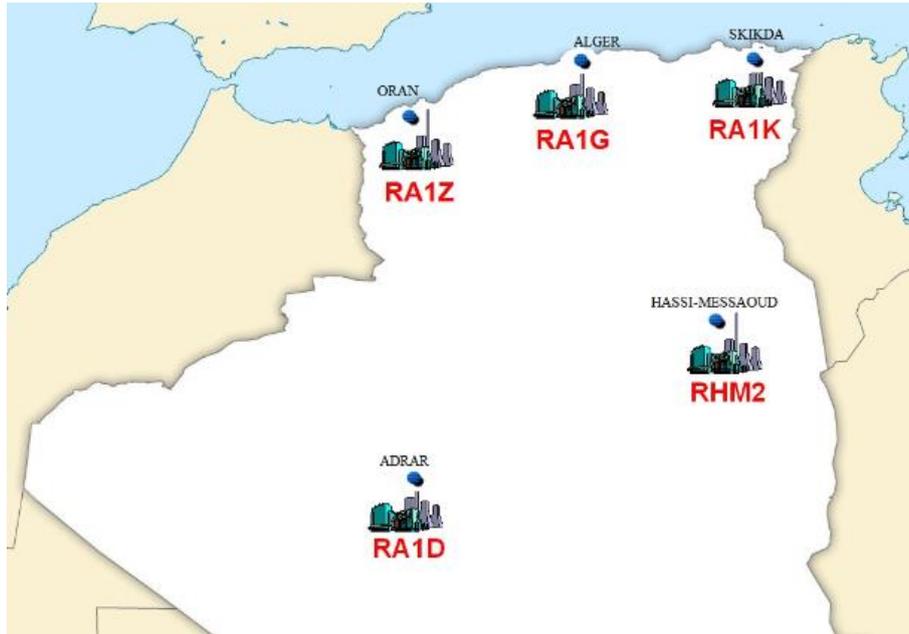


Fig. 1.1 : Emplacement des cinq raffineries dans le pays

Le tableau 1.1 donne la quantité de pétrole brut traitée par chacune de ces raffineries :

Tableau 1.1 : Quantité de pétrole brut traité dans les raffineries du pays [3]

Raffinerie		Pétrole brut traité (tonnes/an)	
		Avant Réhabilitation	Après Réhabilitation
Skikda	RA1.K	15	16,5
Arzew	RA1.Z	2,5	3,8
Alger	RA1.G	2,7	3,6
Hassi-Messaoud	RHM2	1,07	1,07
Adrar	RA1D	0,6	0,6
Total		21,87	25,57

I.2.3 La raffinerie d'Arzew

La raffinerie d'Arzew est située à 40 km à l'est d'Oran, à 2 km d'Arzew et à 5 km de la côte méditerranéenne.



Fig. 1.2 : Vue satellite de la raffinerie d'Arzew [3]

I.3.1 Historique [3]

La raffinerie d'Arzew a été construite dans le cadre du premier plan quinquennal en 1970, sa construction a été confiée à la société japonaise "Japan Gasoline Corporation".

La raffinerie a été conçue pour traiter le pétrole brut de Hassi-Messaoud (BHM) et le brut réduit importé (BRI) pour la fabrication des bitumes dans le but de pourvoir à ses utilités et de fabriquer les carburants, les lubrifiants et les bitumes.

Le démarrage des unités a été lancé à partir du mois de juillet 1972.

L'ensemble des unités de la raffinerie était en service en mars 1973.

En 1978, suite aux besoins importants en lubrifiants, la réalisation d'un ensemble intégré de production fut lancée.

En 2008, un contrat a été signé avec "Consortium Sud Coréen"(Hyundai Eng, Hanwha Eng.& Cons& Daewoo Int. Corp) pour la réhabilitation des installations en modernisant l'instrumentation et le réseau électrique et en augmentant la capacité de production qui passe de 60 000 barils de pétrole brut par jour à 90 000 barils/Jour.

I.3.2 Produits de la raffinerie

Le tableau 1.2 présente la capacité de production de la raffinerie pour chacun de ses produits, qui sont :

Les Gaz de Pétrole Liquéfiés (GPL) : propane, butane

Les Carburants : essence super, essence normale, essence sans plomb, naphta, kérosène, gas-oil et fuel-oil.

Les lubrifiants : huiles moteur (véhicules légers, poids lourds), huiles de transmission (boîtes manuelles, boîtes automatiques, transmission hydraulique), huiles Industrielles (engrenages industriels, glissière), graisse et paraffines.

Les bitumes : bitumes routiers bitumes oxydés, avec 292 000 tonnes de brut réduit importé pour leurs productions.

Tableau 1.2 : Les produits fabriqués par la raffinerie d'Arzew [3]

Produits	tonnes/an	Produits	tonnes/an
GPL	132 000	Gas-oil	1 400 000
Essences	649 000	Fuel-oil	693 000
Naphta	423 000	Lubrifiants	160 000
Kérosène	291 000	Bitumes	140 000

La raffinerie d'Arzew traite 14,86% du pétrole brut national, le reste est traité par les quatre autres raffineries du pays : Skikda, Alger, Hassi-Messaoud et Adrar.

I.3.3 Structuration de la raffinerie

La raffinerie s'étend sur 170 hectares et comporte 4 départements, s'étalant chacun sur un certain nombre de zones:

- Le département de production P1 : qui comprend les zones Z3, Z4, Z7 et Z10
- Le département de production P2 : qui comprend les zones Z19, Z5, Z20 et Z15
- Le département P3 : qui comprend la zone Z6, et les unités U3000 et U3900
- Le département P4 : qui comprend les zones Z28 et Z27 ainsi que l'unité U1800

I.3.3.1 Zones des utilités : Z3 et Z19

Elles assurent la continuité de fonctionnement de la raffinerie par la production et l'alimentation en :

- 1- Eau de refroidissement avec une capacité de 7500 m³/h.
- 2- Vapeur à haute pression (50 bars) au moyen de six(6) chaudières (3 x 47 T/h ; 2 X 60 T/h et 1x 120 T/h).
- 3- Électricité : le besoin de la raffinerie en électricité qui peut largement être couvert par la turbine à gaz 5001S, est partagé avec SONALGAZ, en raison d'un contrat qui

met la raffinerie dans l'obligation d'acheter au minimum 0,3 MW d'électricité de chez SONALGAZ.

- 4- Air de service et air-instruments.
- 5- Gaz Inerte (Azote) selon les besoins.
- 6- Gaz naturel : Le gaz naturel riche en méthane, en provenance du RTO, et le gaz de raffinerie, provenant des zones 4 et 7, sont mélangés dans un ballon et distribués aux zones de production.
- 7- Eau distillée à travers l'unité U1800 qui est destinée au traitement des eaux.

I.3.3.2 Zone des carburants : Z4

Cette zone traite le Pétrole brut à travers les différentes unités suivantes :

- 1- Unité de distillation atmosphérique (U11) : on y récolte les différents carburants: GPL, Naphta Léger, Naphta lourd, kérosène et gas-oil (léger et lourd).
- 2- Unité de reformage catalytique (U12) : Produit une base d'essence (reformat).
- 3- Unité de séparation et récupération des GPL (U13) : récupère et sépare les GPL provenant des unités "Topping" (pression atmosphérique) (U11) et "Reforming"(U12) pour produire le Propane et le Butane commercial.
- 4- Unité d'isomérisation (U17): Pour produire une base d'essence (Isomérat).

I.3.3.3 Zones des huiles de base : Z5 et Z7

Le procédé de fabrication des huiles de base suit le parcours suivant:

- 1- Une distillation sous vide par les unités U21 et U100.
- 2- Un désasphaltage (séparation de l'asphalte par extraction au propane contenu dans le résidu de la distillation sous vide du pétrole) au propane via les unités U22 et U200.
- 3- Une extraction des aromatiques au furfural à travers les unités U23 et U300.
- 4- Un déparaffinage (pour extraire les paraffines) via les unités U24 et U400.
- 5- Unhydrofinishing pour améliorer la couleur, la stabilité thermique et la résistance à l'oxydation des quatre types d'huiles de base et ce, par le biais des unités U25 et U500.

I.3.3.4 Zones des huiles finies : Z6 et unités U3000 et U3900

La zone 6 et l'unité 3000 sont pourvues pour les mélanges des huiles finies, un mélange entre les huiles de base fournies par les zones Z5 et Z7 et les additifs chimiques importés. Le conditionnement des huiles finies se fait dans l'unité 3900.

I.3.3.5 Zone des bitumes : Z10

Cette zone est constituée de trois unités:

- 1- Unité de production de bitume routier (U14), à partir du BRI.
- 2- Unité de production de bitume oxydé (U15), à partir de l'unité U14.
- 3- Unité de conditionnement et de stockage des bitumes (U45).

I.3.3.6 Zone de recyclage et de traitement : Z27

Cette zone déshuile, dessable, recycle et traite biologiquement les déchets avant de les jeter.

I.3.3.7 Zone de stockage et expédition :

Cette zone est destinée au stockage et à l'expédition (par camion, pipes et navires) des produits de la raffinerie, cette zone a une capacité de stockage variant entre 2800 et 63000 m³ grâce à ses 212 bacs et ses 06 sphères pour le stockage des GPL.

I.3.3.8 Zones de traitement chimique : Z15 et Z20

La zone 15 est celle qui abrite le laboratoire d'analyse des huiles, des bitumes et du carburant et la zone 20 est celle où on stocke les produits chimiques et additifs.

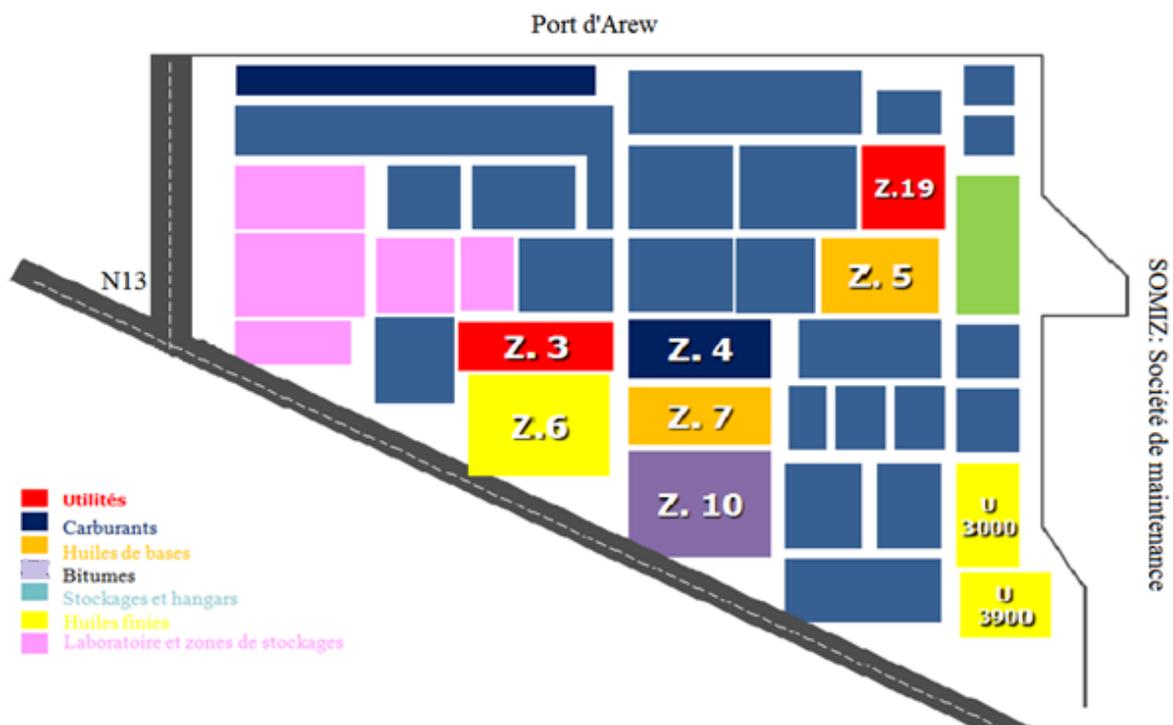


Fig. 1.3 : Plan de la raffinerie [3]

I.4 Présentation de la turbine

Le modèle de la turbine étudiée est le MS 5001 où M désigne machine, S500 : la taille « size » et le 1 désigne le nombre d'arbres (dans ce cas, il n'y a qu'un seul arbre). La machine a été conçue par Général Electric, elle fonctionne en cycle de Brayton simple. Les sections principales de la machine sont représentées à la figure 1.4.

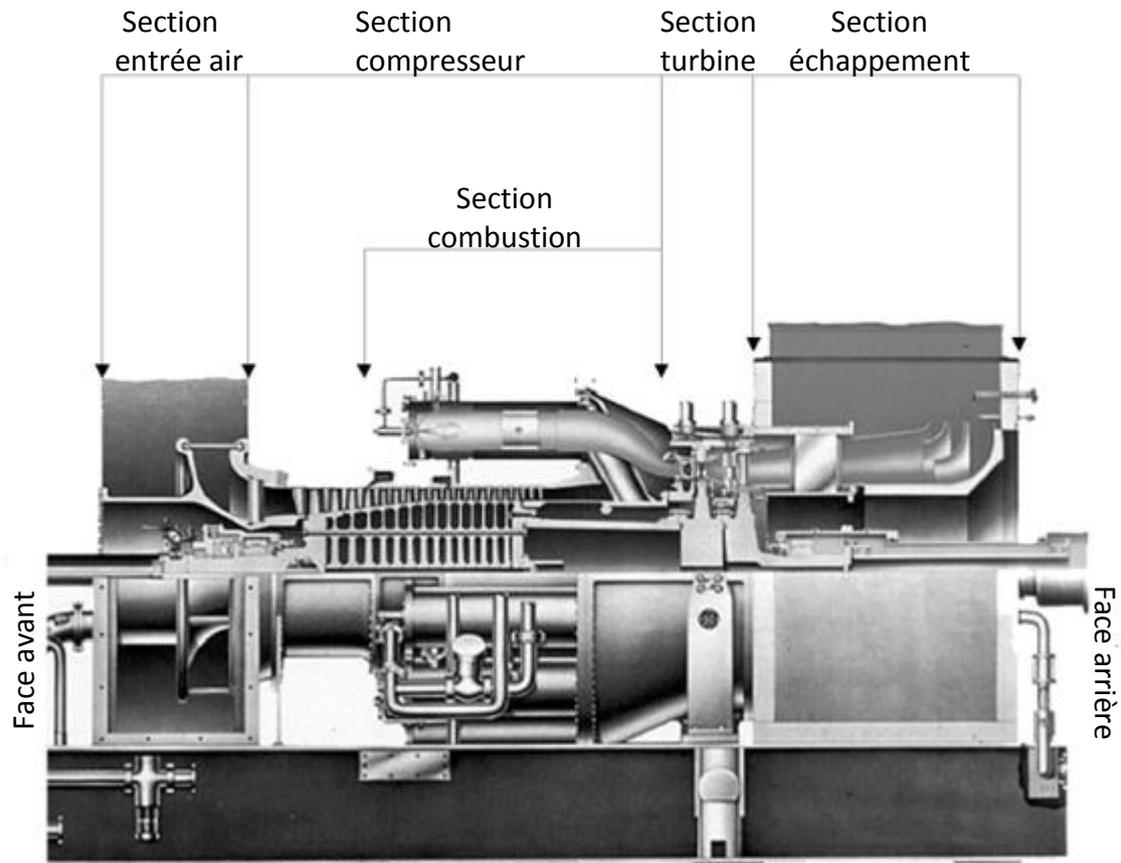


Fig. 1.4 : Sections principales de la turbine MS5001 [4]

I.5 Caractéristiques de la turbine [4]

I.5.1 Général :(Pour une température de 15°C et une pression de 1bar)

- Puissance nette : 26,8 MW
- Consommation spécifique : 12470 kJ/kWh
- Taux de Consommation de chaleur : 92,7 MW
- Température des gaz d'échappement : 482,3°C
- Débit des gaz d'échappement : 125,4 kg/sec

- Rendement : 28,4%
- Température de flamme : 986 °C
- Vitesse de rotation : 5108tr/min

Cette turbine est dotée d'un logiciel novateur pour la gestion de la production des NOx par la combustion "DLN" : Dry Low Nox.

I.5.2 Compresseur :

- Type : axial
- Taux de compression : 10,3
- Nombre d'étages : 17

I.5.3 Chambre de combustion :

La chambre de combustion possède 10 bruleurs

I.5.4 Turbine :

- Type : axiale
- Nombre d'étages : 2

I.5.5 Alternateur :

- Tension : 11000 V
- Intensité de courant : 1358 A
- Fréquence : 50 Hz
- Vitesse de rotation : 1500 tr/min.

I.5.6 Réducteur :

- Vitesse d'entrée : 5 108 tr/min
- Vitesse de sortie : 1 500 tr/min
- Rapport de vitesse : 3,41
- Entraxe : 800 mm

I.6 Compresseur

I.6.1 Système d'admission d'air : La performance de la turbine à gaz dépend de la qualité d'air qui y circule, le système d'entrée d'air de la turbine à gaz 5001S comprend deux compartiments, un compartiment d'air pour le procédé de combustion et une conduite d'air de ventilation, ce système combine les fonctions de filtrage, d'atténuation du bruit du flux d'air ainsi que son orientation pour l'introduire dans le compresseur.

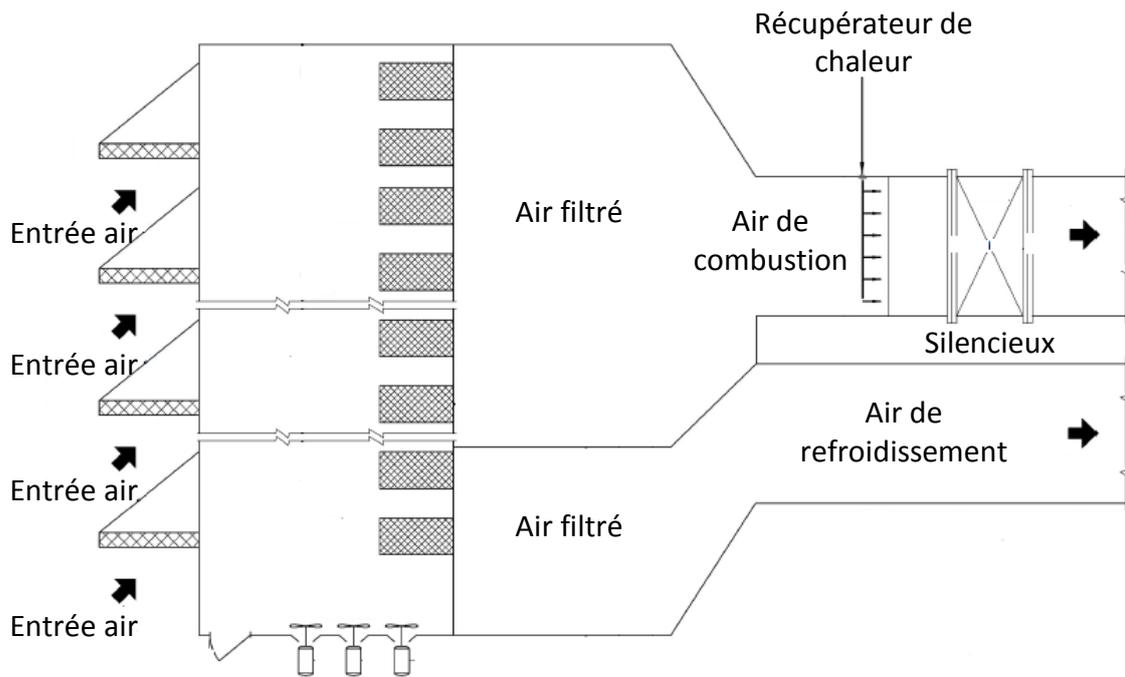


Fig. 1.5 : Système d'entrée d'air [4]

I.6.2 Le compresseur : Le compresseur axial comprend :

- Un aubage directeur d'entrée : pour orienter l'air extérieur et l'introduire dans les ailettes du compresseur.
- Un carter avant : il contient les ailettes fixes des étages allant de 0 à 3, dans cette partie on soutire de l'air à partir du quatrième étage pour refroidir les composants de la turbine.
- Un carter arrière : il contient les ailettes fixes des étages allant de 4 à 9, on y soutire de l'air à partir du dixième étage également pour refroidir les composants de la turbine.
- Un carter de refoulement : il contient les ailettes fixes des étages allant de 10 à 15.

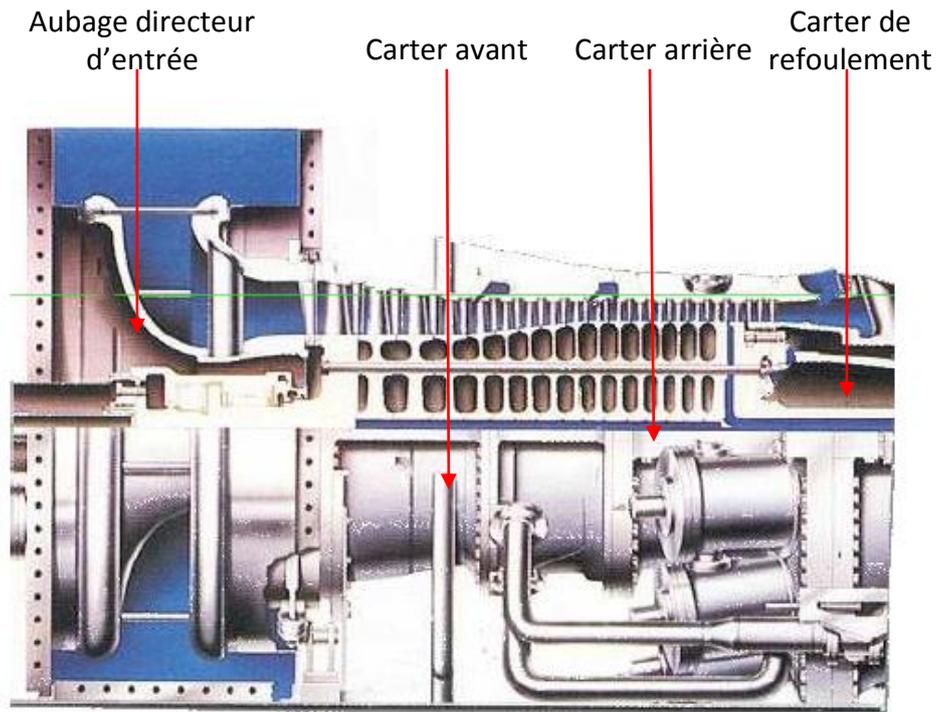


Fig. 1.6: Composants du compresseur [4]

I.7 Chambre de combustion

Le système de combustion est à écoulement inversé, Ce principe permet de diminuer l'encombrement du moteur, il comprend dix chambres de combustion disposées sur la périphérie du carter de refoulement du compresseur, lors de la combustion un pré mélange de fuel et d'air s'effectue avant d'être injecté.

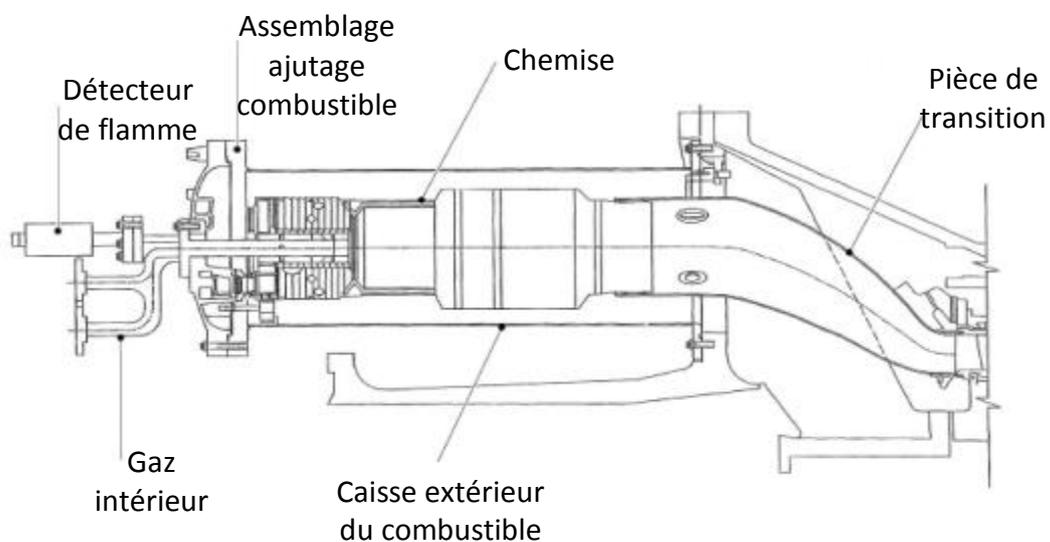


Fig. 1.7 : Chambre de combustion DLN [4]

I.8 La turbine

La chaleur des gaz d'échappement émise par la chambre de combustion se convertit en énergie mécanique lors de son passage à travers les deux étages de la turbine : un premier étage de haute pression et un second de basse pression.

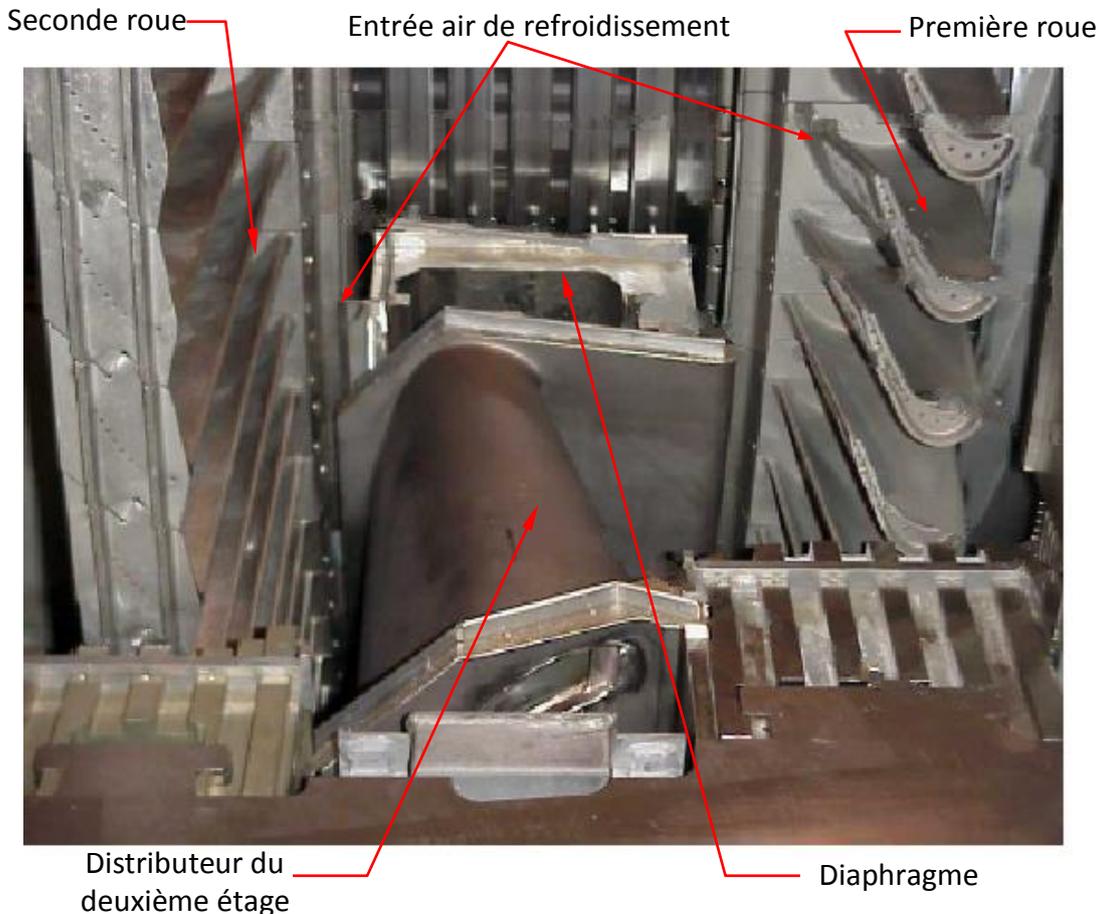


Fig. 1.8 : Composants de la turbine [4]

La turbine est composée des organes suivants :

- Distributeur de premier étage : il est constitué par l'ensemble des aubages fixes du premier étage de la turbine, les aubes y sont refroidies par de l'air soutiré des quatrième et dixième étages du compresseur.
- Distributeur du second étage : il dirige le flux gazeux vers les ailettes de la seconde roue.
- Le diaphragme : il a pour rôle de séparer l'espace entre les deux roues de la turbine en zones haute et basse pression.
- Le rotor de la turbine : il est composé de deux roues et représente la partie tournante de la machine.

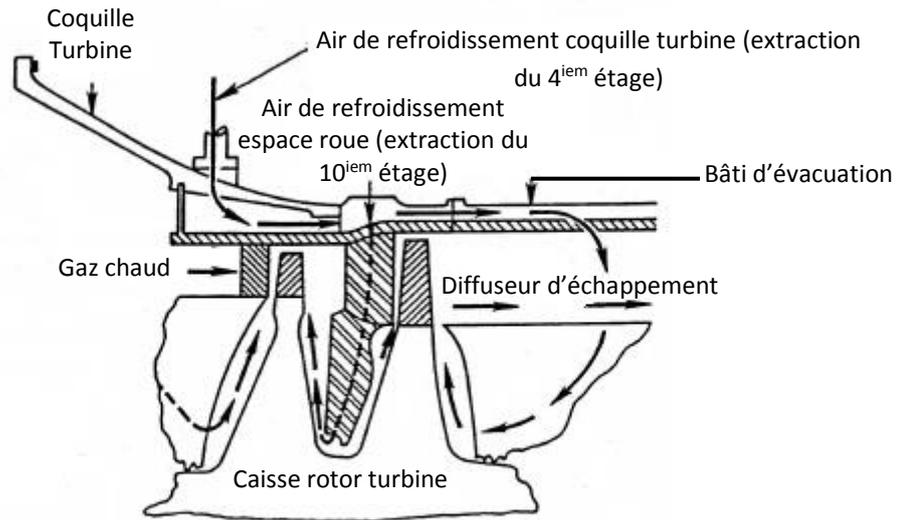


Fig. 1.9: Disposition des distributeurs et ailettes de la turbine [4]

I.9 Système d'échappement des gaz

Ce système est constitué de :

- Un plénum d'échappement : il est situé directement après la turbine, les gaz d'échappement y sont rejetés avant d'être émis à l'atmosphère, et cela dans le but d'équilibrer la pression de sortie turbine avec la pression atmosphérique, il est également pourvu d'une isolation thermique et phonique.
- Un conduit d'échappement : comporte des « turning vanes » qui sont des dispositifs en tôle utilisés pour diriger les gaz d'échappement quand il y a un changement de direction.
- Une cheminée : elle rejette les gaz d'échappement à l'atmosphère à travers un silencieux.

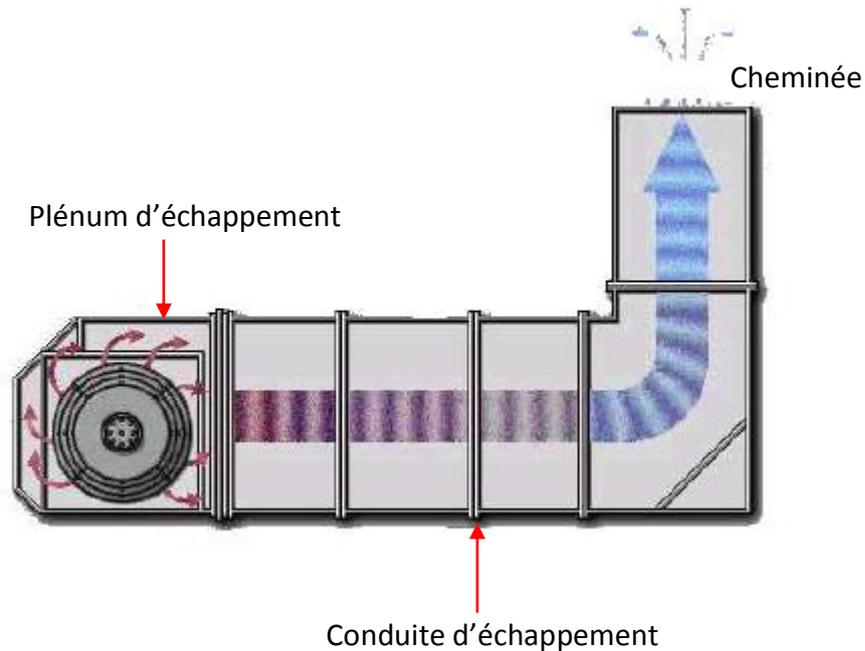
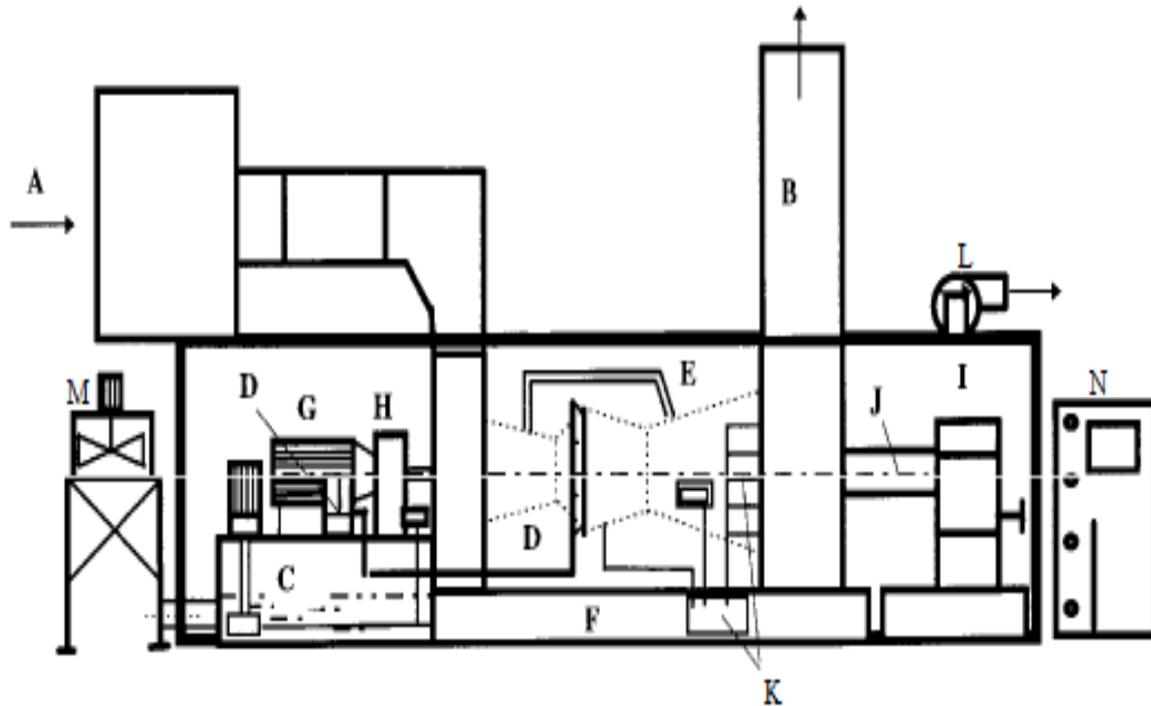


Fig. 1.10 : Système d'échappement [4]

I.10 Equipements auxiliaires

- *Système à huile de lubrification* : ce système est composé de : pompes, réservoir, échangeurs de chaleur, filtres et vannes de protection et de contrôle.
- *Système d'alimentation en gaz* : ce système est composé de : crépine, vanne d'arrêt et vanne de régulation. Ces éléments ont pour but de nettoyer le combustible et de contrôler son débit. Le contrôle et la régulation du débit se font en injectant dans la chambre de combustion le débit nécessaire, qui varie en fonction de la charge de la turbine pour son bon fonctionnement.
- *Système de démarrage* : Ce système est utilisé pour faire démarrer la turbine et ce, grâce à un moteur électrique asynchrone (88CR-1) et un convertisseur de couple pour fournir la vitesse de rotation et le couple de mise en mouvement nécessaires pour le lancement de la turbine.
- *Système de ventilation* : Ce système est composé de deux ventilateurs.
- *Le système de protection incendie* : Ce système éteint des incendies en réduisant la teneur en oxygène du compartiment grâce à une injection de neige carbonique (CO_2).

- *Le système de refroidissement par air* : Ce système utilise de l'air provenant du compresseur pour refroidir diverses parties de la turbine, cet air est tiré à partir des quatrième et dixième étages du compresseur, l'air de fuite ayant franchi le joint haute pression du compresseur et l'air refoulé par le compresseur.



A: Système entrée air

B: Système échappement des gaz brûlés

C: Système de lubrification

D: Système d'alimentation en gaz

E: Système de refroidissement par air

F: La base

G: Système de démarrage

H: Équipement auxiliaire réducteur

I: Le réducteur

J: L'accouplement

K: Système électrique

L: Système de ventilation

M: Système de refroidissement par huile

N: Système de contrôle et de protection

Fig. 1.11 : Systèmes auxiliaires [4]

I.11 Conclusion

Après avoir présenté et décrit la raffinerie et la turbine MS 5001 qui est l'objet principal de notre étude, le chapitre suivant sera entièrement consacré à l'analyse des performances énergétiques de notre turbine, et de la façon dont elle est actuellement exploitée au niveau de la raffinerie.

*Chapitre II : Calcul
des performances
de la turbine à gaz
MS 5001*

II.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons calculer les performances de la turbine MS5001, d'une part en se basant sur les données obtenues à partir de relevés réalisés sur site au sein de la raffinerie d'Arzew, et d'autre part en utilisant les données fournies par le constructeur de la turbine. La turbine n'a jamais opéré à son régime nominal, alors qu'elle peut produire une puissance dépassant 25 MW, elle n'est exploitée que pour produire moins de 10 MW. Les relevés disponibles concernent un premier régime de charge avoisinant 15 % et un second autour de 30 %. Les données du constructeur seront exploitées pour étudier ces mêmes régimes de charge afin de pouvoir effectuer une comparaison, puis l'étude sera étendue aux régimes de 50, 75 et 100 % afin d'établir le potentiel que présente l'installation pour un repowering à l'aide d'un cycle de Rankine à fluide organique (ORC).

II.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz 5001S

La configuration schématique de la turbine à gaz 5001S est la suivante :

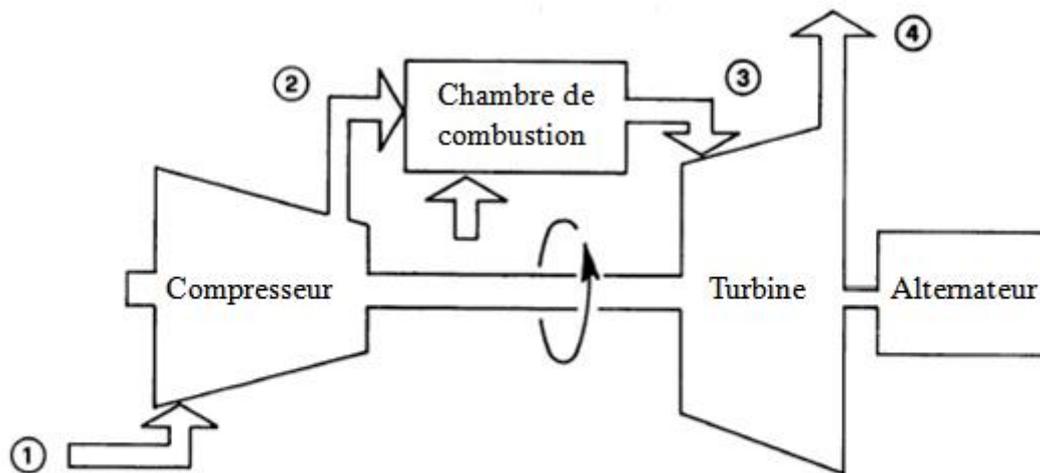


Fig. 2.1 : Schéma représentatif de la GTG 5001S [4]

L'air admis aux conditions ambiantes (1) subit une compression adiabatique à travers le compresseur, dont le rapport de compression et le rendement isentropique varient avec le régime de charge. Il arrive dans la chambre de combustion (2) où il sert de comburant pour la combustion adiabatique du gaz naturel qui produit des gaz chauds (3), dont l'énergie thermique est transformée en énergie mécanique grâce à la détente adiabatique à travers la turbine jusqu'à la pression atmosphérique (4). Une partie de l'énergie mécanique ainsi produite sera prélevée par le compresseur, tandis que le reste de cette énergie sera fourni à la charge qui, dans ce cas, est représentée par un alternateur qui la convertit en énergie électrique destinée aux différentes utilisations de la raffinerie.

II.3 Etude des performances de la turbine à gaz

Dans les calculs qui vont suivre, les propriétés thermodynamiques des gaz de combustion seront considérées identiques à celles de l'air assimilé à un gaz semi-parfait, qui obéit donc à la loi des gaz parfaits mais dont les chaleurs spécifiques sont fonction de la température. Nous utiliserons donc pour la détermination des propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz de combustion la table fournie en Annexe (voir Tableau A.1) [5].

II.3.1 Calculs concernant le combustible utilisé

Le combustible utilisé est du gaz naturel provenant de Hassi-Messaoud, dont la composition est donnée au tableau 2.1 :

Tableau 2.1: Composition du Gaz Naturel

Composant	Pourcentage (%)
CH ₄	83,01
C ₂ H ₆	8,02
C ₃ H ₈	1,87
C ₄ H ₁₀	0,26
C ₅ H ₁₂	0,91
C ₆ H ₁₄	0,07
CO ₂	0,18
N ₂	5,68

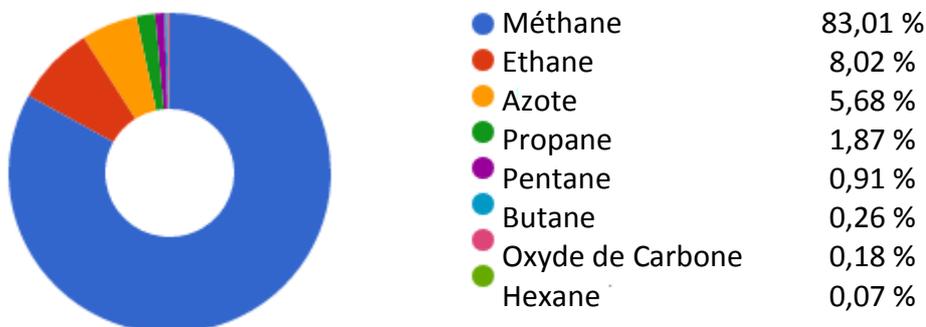


Fig. 2.2 : Composition du Gaz Naturel

Le gaz entre à la chambre de combustion à une température de 52 °C et une pression de 18,2 bar. Le débit du gaz naturel étant donné en Nm³, pour le convertir en kg/s, il est

nécessaire de connaître sa masse volumique dans les conditions normales. A cet effet, utilisons l'équation d'état du gaz parfait :

$$\rho_0 = \frac{M \cdot p_0}{R \cdot T_0} \quad (2.1)$$

où les conditions normales sont $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$ et $T_0 = 273,15 \text{ K}$,

$M = \sum y_i M_i = 18,29 \text{ kg/kmol}$ avec y_i : fraction molaire du constituant (i) et M_i : sa masse molaire, $R = 8.3144 \text{ kJ/K} \cdot \text{kmol}$ est la constante universelle des gaz parfaits.

Le pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel dont la composition est donnée au tableau 2.1 ci-dessus, peut être calculé à partir des pouvoirs calorifiques de ses constituants à l'aide de l'expression :

$$(PCI)_{GN} = \sum y_i (PCI)_i \quad (2.2)$$

Les valeurs nécessaires pour l'exécution des calculs de l'équation (2.2) sont portées au tableau 2.2 où la valeur du PCI du gaz naturel figure à la dernière ligne.

Tableau 2.2 : Calcul PCI du Gaz Naturel

Composant (i)	100y _i (%)	(PCI) _i kJ/kg de i	y _i (PCI) _i kJ/kg de GN	Masse molaire M _i kg/kmol	y _i (PCI) _i kJ/kmol de GN
CH ₄	83,01	50095,062	41 583	16,04	667 006
C ₂ H ₆	8,02	47436,444	3 804	30,07	114 398
C ₃ H ₈	1,87	46071,082	862	44,1	37 993
C ₄ H ₁₀	0,26	46089,69	120	58,12	6 965
C ₅ H ₁₂	0,91	45305,828	412	72,15	29 746
C ₆ H ₁₄	0,07	45131,378	32	86,18	2 723
CO ₂	0,18	0	0	44,01	
N ₂	5,68	0	0	28,01	
		(PCI) _{GN} kJ/kg de GN		(PCI) _{GN} kJ/kmol de GN	
Total	100		46 813		858 831

II.3.2 Performances basées sur des relevés effectués sur site

II.3.2.1 Données et calculs préliminaires

Les relevés concernent les régimes de charge 15 et 30 %, qui semblent les seuls régimes selon lesquels la turbine a opéré depuis son installation en 2014, sont portés au tableau 2.3

ci-dessous. Les différents états thermodynamiques ont été définis à la figure 2.1. Les relevés concernent les températures, les pressions, les débits de gaz (en Nm³/h) et les puissances nettes de l'installation pour les deux régimes de charge considérés. Le débit du combustible en (kg/s) se calcule comme suit :

$$\dot{m}_c[\text{kg/s}] = \frac{\dot{m}_c[\text{Nm}^3/\text{h}] \cdot \rho_0[\text{kg/Nm}^3]}{3600} \quad (2.3)$$

Les enthalpies sont lues pour les différentes températures relevées sur le tableau A.1 inséré en annexe, leurs valeurs sont également portées au tableau 2.3, ainsi que celles correspondant à l'état de l'air à la sortie du compresseur dans le cas d'une compression isentropique (2_s) et à l'état des gaz à la sortie de la turbine dans le cas d'une détente isentropique (4_s). Sur les deux dernières lignes du tableau nous avons porté respectivement les résultats des calculs de l'équation (2.1) concernant la masse volumique du GN aux conditions normales et de l'équation (2.3) concernant le débit de gaz naturel consommé en (kg/s).

Utilisation des données du tableau A.1 inséré en annexe pour le calcul des propriétés d'un point 2 situé sur la même isentropique qu'un point 1 dont les propriétés sont connues [5].

Si deux points (1) et (2) sont reliés par une isentropique (Fig. 2.3), c'est-à-dire si $s_2 = s_1$, on aura si l'on considère l'air comme un gaz qui obéit à l'équation d'état des gaz parfaits mais dont les chaleurs spécifiques sont dépendantes de la température :

$$s_2 - s_1 = \left[s^\circ(T_2) - R \ln \frac{p_2}{p^0} \right] - \left[s^\circ(T_1) - R \ln \frac{p_1}{p^0} \right] = 0$$

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1)}{R}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \exp \left[\frac{s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1)}{R} \right] = \frac{\exp \left[\frac{s^\circ(T_2)}{R} \right]}{\exp \left[\frac{s^\circ(T_1)}{R} \right]} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

En posant : $p_r(T) = \exp[s^\circ(T)/R]$ qui est fonction uniquement de la température. On a également :

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\frac{RT_2}{p_2}}{\frac{RT_1}{p_1}} = \frac{\frac{RT_2}{p_r(T_2)}}{\frac{RT_1}{p_r(T_1)}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

en posant : $v_r(T) = RT/p_r(T)$, qui est à son tour fonction uniquement de la température.

On a donc pour une isentropique :

$$\frac{p_{r2}}{p_{r1}} = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{et} \quad \frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{si } s_2 = s_1)$$

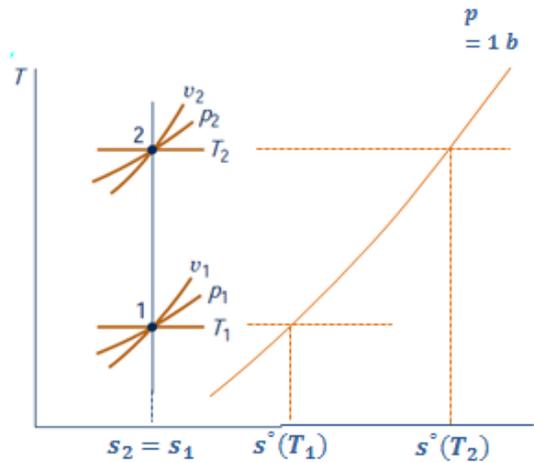


Fig. 2.3 : Diagramme T-s illustrant la façon dont le tableau A.1 est utilisé pour la détermination des propriétés de points situés sur une même isentropique.

Considérons à présent le cycle de notre turbine à gaz (Fig. 2.4). Connaissant T_1 et T_3 , on relève les valeurs de P_{r1} et P_{r3} à partir de la table des propriétés thermodynamiques de l'air, puis connaissant les pressions dans les différents états on calcule :

$$P_{r2} = P_{r1} \frac{P_2}{P_1}$$

et

$$P_{r4} = P_{r3} \frac{P_4}{P_3}$$

Ensuite à l'aide de ces deux valeurs on retourne au même tableau pour avoir les enthalpies correspondant aux états 2_s et 4_s .

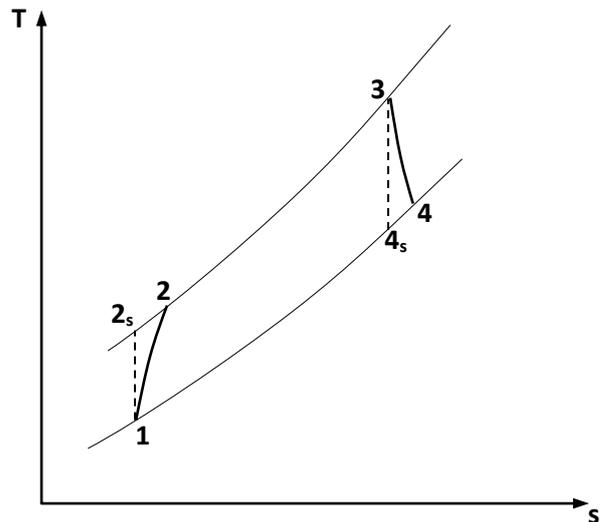


Fig. 2.4 : Diagramme T-s du cycle de Brayton de la turbine à gaz

Tableau 2.3 : Relevés effectués sur site pour les deux régimes de 15 et 30 %

Régime MW (%)		3,9 (~15 %)				7,4 (~30 %)			
Etat		1	2	3	4	1	2	3	4
Température (° C)		22	258	795	502	22,5	268	892	561
Pression (bar)		1	5	4,9	1	1	5,5	5,4	1
Enthalpie (kJ/kg)	Réelle	295,82	535,17	1124,25	794,73	295,82	545,66	1236,95	859,62
	Isentropique		469,02		723,82		482,02		779,13
Débit de gaz (Nm ³ /h)		4341				5144			
masse volumique du GN (kg/Nm ³)						0,852			
Débit GN (kg/s)		1,025				1,214			

II.3.2.2 Calcul des performances de la turbine à gaz à partir des relevés effectués sur site

- **Consommation d'énergie thermique \dot{Q}_H** : Elle est donnée par le produit du débit de combustible par son pouvoir calorifique inférieur :

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_c \cdot (PCI)_{GN} \quad (2.4)$$

- **Rendement de la chambre de combustion** : Le constructeur fournit le débit des gaz d'échappement et la consommation d'énergie thermique, mais pour un combustible

100% CH₄ (voir figures (A1.6) et (A1.7) insérées en annexe). Ces deux données nous permettent de calculer le débit de CH₄ et d'en déduire le débit d'air respectivement à l'aide des deux expressions suivantes :

$$(\dot{m}_C)_{CH_4} = \frac{\dot{Q}_{HC}}{(PCI)_{CH_4}} \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_{air} = (\dot{m}_g)_{CH_4} - (\dot{m}_C)_{CH_4} \quad (2.6)$$

On peut à présent calculer le débit des gaz de combustion correspondant au même débit d'air et au débit de gaz naturel relevé sur l'installation de la turbine à gaz à la raffinerie d'Arzew, soit :

$$(\dot{m}_g)_{GN} = \dot{m}_{air} + (\dot{m}_C)_{GN} \quad (2.7)$$

L'énergie thermique absorbée par les gaz dans la chambre de combustion s'obtient alors grâce à un bilan d'énergie sur les gaz entre les états 2 et 3, soit :

$$\dot{Q}'_H = \dot{m}_{g(GN)} \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.8)$$

Le rendement de la chambre de combustion se calcule alors par le rapport de cette énergie sur la consommation d'énergie thermique donnée par l'équation (2.4) :

$$\eta_{comb} = \frac{\dot{Q}'_H}{\dot{Q}_H} \quad (2.9)$$

- **Puissance brute de la turbine :** C'est la puissance obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur les gaz à travers la turbine, soit :

$$W_T = (\dot{m}_g)_{GN} \cdot (h_3 - h_4) \quad (2.10)$$

- **Puissance brute du compresseur :** C'est la puissance obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur l'air à travers le compresseur, soit :

$$W_C = \dot{m}_{air} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

- **Rendement isentropique de la turbine :** Il est défini par le rapport du travail spécifique actuel sur le travail spécifique correspondant à une détente isentropique, soit :

$$\eta_{isT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.12)$$

- **Rendement isentropique du compresseur :** Il est défini par le rapport du travail spécifique correspondant à une compression isentropique sur le travail spécifique de la compression actuelle, soit :

$$\eta_{isc} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.13)$$

- **Rendement thermique de l'installation** : C'est un rendement énergétique qui tient compte des seules pertes liées aux transformations du fluide de travail. Il est donné par le rapport de la puissance brute de l'installation sur le taux de chaleur absorbé par les gaz de combustion, soit :

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}'_H} \quad (2.14)$$

- **Rendement mécanique** : Il tient compte des pertes mécaniques sur les paliers et est défini par le rapport de la puissance nette aux bornes du groupe turbo-compresseur (égale à la puissance brute moins la puissance dissipée dans les frottements mécaniques) sur la puissance brute, soit :

$$\eta_m = \frac{\eta_{mT} \dot{W}_T - \frac{\dot{W}_C}{\eta_{mC}}}{\dot{W}_T - \dot{W}_C} \quad (2.16)$$

Où η_{mT} et η_{mC} sont les rendements mécaniques de la turbine et du compresseur respectivement.

- **Puissance motrice délivrée à l'alternateur** : On appelle ainsi la puissance nette aux bornes du groupe turbo-compresseur, soit :

$$P_m = \eta_{mT} \cdot \dot{W}_T - \frac{\dot{W}_C}{\eta_{mC}} \quad (2.17)$$

- **Puissance aux bornes alternateur** : C'est la puissance précédente moins les pertes qui se produisent dans l'alternateur (et qui sont essentiellement des pertes électriques). En introduisant le rendement de l'alternateur, η_{al} , on la calcule comme suit:

$$P_{BA} = P_m \cdot \eta_{al} \quad (2.18)$$

- **Puissance nette de l'installation** : Il s'agit de la puissance délivrée à la consommation à la sortie du transformateur. En introduisant le rendement de ce dernier, η_{tr} on aura pour cette puissance :

$$P_{Net} = P_{BA} \cdot \eta_{tr} \quad (2.19)$$

- **Rendement global de l'installation** : Il est défini par le rapport de la puissance nette de l'installation sur le taux de consommation d'énergie thermique et est égal au produit des différents rendements introduits ci-dessus, soit :

$$\eta_g = \frac{P_{Net}}{\dot{Q}_H} = \eta_{th} \cdot \eta_{comb} \cdot \eta_m \cdot \eta_{al} \cdot \eta_{tr} \quad (2.20)$$

Les résultats des calculs des performances de la turbine à gaz de la raffinerie d'Arzew, relatifs aux deux régimes de charge de 15 et 30 % pour lesquels elle est utilisée, et basés essentiellement sur des relevés effectués sur site pendant le fonctionnement de l'installation, sont présentés au tableau 2.4.

Tableau 2.4 : Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour les régimes de charge de 15 et 30 %, d'après des relevés effectués sur site.

Régime de charge	MW (%)	3,9 (~15 %)	7,4 (~30 %)
Consommation d'énergie thermique \dot{Q}_H	kW	46085	54582
Débit gaz de combustion $(\dot{m}_g)_{GN}$	kg/s	76,66	77,38
Débit air \dot{m}_{air}	kg/s	75,64	76,17
Puissance brute de la turbine \dot{W}_T	kW	25261	29198
Rendement isentropique de la turbine η_{isT}	%	82,29	82,42
Puissance brute du compresseur \dot{W}_C	kW	18104	19030
Rendement isentropique du compresseur η_{isC}	%	72,36	74,53
Rendement thermique de l'installation η_{th}	%	15,85	19,01
Rendement mécanique de la turbine η_{mT}	%	96,4	96,6
Rendement mécanique du compresseur η_{mC}	%	95	95,2
Rendement mécanique η_m	%	73,97	80,8
Rendement alternateur η_{al}	%	95	96
Rendement transformateur η_{tr}	%	95	97
Rendement Chambre de combustion η_{comb}	%	98	98
Rendement global η_g	%	10,37	13,92
Puissance motrice P_m	kW	5294	8245
Puissance bornes alternateur P_{BA}	kW	5029	7915
Puissance Nette P_{Net}	kW	4778	7678

II.3.3 Performances reconstituées à partir de données fournies par le constructeur

Pour le régime nominal de la turbine à gaz MS5001, le constructeur fournit à une température de 15°C, une humidité relative de 60% et une pression de 1, 013 bars, les caractéristiques suivantes :

Tableau 2.5 : Caractéristiques de la turbine pour un régime de pleine charge aux conditions ambiantes contractuelles de 15 °C, 1.013 bar et 60 % d'humidité relatives

Type de combustible	100% CH ₄
Puissance générée	26800 kW
Consommation spécifique	12470 kJ/kWh
Consommation d'énergie thermique	92,7 MW
Température des gaz d'échappement	482,3°C
Débit des gaz d'échappement	125,4 kg/sec

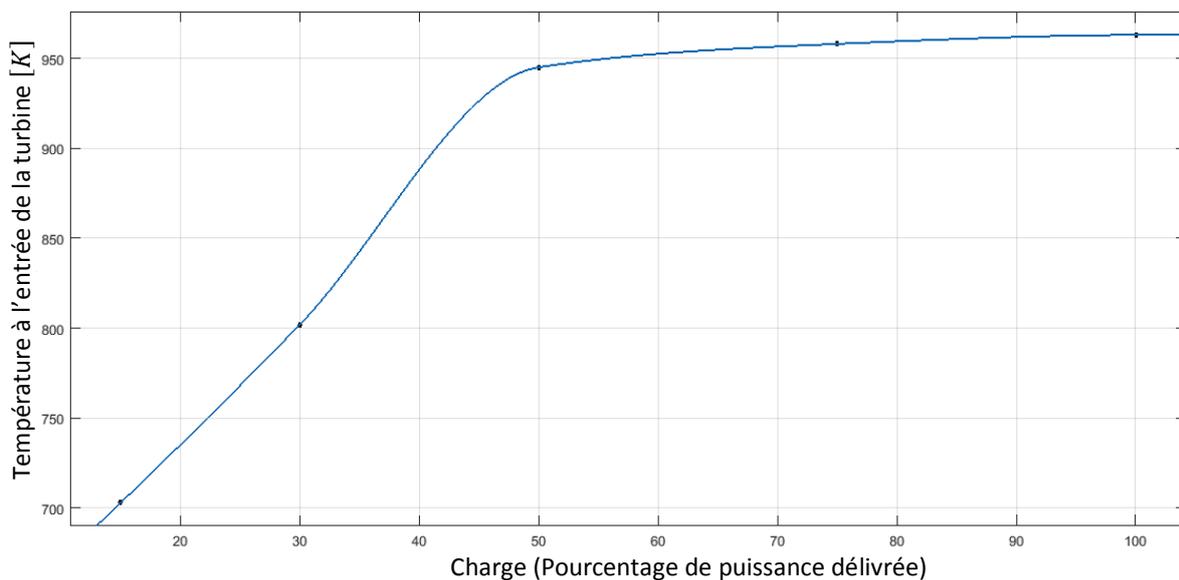
Le constructeur fournit également, pour un régime de pleine charge, les courbes d'évolution de la puissance, de la consommation d'énergie thermique et de la température des gaz d'échappement en fonction de la température ambiante. Ces courbes sont insérées en annexe (voir annexe A.2 A.3 et A.4). Et en fonction du régime de charge (pourcentage de puissance délivrée), il fournit les courbes d'évolution de la consommation d'énergie thermique ainsi que celles du débit et de la température des gaz d'échappement pour différentes valeurs de la température ambiante (voir annexe A.5 A.6 et A.7).

Pour nous placer dans les mêmes conditions ambiantes que celles correspondant aux relevés qui nous ont servi à effectuer les calculs du paragraphe II.3.1, nous devons notamment relever à partir de ces courbes fournies par le constructeur, les valeurs des caractéristiques pour une température ambiante de 22 °C. Nous obtenons ainsi pour les régimes de charge de 15, 30, 50, 75 et 100 % la consommation d'énergie thermique, la température et le débit des gaz d'échappement pour une température ambiante de 22 °C. Ces données sont consignées au tableau 2.6 ci-dessous. Nous y avons ajouté les valeurs correspondantes de la température de flamme que nous déterminons ci-après, ainsi que la valeur du rapport de compression fourni par le constructeur pour le régime de pleine charge. Notons sur le tableau, que la puissance de pleine charge à 22 °C est seulement de 25,33 MW, au lieu des 26,8 MW correspondant à une température ambiante de 15 °C.

Tableau 2.6 : Données obtenues à partir des documents fournis par le constructeur pour différents régimes de charge à une température de 22 °C

Régime de fonctionnement	MW (%)	3,9 (15 %)	7,4 (30 %)	13,4 (50 %)	20,1 (75 %)	25,33 (100 %)
Consommation d'énergie thermique (\dot{Q}_H)	kW	37000	45500	60125	76000	89177
Température gaz d'échappement (T_4)	°C	390	460	544	519	488,1
Débit des gaz (\dot{m}_g) _{GN}	Kg/s	77,08	77,1	79,5	99,5	121,64
Température de flamme (T_3)	°C	703	802	945	958	963
Rapport de compression (P_2/P_1)	--	--	--	--	--	10,3

- Détermination de la température de flamme** : En nous basant sur les deux valeurs de cette température relevées pour les deux régimes d'exploitation de la turbine au niveau de la raffinerie, et la seule valeur fournie par le constructeur pour le régime de pleine charge, nous avons obtenu une corrélation qui nous permet d'estimer la valeur de cette température pour les autres régimes (50 et 75 %). La corrélation obtenue est représentée graphiquement à la figure 2.5 ci-dessous. Les valeurs correspondant aux différents régimes considérés sont relevées et portées au tableau 2.6 ci-dessus.

**Fig. 2.5** : Evolution de la température à l'entrée de la turbine à gaz en fonction de la charge

- Rendements isentropiques de la turbine et du compresseur** : Ne connaissant pas dans ce cas l'état thermodynamique du fluide de travail à la sortie du compresseur et donc également la pression à l'entrée de la turbine, nous ne pouvons procéder comme précédemment au calcul direct de ces rendements. Au lieu de cela, nous allons inverser la procédure en optant pour la détermination de ces inconnues à

partir de valeurs connues des rendements isentropiques. Il est tout à fait raisonnable en effet d'utiliser les mêmes valeurs de ces rendements que celles obtenues précédemment dans le cas des régimes à 15 et 30 %. Ensuite, en complétant ces valeurs avec celles fournies par le constructeur pour le régime de pleine charge, on peut obtenir par interpolation les corrélations représentées graphiquement à la figure 2.6 ci-dessous, puis relever les valeurs des rendements isentropiques correspondants aux régimes de 50 et 75 % de charge pour compléter le tableau 2.7 ci-dessous.

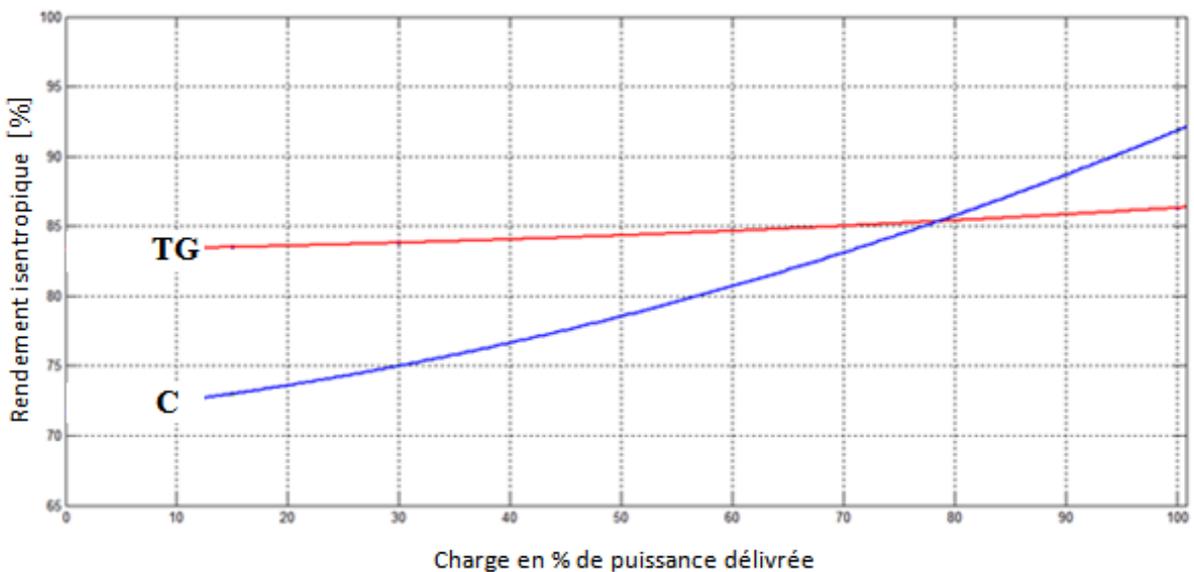


Fig. 2.6 : Evolution des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine en fonction de la charge

Tableau 2.7 : Rendements isentropiques de la turbine et du compresseur pour différentes charges de l'installation

Régime de charge (% de puissance délivrée)	Rendement isentropique turbine (%)	Rendement isentropique compresseur (%)
15	83,5	73
30	83,8	75
50	84,1	80
75	85,55	87
100	86,31	91,85

- **Détermination du rapport de compression :** Ayant à présent les valeurs des températures à l'entrée et à la sortie de la turbine, ainsi que celle du rendement isentropique de cette dernière, nous pouvons déterminer les enthalpies h_3 et h_4 à partir du tableau A1.1 (annexe 1), puis calculer h_{4s} en utilisant l'expression de définition du rendement isentropique de la turbine, soit :

$$h_{4s} = h_3 - \frac{h_3 - h_4}{\eta_{isT}} \quad (2.21)$$

Ayant trouvé h_{4s} , le même tableau nous permet de déterminer P_{r4} . Connaissant T_3 , on obtient P_{r3} également à partir du tableau A1.1, ce qui nous conduit au rapport de compression :

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_{r3}}{P_{r4}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \quad (2.22)$$

On calcule ensuite :

$$P_{r2} = \frac{P_3}{P_4} \cdot P_{r1} \quad (2.23)$$

Connaissant à présent la valeur de P_{r2} , on revient au tableau A1.1 pour déterminer h_{2s} , puis grâce à l'expression de définition du rendement isentropique du compresseur, on calcule l'enthalpie h_2 à la sortie du compresseur :

$$h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{isC}} + h_1 \quad (2.24)$$

Les autres calculs seront conduits de la même manière que précédemment. Les résultats sont récapitulés pour les différentes charges considérées dans les tableaux 2.8 à 2.12 ci-après.

Tableau 2.8 : Enthalpies et débits de GN calculés pour les charges de 15 et 30 % (données constructeur)

Régime MW (%)		3,9 (~15 %)				7,4 (~30 %)			
Etat		1	2	3	4	1	2	3	4
Enthalpie (kJ/kg)	Réelle	295,82	550,86	1019,88	675,96	295,82	558,38	1132,34	746,34
	Isentropique		482,49		602,16		492,74		664,01
Débit GN (kg/s)		0,82				1,01			

Tableau 2.9 : Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour les régimes de charge de 15 et 30 %, d'après les données fournies par le constructeur.

Régime	MW (%)	3,9 (15 %)	7,4 (30 %)
Consommation d'énergie thermique \dot{Q}_H	kW	37 000	45 500
Débit gaz de combustion $(\dot{m}_g)_{GN}$	kg/s	77,08	77,10
Débit air \dot{m}_{air}	kg/s	76,26	76,09
Puissance brute de la turbine \dot{W}_T	kW	26509,4	29760,6
Rendement isentropique de la turbine η_{isT}	%	83,5	83,8
Puissance brute du compresseur \dot{W}_C	kW	19449,4	19978,2
Rendement isentropique du compresseur η_{isC}	%	73	75
Rapport de compression	--	5,5	6
Rapport de détente	--	5,5	6
Rendement thermique de l'installation η_{th}	%	19,52	22,10
Rendement mécanique de la turbine η_{mT}	%	96,4	96,9
Rendement mécanique du compresseur η_{mC}	%	95,3	95,9
Rendement mécanique global η_m	%	72,29	81,87
Rendement alternateur η_{al}	%	96	97
Rendement transformateur η_{tr}	%	96	98
Rendement Chambre de combustion η_{comb}	%	97,70	97,27
Rendement global η_g	%	12,82	16,73
Puissance motrice P_m	kW	5146,5	8005,7
Puissance bornes alternateur P_{BA}	kW	4940,6	7765,5
Puissance Nette P_{Net}	kW	4743	7610,2

Tableau 2.10 : Enthalpies et débits de GN calculés pour les charges de 50 et 75 % (données constructeur)

Régime MW (%)		13,4 (50 %)				20,1 (75 %)			
Etat		1	2	3	4	1	2	3	4
Enthalpie (kJ/kg)	Réelle	295,82	556,04	1299,13	840,84	295,82	570,08	1314,47	813,35
	Isentropique		504,11		748,01		534,49		721,36
Débit GN (kg/s)		1,20				1,69			

Tableau 2.11 : Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour les régimes de charge de 50 et 75 %, d'après les données fournies par le constructeur.

Régime	MW (%)	13,4 (50 %)	20,1 (75 %)
Consommation d'énergie thermique \dot{Q}_H	kW	60125	76 000
Débit gaz de combustion $(\dot{m}_g)_{GN}$	kg/s	79,63	99,68
Débit air \dot{m}_{air}	kg/s	78,30	97,99
Puissance brute de la turbine \dot{W}_T	kW	36493,6	49952
Rendement isentropique de la turbine η_{isT}	%	84	85,55
Puissance brute du compresseur \dot{W}_C	kW	20375,2	26874,7
Rendement isentropique du compresseur η_{isC}	%	80	87
Rapport de compression	--	6,5	8,5
Rapport de détente	--	6,5	8,5
Rendement thermique de l'installation η_{th}	%	27,23	31,10
Rendement mécanique de la turbine η_{mT}	%	97,4	97,9
Rendement mécanique du compresseur η_{mC}	%	96	96,9
Rendement mécanique global η_m	%	89,19	91,73
Rendement alternateur η_{al}	%	98	98,3
Rendement transformateur η_{tr}	%	98	98,3
Rendement Chambre de combustion η_{comb}	%	98,01	97,63
Rendement global η_g	%	22,87	26,91
Puissance motrice P_m	kW	14320,6	21168,6
Puissance bornes alternateur P_{BA}	kW	14034,2	20808,7
Puissance Nette P_{Net}	kW	13753,5	20455

Tableau 2.12 : Résultats des calculs de performances de la turbine à gaz pour le régime de pleine charge d'après les données fournies par le constructeur.

Régime de Charge	MW (%)	25,352 (100%)	
Enthalpies	kJ/kg	h_1	295,82
		h_2	602,864
		h_{2s}	576,351
		h_3	1320,383
		h_4	779,545
		h_{4s}	693,7363
Débit de GN	kg/s	1,98	
Consommation d'énergie thermique \dot{Q}_H	kW	89177,4	
Débit des gaz d'échappement $(\dot{m}_g)_{GN}$	kg/s	121,8	
Débit d'air \dot{m}_{air}	kg/s	119,86	
Puissance brute de la turbine \dot{W}_T	kW	65874,1	
Rendement isentropique de la turbine η_{isT}	%	86,31	
Puissance brute du compresseur \dot{W}_C	kW	36802,3	
Rendement isentropique du compresseur η_{isC}	%	91,85	
Rendement thermique de l'installation η_{th}	%	32,60	
Rendement chambre de combustion η_{comb}	%	97,99	
Le rapport de pression	--	10,3	
Rendement mécanique de la turbine η_{mT}	%	0,98	
Rendement mécanique du compresseur η_{mC}	%	0,97	
Rendement mécanique global η_m	%	93,43	
Rendement alternateur η_{al}	%	0,984	
Rendement transformateur η_{tr}	%	0,984	
Rendement global η_g	%	28,89	
Puissance motrice P_m	kW	26616,3	
Puissance bornes alternateur P_{BA}	kW	26190,5	
Puissance Nette P_{Net}	kW	25771,4	

Tableau 2.13 : Tableau comparatif des puissances et des rendements correspondant aux différentes charges étudiées

Régime de charge (MW)	Puissance nette	Rendement global	Puissance autoconsommée
	kW	%	kW
3,9 (mesures prélevées sur le site)	4778	10,37	878
3,9 (Données Constructeur)	4743	12,82	843
7,4 (mesures prélevées sur le site)	7678	13,92	278
7,4 (Données Constructeur)	7610,2	16,73	210,2
13,4 (Données Constructeur)	13753,5	22,87	353,5
20,1 (Données Constructeur)	20455	26,91	355
25,352 (Données Constructeur)	25771,4	28,89	419,4

II.4 Discussion des résultats des calculs de performance de la turbine MS5001 de la raffinerie d'Arzew

Le tableau 2.13 récapitule les résultats obtenus pour la puissance nette et le rendement de l'installation pour les cinq régimes de charge analysés. La dernière colonne du tableau donne la différence entre la puissance nette calculée (P_{Net}) et la fraction de puissance nominale correspondant au régime considéré. Si l'on prend par exemple la première ligne du tableau, le chiffre apparaissant à la dernière colonne (878 kW) est le résultat de la soustraction du chiffre de la première colonne (3900 kW) de celui de la deuxième colonne (4778 kW). Cette différence représente la puissance consommée au sein de la centrale elle-même par les différents auxiliaires. Cette puissance n'est pas mesurée au niveau de la centrale, nous n'avons donc pas pu la prendre directement en considération dans les calculs. Nous avons effectué l'inventaire des équipements électriques existants au niveau de la centrale et nous avons pu estimer la valeur maximum de leur consommation à 435 kW, en additionnant leurs puissances nominales. En cours d'exploitation, ces appareils ne fonctionnent certainement pas tous à leur régime nominal, et sans doute pas toujours. On devrait donc s'attendre à ce que la puissance autoconsommée déduite de la manière qui a été décrite plus haut dans ce paragraphe, soit inférieure à cette valeur de 435 kW. Ceci se vérifie pour tous les régimes, sauf lorsque la charge représente 15 % de la charge nominale. Dans ce dernier cas, la valeur élevée de la puissance autoconsommée est due à l'excitatrice de démarrage qui doit rester

couplée à l'arbre moteur et entraînée jusqu'à ce que le régime monte à 20 % de la charge nominale. Elle introduit ainsi une charge supplémentaire de 450 kW qui explique le chiffre élevée de l'autoconsommation. Dans le cas des régimes à 30 % et plus, l'autoconsommation redescend à des valeurs raisonnables qui ne dépassent pas 3 % de la puissance nette produite par l'installation, ce pourcentage diminuant logiquement avec la montée en régime pour ne représenter qu'environ 1.65 % de la puissance produite à pleine charge.

Une comparaison des résultats obtenus dans le cas des régimes à 15 % et 30 %, avec les relevés d'exploitation et avec les données fournies par le constructeur, montre qu'en ce qui concerne la puissance calculée, la différence est de 0.74 % dans la premier cas (régime à 15%) et 0.90 % dans le deuxième cas (régime à 30%). Cette petite différence est imputable au fait que le débit de combustible consommé au niveau de la centrale est légèrement plus grand que celui prévu par le constructeur pour ces régimes, ce qui se traduit par une différence d'un peu plus de 2 points sur la valeur du rendement, celui obtenu à partir de données du constructeur étant plus grand.

Le rendement global de l'installation croît avec la charge pour passer d'environ 13 % lorsque le régime est à 15 % de la charge nominale, à près de 29 % pour un régime de pleine charge. La conséquence évidente de cette augmentation spectaculaire de rendement entre ces deux régimes extrêmes, peut être illustrée par la consommation de gaz naturel nécessaire pour produire un kWh.

Dans le cas d'un régime à 15 % de charge, la centrale consomme $0.82 \text{ kg de GN/spour}$ produire une puissance de 3900 kW , ce qui correspond à : $(0.82 \cdot 3600)/3900 = 0.76 \text{ kg de GN/kWh}$.

Tandis que dans le cas d'un régime de pleine charge, la centrale consomme 1.98 kg de GN/s pour produire une puissance de 25352 kW , ce qui donne : $(1.98 \cdot 3600)/25352 = 0.28 \text{ kg de GN/kWh}$, soit une économie en gaz de 63.2 %. Ce qui signifie également la réduction des émissions de gaz à effet de serre de plus de la moitié.

De tous les points de vue donc, l'avantage qu'il y a à exploiter la centrale à son régime nominal est une évidence que seule l'impossibilité devant laquelle on se trouve actuellement pour exporter l'excédent de production à travers le réseau de la Sonelgaz, peut justifier qu'on puisse continuer à la sous-utiliser pour ne répondre qu'aux modestes besoins de la raffinerie.

Nous allons donc nous placer dans un cadre hypothétique où les obstacles liés à cet aspect du problème seraient levés pour qu'il devienne possible de vendre sur le réseau l'excédent d'énergie produit. Alors, pour réaliser des économies d'énergie encore plus substantielles, on pourrait envisager de redimensionner l'installation actuelle à moindre coût en lui greffant un cycle de Rankine à fluide organique, pour récupérer le maximum de l'énergie qui subsiste dans les gaz de combustion à leur échappement de la turbine à gaz. L'énergie ainsi

récupérée sera partiellement convertie pour augmenter la production de puissance de la nouvelle installation sans apport supplémentaire d'énergie primaire. L'analyse de cette question fera l'objet du chapitre suivant.

*Chapitre III : Analyse
thermodynamique d'un
cycle ORC proposé pour
le "Repowering" de la
turbine MS 5001*

III.1 Introduction

Après avoir évalué le potentiel énergétique des gaz d'échappement de la turbine à gaz de la raffinerie d'Arzew, représenté par une température assez élevée de 488 °C et un débit de 121kg/s, nous allons nous intéresser dans ce chapitre à l'étude paramétrique du cycle de Rankine Organique que nous proposons pour le "repowring" de l'installation de la turbine à gaz MS5001 dans le but l'exploiter à pleine charge et de produire le maximum de puissance supplémentaire avec la turbine ORC, la puissance qui ne sera pas consommée au niveau de la raffinerie sera exportée sur le réseau local ou national.

III.2 Le cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est le cycle de base d'un système dont le fluide de travail subit des changements de phases liquide-vapeur lors de sa circulation à travers les différents équipements où il subit les transformations composant le cycle. Habituellement, il est associé à la vapeur d'eau dans les systèmes de production d'énergie qui utilisent la turbine à vapeur. Mais dans le domaine de la récupération à partir de sources de faible intensité énergétique, d'autres fluides peuvent être plus avantageux que l'eau.

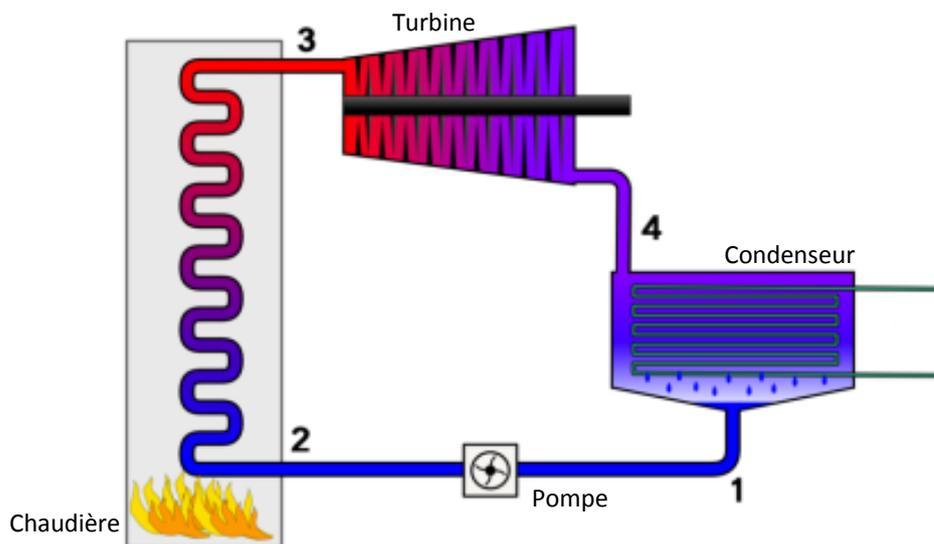


Fig. 3.1 : Schéma représentatif du cycle de Rankine [6]

Dans sa configuration la plus simple, le cycle de Rankine est composé d'une chaudière, d'une turbine à vapeur, d'un condenseur et d'une pompe, voir figure 3.1.

III.3 Le cycle de Rankine Organique

Le cycle de Rankine organique est un cycle de Rankine utilisant un composé organique au lieu de l'eau comme fluide de travail.

L'eau est un fluide de travail excellent pour le cycle de Rankine si la température de la source thermique est suffisamment élevée. Ce fluide traditionnel est thermiquement et chimiquement stable, non-toxique, ininflammable, peu-coûteux, possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, un ODP (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls [7]. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques disposant de sources à haute température et conçues pour produire des puissances importantes.

Dans les applications où la source de chaleur est d'intensité énergétique (température) relativement basse, et plus particulièrement pour de faibles puissances, l'eau n'est pas le fluide de travail qui convient [8]. Pour la production d'énergie électrique à partir de sources de chaleur de basse et de moyenne température, le cycle de Rankine à fluide organique est plus avantageux que le cycle de Rankine traditionnel.

Son avantage majeur concerne l'organe où le fluide subit la détente. Cet organe peut être une turbine axiale ou radiale, une machine volumétrique à piston, une machine à vis ou une machine à spirale.

Dans le cas des systèmes de faible puissance avec des différences de température moyennes à travers l'organe de détente, les chutes d'enthalpie correspondantes avec la vapeur d'eau sont relativement élevées à cause de la faible masse molaire de l'eau (18 kg/kmol). Si toute l'énergie est extraite dans une turbine à action mono-étagée, la vitesse d'écoulement à travers la tuyère, qui convertit la chute d'enthalpie en énergie cinétique, serait supérieure à 1000 m/s. Cela impose aux aubages une vitesse périphérique d'environ 500 m/s. Cette vitesse est deux fois plus grande que la limite pratique, dictée par les contraintes autorisées pour les matériaux et les techniques de construction des turbines ordinaires. L'utilisation de turbines multi-étagées, qui permet de limiter la vitesse périphériques des aubes de la turbine pour une puissance donnée, conduit à des turbines de faible puissance qui, en même temps, sont très grosses et coûteuses.

Par ailleurs, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail dans des applications où l'énergie sera puisée à partir de sources de basse température, rend impossible l'obtention des niveaux de surchauffe nécessaires pour éviter la condensation au cours de la détente, compte tenu de la faible température de la source de chaleur. Et l'érosion des aubages de la turbine devient alors inévitable. En revanche, si une vapeur d'un fluide organique de masse molaire élevée est utilisée à la place de la vapeur d'eau dans la turbine, la vitesse

d'écoulement sera réduite approximativement du rapport des racines carrées inverses des masses molaires des fluides[7]. Dans ce cas donc, on peut utiliser une turbine mono-étagée.

En ce qui concerne le problème de la condensation de vapeur au cours de la détente, il est intéressant de noter que plusieurs fluides organiques ont une courbe de rosée qui se présente sur un diagramme T-s avec une pente (ds/dT) quasi-nulle ou carrément positive. Par conséquent, la détente isentropique de la vapeur saturée de ces fluides organiques débouche en fin de détente sur une vapeur saturée ou surchauffée. L'érosion des aubages est ainsi évitée.

En conclusion, la production d'énergie électrique à partir de sources d'énergie thermique de basse température, utilisant des fluides organiques avec des masses molaires supérieures à celle de l'eau, peut permettre des rendements de cycle plus élevés avec des turbines mono-étagées moins complexes et moins coûteuses [8].

En plus des avantages liés à l'organe de détente, la technologie ORC offre également les avantages suivants:

- Procédure de démarrage simple ;
- Opération automatique et continue ;
- Procédure de maintenance simple ;
- Présence d'un opérateur non nécessaire ;
- Longue durée de vie de centrale (> 20 ans) ;
- Aucun besoin de traitement du fluide de travail (alors que le cycle traditionnel nécessite la déminéralisation de l'eau) ;
- Aucun besoin de dégazage (alors que dans un cycle traditionnel, le fonctionnement à basse pression, très inférieure à la pression atmosphérique en sortie de turbine, occasionne d'inévitables entrées d'air dans l'installation. L'oxygène de l'air entraîne la corrosion de tous les composants et des problèmes d'encrassement. Le dégazage en continu de l'eau du cycle est coûteux en énergie et impose des contraintes additionnelles au fonctionnement).

Grâce aux avantages ci-dessus, la technologie ORC suscite aujourd'hui beaucoup d'intérêt et son utilisation s'étend rapidement dans le domaine de la génération d'électricité à partir de sources thermiques de basse température (ex. géothermie, énergie solaire, biomasse et rejets thermiques industriels y compris ceux des centrales thermiques, etc.) (voir Fig. 3.2). La contrainte principale pour cette technologie réside dans les problèmes liés à la stabilité thermique des fluides de travail disponibles, imposant une température maximale du cycle qui ne doit pas dépasser 400 °C.

Une application très intéressante est actuellement à l'étude, il s'agit de l'utilisation du cycle ORC dans le domaine des transports routier et marin, où la récupération de la chaleur des

rejets (fluides de refroidissement et gaz d'échappement) sera convertie en électricité pour l'autoconsommation des véhicules de transport [5].

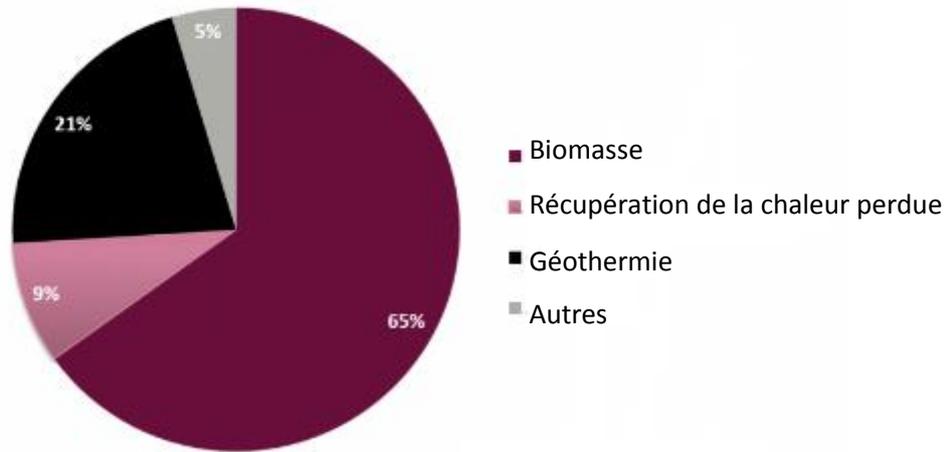


Fig. 3.2 : Répartition de l'utilisation du cycle ORC par type d'application dans le monde en 2014 [6]

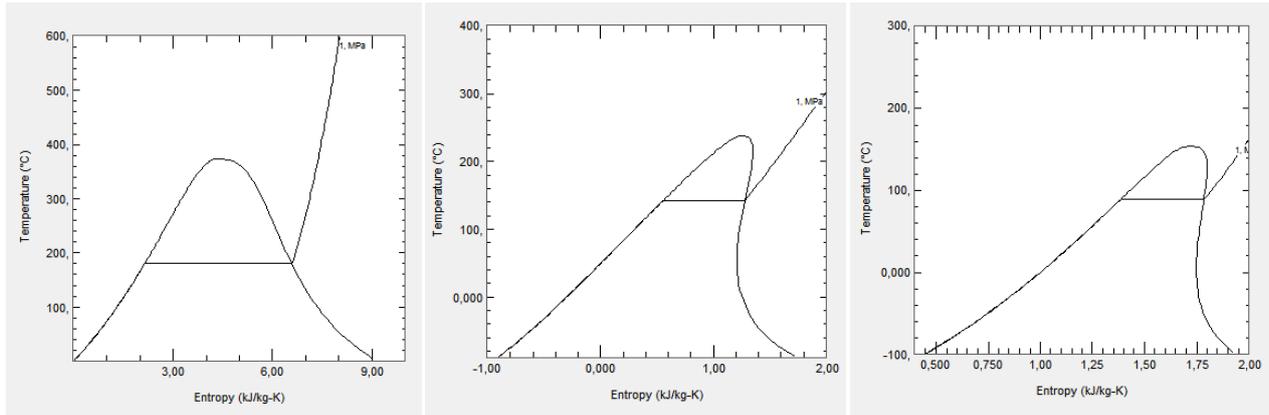
Fluides organiques utilisés : Les critères de sélection du fluide organique sont :

- Une température d'ébullition normale relativement faible ;
- Une pression critique élevée qui permettra une plus grande détente après l'état d'ébullition ;
- Un poids moléculaire élevé pour avoir une chute d'enthalpie importante et par conséquent conduire à une turbine de taille réduite ;
- Une pente verticale de la courbe de rosée dans le diagramme T-S, pour éviter la présence de particules liquides à la fin de la détente. On distingue trois types de pentes (voir Fig. 3.3):

La pente positive (fluide sec) : lors de la détente, le fluide se retrouvera dans le domaine surchauffé, et dans ce cas il faudra envisager la possibilité d'utilisation d'un régénérateur pour récupérer plus de chaleur en préchauffant le fluide avant son arrivée à la chaudière de récupération.

La pente négative (fluide humide) : lors de la détente, ce fluide se retrouvera dans la partie liquide/vapeur et cela risque fortement d'endommager notre turbine à vapeur.

La pente nulle (fluide isentropique) : dans ce cas une surchauffe peut être envisagée pour récupérer plus de chaleur, mais la détente peut commencer avec de la vapeur saturée sans risque d'aboutir à la sortie de l'organe de détente dans le domaine humide.



Fluide humide (eau)

Fluide sec (cyclopentane)

Fluide isentropique (R245fa)

Fig. 3.3 : Diagramme T-s pour les 3 types de fluides

-Un faible potentiel de réchauffement global (GWP) et d'appauvrissement de la couche d'Ozone (ODP)

Dans notre étude, nous utiliserons comme fluide organique le cyclopentane, dont les caractéristiques (voir tableau 3.1) conviennent parfaitement au domaine de température modérément élevé des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Ce fluide a déjà été utilisé avec succès dans ce domaine de température [2]

Tableau 3.1 : Les caractéristiques thermiques du cyclopentane

Masse molaire (g/mole)	70
Température d'ébullition normale (°C)	49,1
Température critique (°C)	238
Pression critique (MPa)	4.515
Masse volumique critique (kg/m ³)	268
ODP	0
Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	389
Formule Chimique	C ₅ H ₁₀

III.4 Cycle de Rankine organique proposé

Notre cycle de Rankine organique (voir Fig. 3.4) comporte une boucle intermédiaire exécutée par un liquide caloporteur, une huile thermique, qui va transférer l'énergie récupérée des gaz d'échappement au fluide organique du cycle ORC, dans ce cas le cyclopentane. L'échange d'énergie entre l'huile thermique et le cyclopentane a lieu au sein

d'une chaudière de récupération qui comprend un économiseur où le cyclopentane liquide est amené à saturation, un évaporateur où il est transformé en vapeur saturée et éventuellement un surchauffeur qui alimente la turbine en vapeur surchauffée. Le cyclopentane étant un fluide à détente sèche, le système sera doté d'un régénérateur permettant de préchauffer le cyclopentane liquide à sa sortie de la pompe avant de l'admettre dans l'économiseur pour exécuter un nouveau cycle. L'énergie de préchauffage du cyclopentane liquide est obtenue au sein du régénérateur grâce à une désurchauffe partielle de la vapeur issue de la turbine. Dans le condenseur, le cyclopentane poursuit sa désurchauffe puis se condense avant d'être repris à l'état de liquide saturé par la pompe. Le recours à l'eau pour le refroidissement risque d'être coûteux, la raffinerie étant à 5 km de la côte et l'accès à cette dernière étant problématique à cause des infrastructures implantées entre elle et la raffinerie. Mais comme la condensation du cyclopentane a lieu à une température assez élevée, le recours à un aérocondenseur semble être la solution la plus commode dans ce cas.

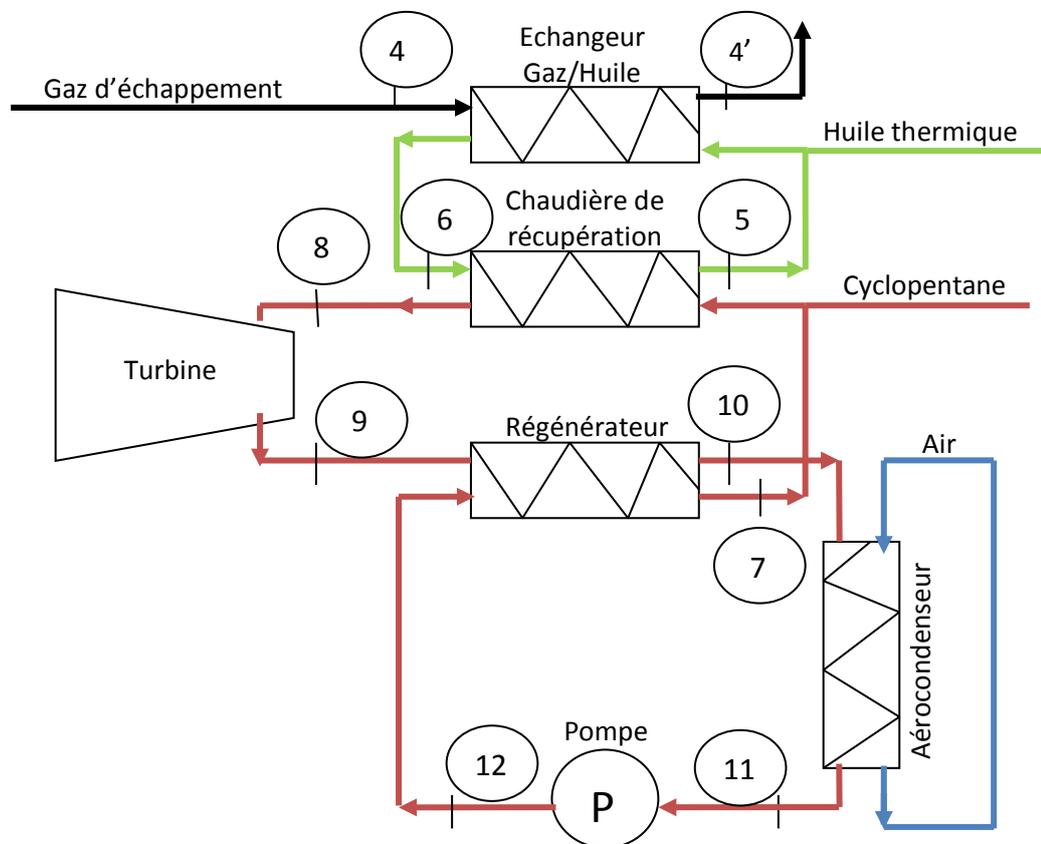


Fig. 3.4 : Schéma du cycle de Rankine Organique utilisé

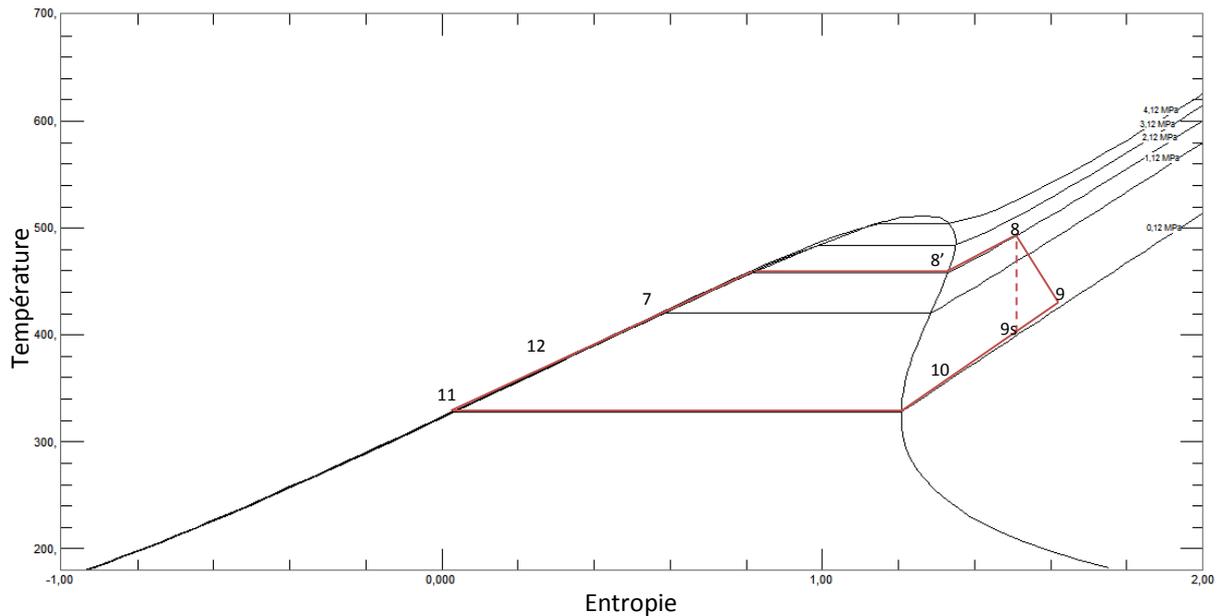


Fig. 3.5 : Schéma du diagramme T-s du cycle de Rankine Organique utilisé

La figure 3.5 ci-dessus présente sur un diagramme T-s, les transformations que subit le cyclopentane au cours d'un cycle :

8'→8 : le cyclopentane subit une surchauffe à partir de la température de vaporisation ;

8→9 : le cyclopentane se détend à travers la turbine ;

9→10 : La vapeur du cyclopentane alimente le régénérateur où elle subit une désurchauffe ;

10→11 : le cyclopentane passe dans un aérocondenseur où il subit un refroidissement grâce à l'air et se condense pour donner du liquide saturé ;

11→12 : le cyclopentane liquide est ensuite pressurisé à travers la pompe qui porte sa pression à la valeur qu'elle doit avoir à l'entrée de la turbine et le dirige vers le régénérateur où il sera préchauffé avant de passer dans l'économiseur.

III.5 La boucle d'huile thermique

- Les huiles thermiques sont des mélanges d'hydrocarbures synthétiques. Il faut noter que l'utilisation d'une boucle d'huile est contraignante, car elle introduit dans la chaîne de transfert d'énergie des gaz vers le cyclopentane un maillon supplémentaire qui provoque des pertes d'énergie additionnelles. Néanmoins, en évitant un transfert de chaleur direct des gaz d'échappement au cyclopentane, qui est un fluide organique inflammable, on augmente la sécurité du système. Par ailleurs, par rapport à l'eau dont l'utilisation comme fluide caloporteur nécessite l'installation de dispositifs de protection de l'équipement contre le gel, l'huile est plus commode. Un

autre avantage du recours à la boucle d'huile, et non des moindres, est que cela nous offre la possibilité de placer le cycle ORC à distance de la turbine à gaz, ce qui constitue une flexibilité très intéressante pour le choix d'un emplacement disponible sur le site.

Les critères de sélection de l'huile tiennent compte de la température minimale de pompage et de la plage des températures de fonctionnement, l'huile diathermique a :

- Un faible point de congélation et une stabilité à haute température qui permet au fluide organique d'atteindre une température de surchauffe plus élevée et une efficacité accrue
- Une grande chaleur de vaporisation et une forte densité
- Un faible impact sur l'environnement

L'huile thermique utilisée est l'huile THERMINOL VP-1 et cela en raison de sa capacité à rester à l'état liquide à des températures très élevées, ses caractéristiques sont données au tableau A.8 inséré en annexe.

III.6 Modélisation mathématique du problème

Données et Hypothèses:

Dans tous les calculs que nous effectuons lors des simulations, on a fixé les valeurs des grandeurs suivantes :

- La température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine à gaz (T_4)
- Le débit massique des gaz d'échappement (\dot{m}_g)_{GN}
- Le rendement isentropique de la turbine (η_{isTV})
- Le rendement du régénérateur (η_{REG})
- La température de condensation du cyclopentane (T_{11})
- L'efficacité de l'échangeur gaz/huile (ε)

Dans tous les bilans d'énergie que nous effectuerons sur les différentes parties du système, nous négligerons les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle ainsi que les dissipations d'énergie dans les écoulements et dans le milieu ambiant. La pompe sera considérée comme isentropique.

Les simulations seront menées pour les quatre variables suivantes :

- ✓ La température de surchauffe : T_8
- ✓ La température de vaporisation : T_8'
- ✓ La température d'approche de l'huile thermique : T_6
- ✓ La différence de température au pincement : $T_{pp'}$

Equations :

L'échangeur gaz/huile sera modélisé par les deux équations (3.1) et (3.2) ci-dessous. La première est l'expression de l'efficacité de l'échangeur, tandis que la seconde traduit son bilan d'énergie.

$$\varepsilon = \frac{T_4 - T_{4'}}{T_4 - T_5} \quad (3.1)$$

où $T_{4'}$ est la température des gaz à la cheminée et T_5 celle de l'huile à la sortie de la chaudière de récupération.

$$\dot{m}_h C_{ph} (T_6 - T_5) = (\dot{m}_g)_{GN} (h_4 - h_{4'}) \quad (3.2)$$

Dans cette dernière expression, nous utiliserons pour la chaleur spécifique de l'huile thermique C_{ph} une valeur moyenne intégrée entre 100 et 400 °C, calculée à l'aide de la corrélation suivante, fournie en annexe avec les caractéristiques de l'huile (voir tableau A.7 en annexe) :

$$C_{ph}(T) = 0,002414 \cdot T + 5,9591 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 2,9897 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 4,4172 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 + 1,498$$

La chaleur spécifique moyenne de l'huile se calculera alors au moyen de l'intégrale :

$$C_{ph} = \frac{1}{400 - 100} \int_{100}^{400} C_{ph}(T) \cdot dT$$

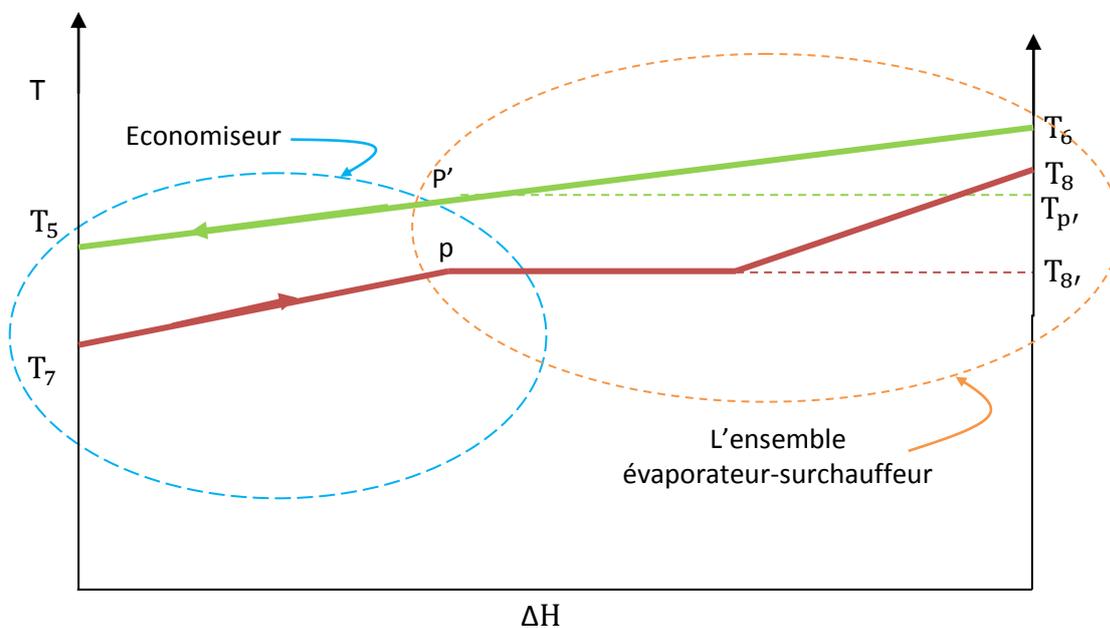


Fig. 3.6 : échange de chaleur au niveau de l'échangeur huile thermique cyclopentane

Le bilan d'énergie appliqué à l'ensemble évaporateur-surchauffeur (voir Fig. 3.6) s'écrit :

$$\dot{m}_h C_{ph}(T_6 - T_{p'}) = \dot{m}_{cyclo}[h_8 - h_f(T_{8'})] \quad (3.3)$$

où $T_{p'} = \Delta T_{pp'} + T_{8'}$ représente la température de l'huile à sa sortie de l'évaporateur et \dot{m}_{cyclo} , le débit de cyclopentane.

Un deuxième bilan concernant la chaudière de récupération sera appliqué à la partie économiseur pour donner :

$$\dot{m}_h C_{ph}(T_{p'} - T_5) = \dot{m}_{cyclo}[h_f(T_{8'}) - h_7] \quad (3.4)$$

où h_7 représente l'enthalpie spécifique du cyclopentane à la sortie du régénérateur.

Les propriétés thermodynamiques du cyclopentane seront déterminées à partir du logiciel de propriétés thermodynamiques des frigorigènes REFPROP.

En divisant membre à membre l'équation (3.3) sur l'équation (3.4), les débits d'huile et de cyclopentane se simplifient et permettent ainsi d'obtenir la température de l'huile à l'entrée de l'échangeur huile/gaz, soit:

$$\frac{(T_6 - T_{p'})}{(T_{p'} - T_5)} = \frac{[h_8 - h_f(T_{8'})]}{[h_f(T_{8'}) - h_7]} \quad (3.5)$$

d'où il vient :

$$T_5 = T_{p'} - (T_6 - T_{p'}) \frac{[h_f(T_{8'}) - h_7]}{[h_8 - h_f(T_{8'})]} \quad (3.6)$$

La température des gaz à la cheminée s'obtient alors à partir de l'équation (3.1), soit :

$$T_{4'} = T_4 - \varepsilon \cdot (T_4 - T_5) \quad (3.7)$$

De l'équation (3.2) on calcule ensuite le débit d'huile :

$$\dot{m}_h = (\dot{m}_g)_{GN} \cdot \frac{(h_4 - h_{4'})}{C_{ph}(T_6 - T_5)} \quad (3.8)$$

L'équation (3.3) permet de déterminer le débit du cyclopentane :

$$\dot{m}_{cyclo} = \dot{m}_h \cdot \frac{C_{ph}(T_6 - T_{p'})}{[h_8 - h_f(T_{8'})]} \quad (3.9)$$

Nous allons à présent déterminer les états thermodynamiques du cyclopentane aux points pertinents du cycle (voir Fig. 3.5) :

Entrée surchauffeur (8') : l'état thermodynamique du C_5H_{10} est défini à cet endroit par $T = T_{8'}$ et $x = 1 \rightarrow$ lecture de $h_{8'}, P_{8'}$.

Entrée turbine (8) : $P_8 = P_{8'}$, et $T = T_8 \rightarrow$ lecture de s_8, h_8 .

Sortie turbine (9s et 9) : $P_{9s} = P_9 = P_{sat(T_{11})}$ et $s_{9s} = s_8 \rightarrow$ lecture de h_{9s} .

Le rendement isentropique de la turbine à vapeur permet de calculer l'enthalpie à la sortie actuelle de la turbine :

$$h_9 = h_8 - \eta_{isTV} \cdot (h_8 - h_{9s}) \quad (3.10)$$

Entrée condenseur (10) : $P_{10} = P_{sat(T_{11})} \rightarrow$ lecture de $h_g(T_{11})$, le rendement du régénérateur étant donné, l'enthalpie à l'entrée du condenseur se calcule comme suit

$$h_{10} = h_9 - \eta_{REG} \cdot (h_9 - h_g(T_{11})) \quad (3.11)$$

Sortie condenseur(11) : $T = T_{11}$ et $x = 0 \rightarrow$ lecture de h_{11}, s_{11} .

Sortie de la pompe (12) : $P_{12} = P_{8'}$, et $s_{12} = s_{11} \rightarrow$ lecture de h_{12} .

Entrée chaudière de récupération (7) : le point (7) est déterminé à partir du bilan énergétique sur le régénérateur, soit :

$$h_7 = h_9 - h_{10} + h_{12} \quad (3.12)$$

La puissance de la turbine à vapeur : c'est la puissance obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur la vapeur de cyclopentane à travers la turbine, soit :

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{cyclo}(h_8 - h_9) \quad (3.13)$$

La puissance de la pompe : c'est la puissance obtenue en effectuant un bilan d'énergie sur le cyclopentane à travers la pompe, soit :

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{cyclo}(h_{12} - h_{11}) \quad (3.14)$$

La puissance brute ORC : c'est la différence entre la puissance brute fournie par la turbine et celle consommée par la pompe, soit :

$$\dot{W}_{ORC} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_P \quad (3.15)$$

Le taux de chaleur cédée au condenseur : c'est l'énergie que le cyclopentane cède à l'air au niveau du condenseur lors de son refroidissement, soit :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{cyclo}(h_{10} - h_{11}) \quad (3.16)$$

Le taux de chaleur reçu par le cyclopentane : c'est l'énergie thermique absorbée par le cyclopentane dans la chaudière de récupération, il s'obtient par le bilan d'énergie sur le cyclopentane à travers la chaudière de récupération, soit :

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{cyclo}(h_8 - h_7) \quad (3.17)$$

Le rendement du cycle ORC : c'est le rendement thermique de l'installation qui ne tient compte que des pertes liées aux transformations du cyclopentane, il s'exprime par le rapport de la puissance brute du cycle sur le taux de chaleur reçu :

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{Nette}}{\dot{Q}_{ORC}} \quad (3.19)$$

Le rendement du cycle combiné :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{Nette} + \dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{m}_g \cdot (h_3 - h_2)} \quad (3.20)$$

III.7 Conclusion

Le modèle mathématique exposé ci-dessus est exécuté sur MATLAB pour étudier l'effet des quatre variables du modèle sur les performances du cycle ORC et celles de l'installation dans son ensemble.

Les résultats principaux des simulations effectuées sont présentés et commentés au chapitre suivant.

*Chapitre VI : Analyse
des performances
attendues de
l'installation après
"Repowering"*

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, les résultats obtenus en exécutant la procédure de calcul décrite au chapitre III seront analysés et commentés.

La procédure de calcul a été exécutée pour des valeurs fixes concernant les paramètres suivant :

- Le fluide organique : Cyclopentane C_5H_{10}
- Le rendement isentropique de la turbine du Cycle de Rankine Organique, $\eta_{isTV} = 0,85$
- La température de condensation du cyclopentane $T_{11} = 54,8\text{ }^\circ\text{C}$
- Le rendement du régénérateur du cycle ORC, $\eta_{REG} = 0,83$
- L'efficacité de l'échangeur gaz d'échappement/huile thermique, $\varepsilon = 0,92$

L'analyse concerne l'évolution des caractéristiques du cycle ORC et du rendement du cycle combiné turbine à gaz/cycle ORC, en fonction des paramètres suivants :

- La différence de température au pincement de la chaudière de récupération entre l'huile thermique et le cyclopentane en début de vaporisation, $\Delta T_{pp'}$
- La température d'approche de l'huile thermique, qui est la température maximale que cette dernière atteint après avoir subi un réchauffage dans l'échangeur gaz d'échappement/huile thermique, T_6
- La température de vaporisation du cyclopentane, T_8 ,
- La température de surchauffe du cyclopentane, T_8

IV.2 Analyse de l'évolution des caractéristiques du cycle ORC et du rendement du cycle combiné en fonction de la température de vaporisation T_8 , et de surchauffe T_8

Cette analyse a été réalisée pour une différence de température au pincement $\Delta T_{pp'} = 20\text{ K}$ et une température d'approche d'huile $T_6 = 340\text{ }^\circ\text{C}$, les figures 4.1 à 4.4 présentent les courbes d'évolution des caractéristiques du cycle ORC en fonction de la température de surchauffe T_8 , pour différentes valeurs de la température de vaporisation T_8' .

Les figures 4.5, 4.6 et 4.7 représentent respectivement le débit d'huile, le rendement du cycle combiné et la température des gaz à la cheminée en fonction de la température de surchauffe pour différentes valeurs de la température de vaporisation du cyclopentane.

Chacune des caractéristiques représentées aux figures 4.1 à 4.7 a été reprise en fonction de la température de vaporisation pour une valeur de température de surchauffe constante et égale à 560 K à la figure 4.8

Les différentes figures permettent les observations suivantes :

-Le rendement du cycle ORC affiche un taux de croissance constant avec la température de surchauffe (voir fig. 4.1) et décroissant avec la température de vaporisation (voir fig. 4.8.a)

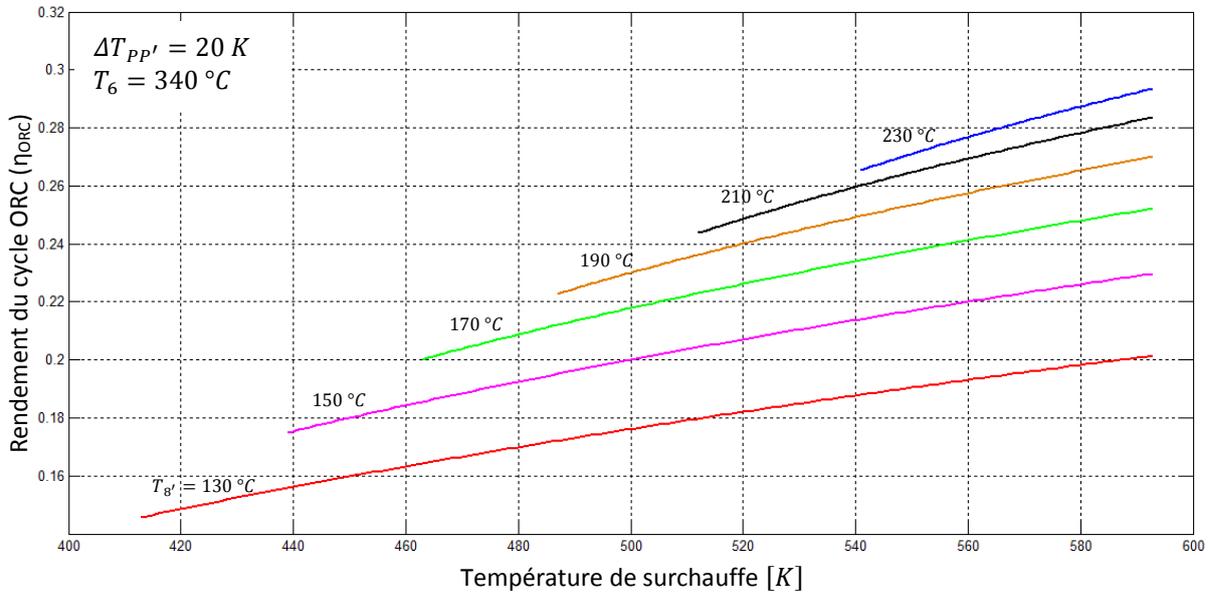


Fig.4.1 : Courbes d'évolution du rendement du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe (T_s) et de vaporisation (T_g) du cyclopentane

-La puissance du cycle ORC est obtenue par le produit du travail spécifique du cycle qui croît légèrement avec la température de surchauffe en fonction de la température de vaporisation (voir fig.4.2.b) et du débit du cyclopentane qui décroît fortement en fonction de la température de surchauffe (voir fig.4.4) ce qui conduit, pour cette puissance, aux courbes décroissantes de la figure 4.2.a en fonction de la température de surchauffe. En revanche, à une température de surchauffe constante et égale à 560 K, le débit du cyclopentane décroît lentement en fonction de la température de vaporisation, passant par un minimum correspondant à une température de vaporisation d'environ 190 °C puis amorce une croissance rapide pour les températures les plus élevées (voir fig.4.8.e). Le travail spécifique quant à lui croît d'une façon régulière avec la température de surchauffe (voir figure 4.8.c) ce qui conduit cette fois-ci, pour la puissance du cycle ORC, à la courbe croissante de la figure 4.8.b avec un point d'inflexion correspondant au minimum du débit de cyclopentane.

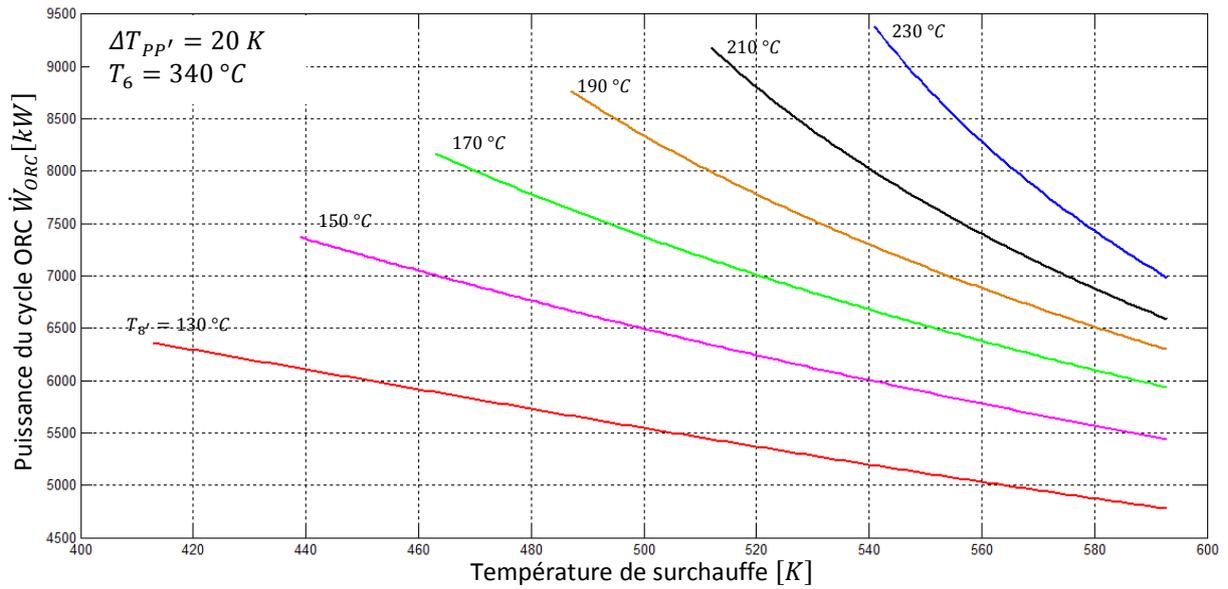


Fig.4.2.a : Courbes d'évolution de la puissance du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation ($T_{8'}$) du cyclopentane

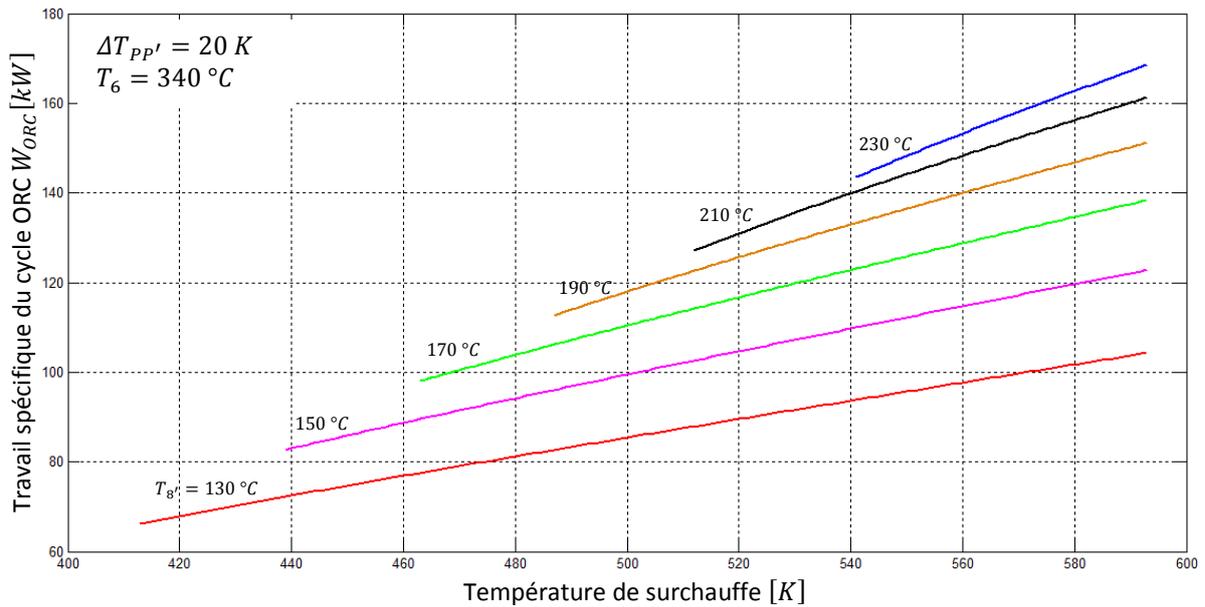


Fig.4.2.b : Courbes d'évolution du travail spécifique du cycle ORC en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation ($T_{8'}$) du cyclopentane

-Le taux de rejet de chaleur au condenseur décroît en fonction de la température de surchauffe (voir fig.4.3) et suit la même tendance que le débit du cyclopentane en fonction de la température de vaporisation (voir fig.4.8.d). Ceci s'explique par le fait que la

température de condensation et la température de surchauffe étant constantes, le rejet spécifique évolue très peu avec la température de vaporisation.

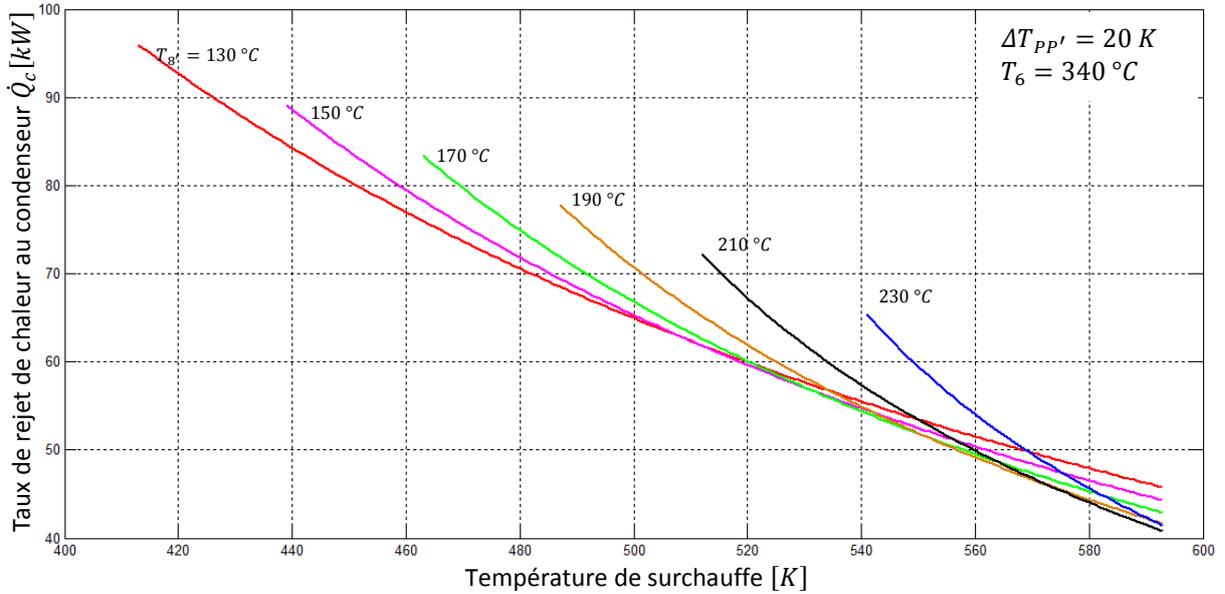


Fig.4.3 : Courbes d'évolution du taux de rejet de chaleur au condenseur en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8) du cyclopentane

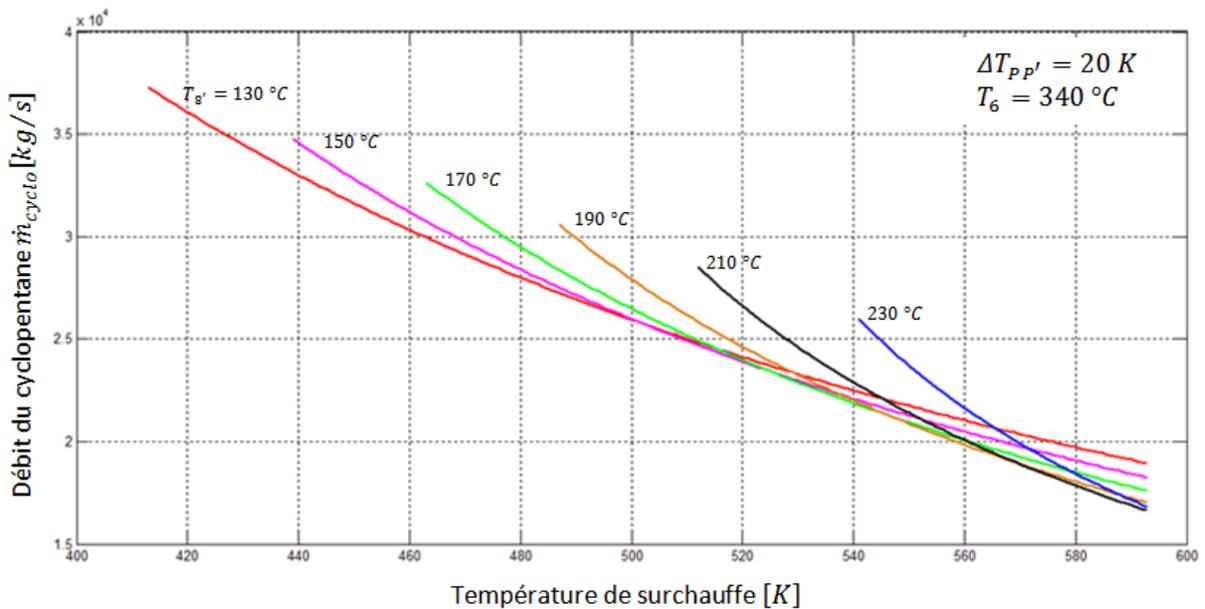
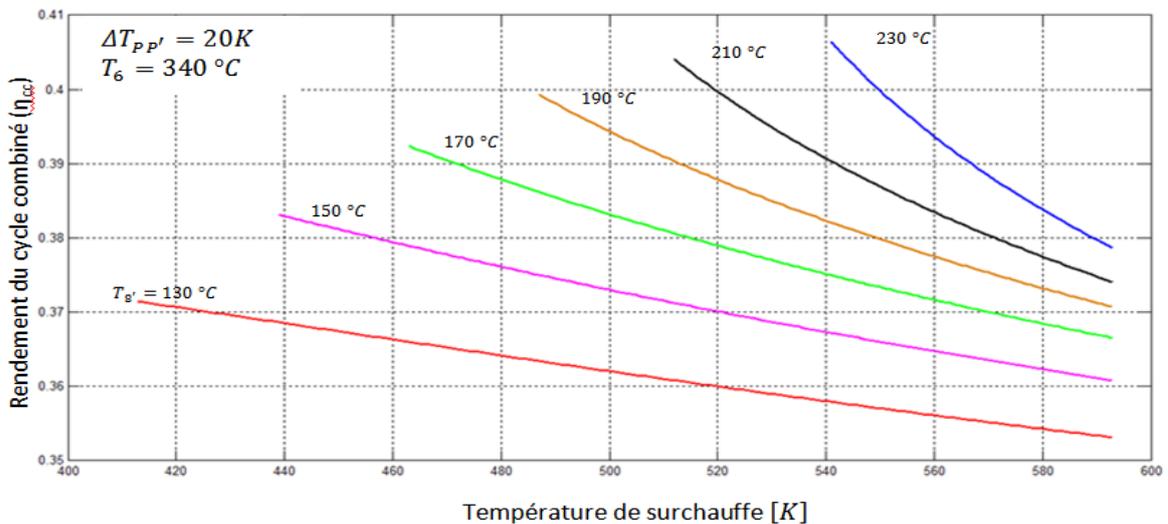
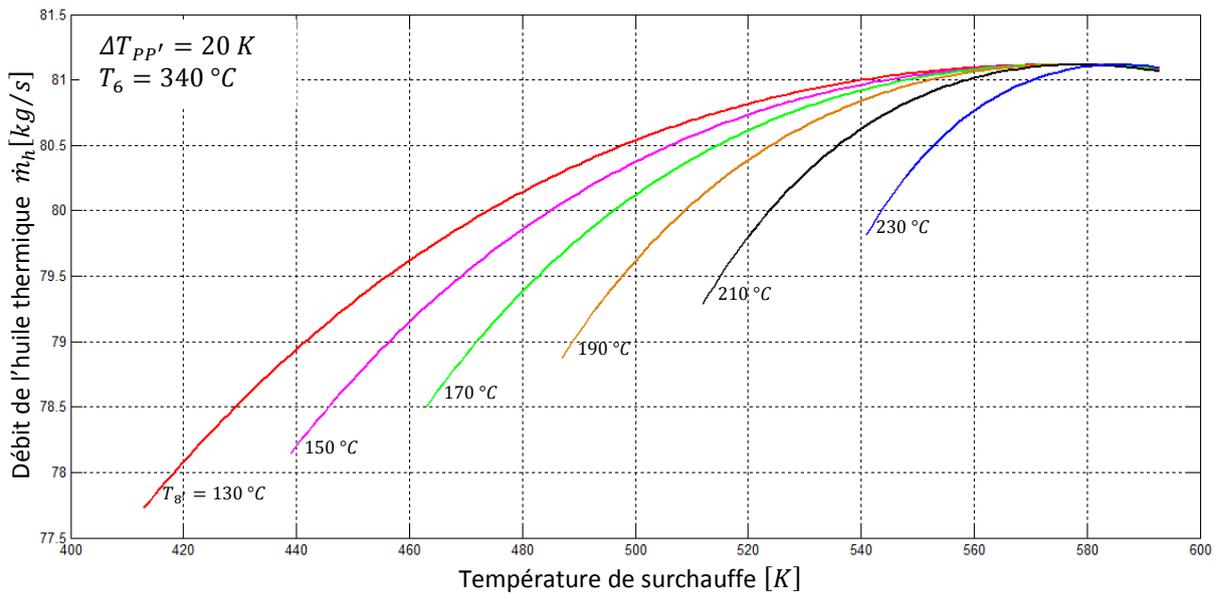


Fig.4.4 : Courbes d'évolution du débit du cyclopentane en fonction des températures de surchauffe(T_8) et de vaporisation (T_8) du cyclopentane

-Le débit d'huile et la température des gaz d'échappement à la cheminée augmentent tous les deux avec la température de surchauffe pour converger vers un maximum indépendant de la température de vaporisation pour les plus grandes valeurs de température de surchauffe (voir fig.4.5 et 4.7) en revanche pour une température de surchauffe constante et égale à 560 K le débit d'huile et la température des gaz d'échappement à la cheminée restent quasiment inchangés lorsque la température de vaporisation augmente jusqu'à des valeurs dépassant 200 °C, puis chutent rapidement pour les plus grandes valeurs de température de vaporisation (voir fig.4.8.f et fig.4.8.g).



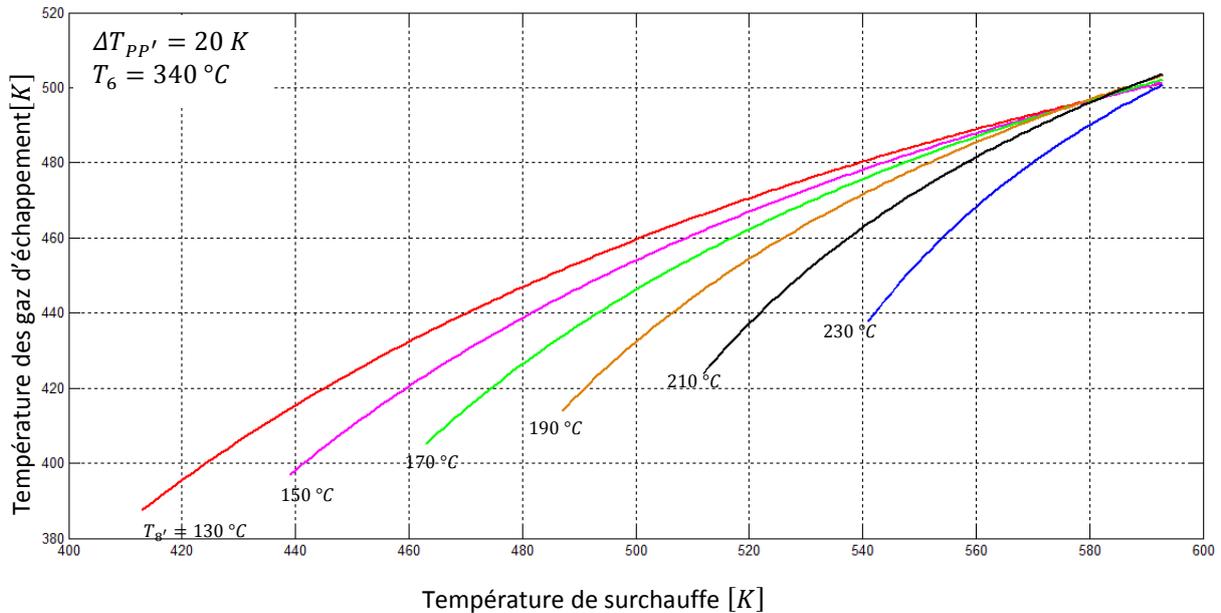


Fig.4.7 : Courbes d'évolution de la température d'échappement à la sortie de la cheminée en fonction des températures de surchauffe (T_s) et de vaporisation ($T_{g'}$) du cyclopentane

-Le rendement du cycle combiné décroît avec la température de surchauffe et croît avec la température de vaporisation (voir fig.4.6 et fig.4.8.h)

Remarque : Sur toutes les figures de 4.1 à 4.7, on peut noter que pour une température de vaporisation donnée, l'échange de chaleur à l'intérieur de la chaudière de récupération ne devient possible qu'au-dessus d'une certaine valeur minimum de la température de surchauffe. La corrélation entre ces deux valeurs des températures de surchauffe et de vaporisation est représentée par la courbe de la figure 4.9.

IV.3 Rendement maximum pour une différence de température au pincement $\Delta T_{pp'}$ et une température d'huile thermique T_6 données.

D'après l'analyse des résultats ci-dessus, lorsque la valeur de la différence de température au pincement et celle de la température de l'huile thermique à l'entrée de la chaudière de récupération sont fixées, on a intérêt, pour maximiser le rendement de l'installation dans son ensemble, à choisir la température de vaporisation du fluide organique ($T_{g'}$) la plus élevée possible, puis d'utiliser la corrélation représentée par la courbe de la figure 4.9 pour obtenir la valeur de la température de surchauffe (T_s) optimale, c'est-à-dire celle pour laquelle le rendement de l'installation sera maximum $\Delta T_{pp'}$, T_6 et $T_{g'}$ données. Le lieu des

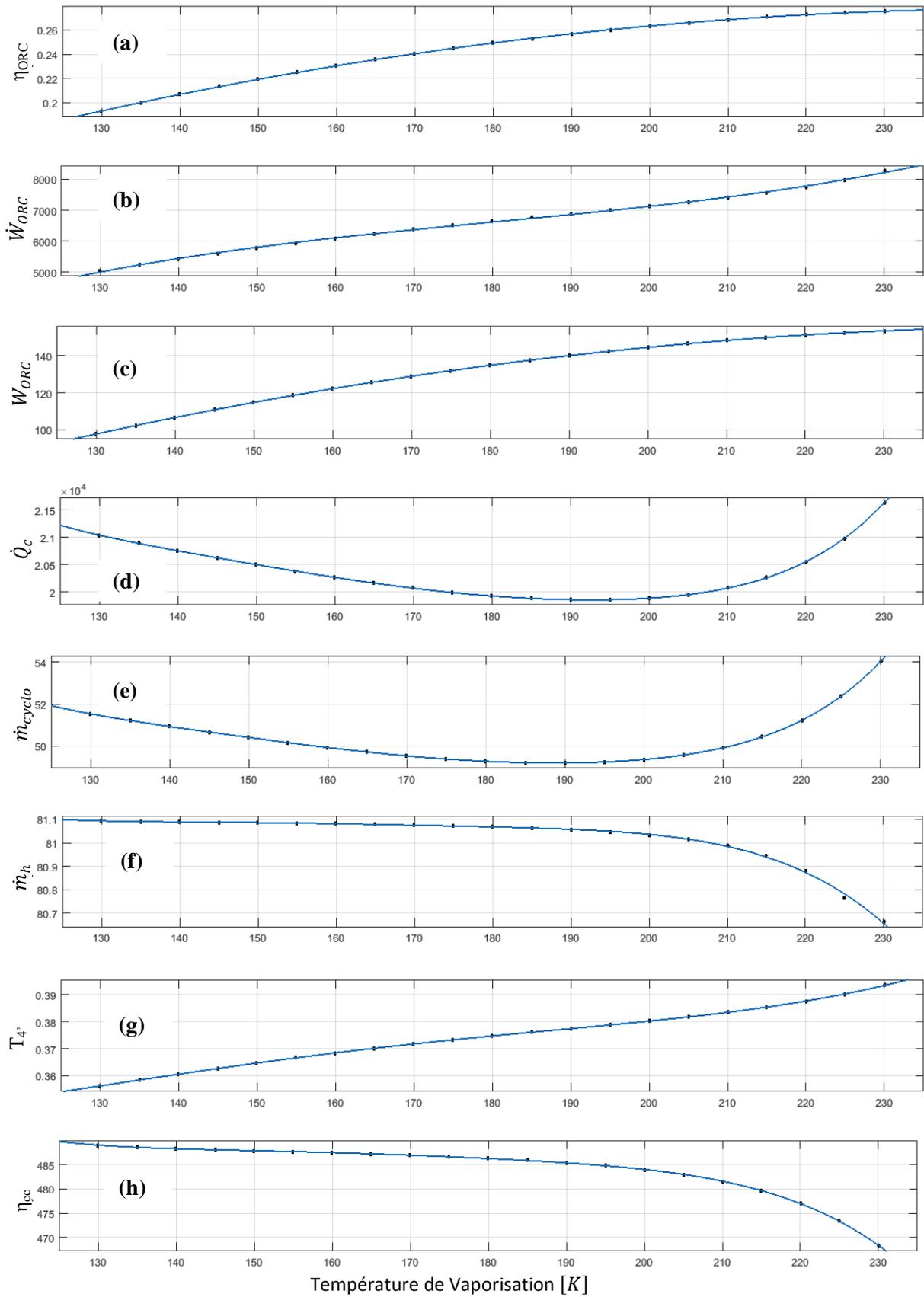


Fig.4.8 : Evolution des caractéristiques du système en fonction de la température de vaporisation du cyclopentane pour une température de surchauffe ($T_8=560$ K)

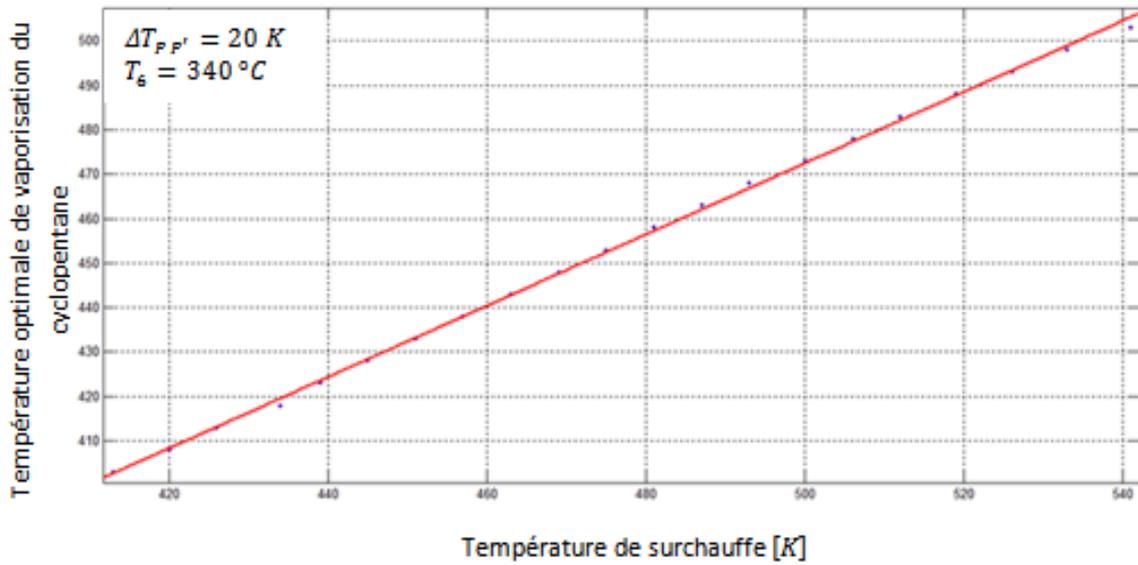


Fig.4.9 : Evolution de la température de vaporisation optimale en fonction de la température de surchauffe (T_g)

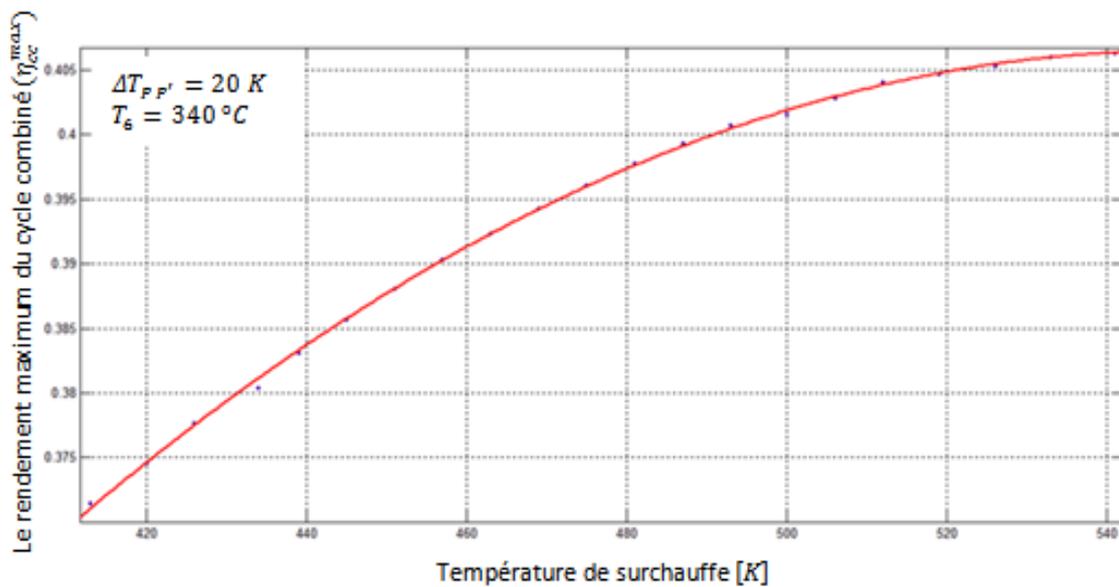


Fig.4.10 : Evolution du rendement maximum du cycle combinée en fonction de la température de surchauffe (T_g)

Notons que, d'après la figure 4.10, le taux de croissance du rendement de l'installation avec la température de vaporisation du cyclopentane T_8 , tend vers zéro lorsqu'on se rapproche de la température critique du fluide. Donc, pour un cycle ORC sous-critique, il est avantageux, lorsque la température de l'huile thermique est assez élevée pour le permettre, d'utiliser une température de vaporisation du cyclopentane aussi proche que possible de sa température critique. Nous donnons au tableau 4.1 les différentes caractéristiques thermodynamiques du cycle ORC qui maximise le rendement de l'installation après "repowering" pour $\Delta T_{ppr} = 20 \text{ K}$, $T_6 = 340 \text{ °C}$ et $T_8 = 230 \text{ °C}$.

Tableau 4.1 : Caractéristique thermodynamique du cycle ORC correspondant aux valeurs des variables suivantes : $\Delta T_{ppr} = 20 \text{ K}$, $T_6 = 340 \text{ °C}$ et $T_8 = 230 \text{ °C}$

$T_{4'}$	T_8	T_5	T_7	\dot{Q}_C	\dot{m}_h	\dot{m}_{cylc}	\dot{W}_{net}	η_{ORC}	η_{CC}
K (°C)	K (°C)	K (°C)	K (°C)	kW	Kg/s	Kg/s	kW	%	%
438 (165)	541 (268)	410 (137)	404 (131)	25 960	79,81	65,35	9 379	26,5	40,6

On peut relever en examinant les chiffres du tableau IV.1 ci-dessus, que la température des gaz à la cheminée ($T_{4'}$) n'est plus que de 165 °C alors qu'elle valait 488 °C avant repowring. L'opération permet donc de récupérer un potentiel significatif de plus de 300 °C grâce à la cascade que forment l'échangeur gaz/huile et la chaudière de récupération. Cependant, même si le cycle ORC parvient à convertir 26,5 % de ce potentiel récupéré en énergie électrique pour porter le rendement de la nouvelle installation à plus de 40 % et augmenter sa puissance de 9 379 kW, soit de 37 %, la charge qu'il revient à l'aérocondenseur de dissiper dans l'atmosphère s'élève à près des $\frac{3}{4}$ de l'énergie qui a été récupérée, soit exactement 25 960 kW à évacuer par refroidissement, ce qui, remarquons-le bien au passage, correspond quasiment à la puissance de la turbine à gaz à plein régime.

Recalculons à présent le coût du kWh en gaz naturel consommé, qui a été estimé au chapitre II à 0.76 kg de GN/kWh pour le régime d'exploitation actuel de la turbine de 15 % de la charge nominale et à 0.28 kg de GN/kWh pour le régime de pleine charge. Nous aurons donc après "repowring", puisque la consommation de gaz reste la même que dans le cas du régime de pleine charge alors que la puissance aura augmenté de 9 379 kW : $(1.98 \cdot 3600)/(25352 + 9379) = 0.205 \text{ kg de GN/kWh}$, soit encore une économie de 26,8 % par rapport au régime de pleine charge et de 73 % par rapport au régime d'exploitation actuel de la turbine.

IV.4 Evolution du rendement de l'installation avec le pincement et la température de l'huile thermique

Jusque-là, nous avons maintenu constantes les valeurs de la différence de température au pincement et de la température de l'huile thermique. Maintenant, nous allons voir comment évolue le rendement de l'installation avec ces deux paramètres. Les résultats des simulations concernant ces deux paramètres sont présentés à la figure 4.11 où on a représenté les courbes d'évolution du rendement de l'installation en fonction de la température de l'huile thermique pour différentes valeurs de la différence de température au pincement. Ces courbes indiquent que le rendement de l'installation admet un maximum qui, pour chaque valeur de la différence de température au pincement, correspond à une valeur différente de la température de l'huile thermique. On notera que cette valeur doit être d'autant plus élevée que la différence de température au pincement est plus importante. Mais ce qui est le plus remarquable (voir également le tableau IV.2), c'est que la valeur du rendement maximum reste quasiment la même pour les différents points optima, qu'on change la valeur du pincement, la valeur de la température de l'huile qui maximise le rendement change également, mais celle du rendement maximum reste la même.

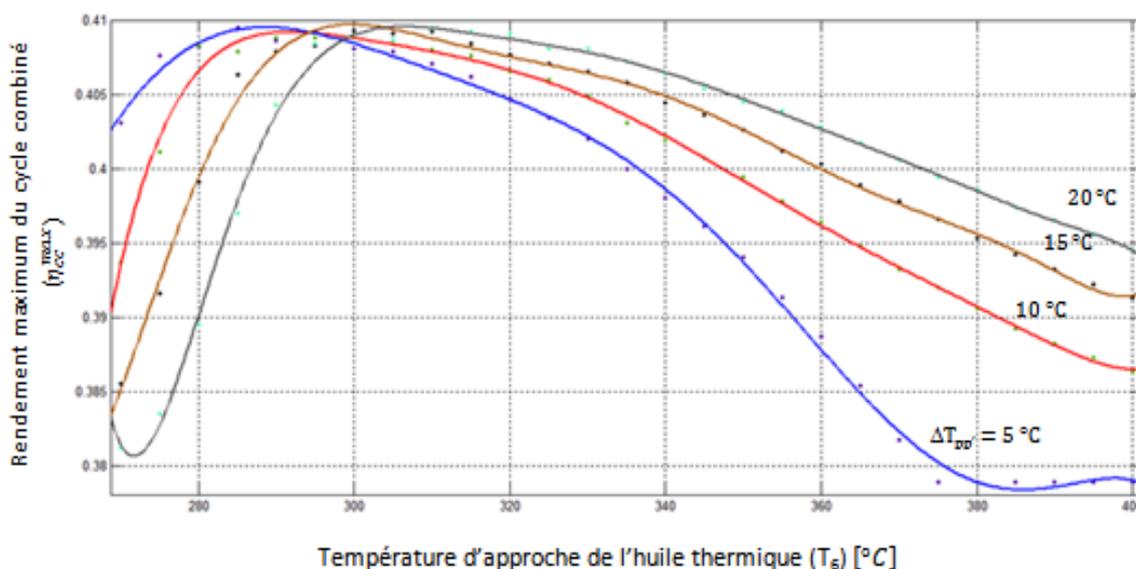


Fig.4.11: Courbes d'évolution du rendement maximum du cycle combiné en fonction de la température d'approche (T_ϵ) à pour différentes valeurs du pincement ΔT_{ov}

Tableau 4.2 : Caractéristiques de l'installation correspondant au rendement maximum pour différentes valeurs du pincement

ΔT_{pp}	T_6 [°C]	T_4 [°C]	T_8 [°C]	T_8' [°C]	T_5 [°C]	T_7 [°C]	\dot{Q}_C [kW]	\dot{m}_H [kg/s]	\dot{m}_{cylc} [kg/s]	\dot{W}_{net} [kW]	η_{ORC} %	η_{CC} %
5	280	135	235	230	105	96	30 747	105,52	78,59	9 542	23,6	40,8
10	300	144	245	230	115	108	29 163	96,06	74,14	9 611	24,7	40,9
15	300	138	239	230	108	102	30 198	95,12	77,01	9 630	24,2	40,9
20	320	148	249	230	118	113	28 645	86,97	72,69	9 620	25,1	40,9

On peut également relever sur ce tableau comme résultat intéressant que le pincement de 5°C est celui qui permet une plus grande récupération d'énergie à partir des gaz d'échappement, en permettant d'abaisser leur température à la cheminée jusqu'à 135°C (valeur la plus basse de cette température au tableau), mais avec un rendement du cycle ORC de seulement 23.6%, c'est celui qui convertit avec le moins d'efficacité l'énergie récupérée en électricité (9 542 kW) et qui rejette le plus d'énergie à l'aérocondenseur (30 747 kW). Le pincement qui permet une meilleure utilisation de l'énergie récupérée est celui de 20 °C, avec un rendement du cycle ORC de 25.1 %, mais c'est également celui qui récupère le moins efficacement l'énergie des gaz d'échappement, avec une température de rejet des gaz à la cheminée de 148°C, soit la plus élevée qu'on peut relever pour cette température sur le tableau. Le pincement de 15°C est celui qui réalise le meilleur compromis entre la récupération et l'utilisation de l'énergie, c'est en effet celui qui convertit le maximum de puissance en électricité avec une production de puissance supplémentaire qui s'élève à 9 630 kW et qui permettra donc de ramener le coût en GN du kWh à :

$$(1.98 \cdot 3600)/(25352 + 9630) = 0.204 \text{ kg de GN/kWh}$$

Conclusion Générale :

La turbine à gaz modèle MS5001 équipe une mini-centrale électrique qui couvre les besoins de la raffinerie d'Arzew en opérant seulement à 15 % de sa charge nominale. Il a été montré dans cette étude qu'un tel mode d'exploitation conduit à un énorme gaspillage d'énergie. Il est évident que si l'on procède de cette façon au niveau de la raffinerie c'est que des contraintes existent qui rendent impossible dans l'état actuel des choses une exploitation de la turbine à plein régime. On pourrait penser que parmi ces contraintes il y a la contrainte réglementaire qui empêcherait la centrale de vendre son excédent de production d'énergie électrique via le réseau de la SONELGAZ. Il est cependant légitime d'envisager qu'une telle contrainte pourrait être levée et évaluer dans un premier temps, les bénéfices attendus d'une exploitation de la mini-centrale à plein régime, au niveau macroéconomique et sur les émissions des GES à une échelle globale, on pourrait ensuite pousser les mesures d'intervention sur la mini-centrale jusqu'à envisager une opération de "repowering" afin d'augmenter la production de puissance au niveau du site. C'est ce que nous avons tenté dans cette étude en analysant la possibilité d'associer à l'installation actuelle, un cycle de Rankine organique qui fonctionnerait au cyclopentane pour récupérer puis convertir en électricité le maximum de l'énergie des gaz d'échappement, qui sont actuellement évacués dans l'atmosphère à près de 500 °C. Les bénéfices macroéconomiques ont été évalués par les économies de gaz qui pourraient être réalisées avec ces mesures si elles venaient à être appliquées. C'est ainsi que nous avons pu calculer qu'en exploitant la centrale actuelle à plein régime, le kilowattheure électrique coûterait 0.28 kg de GN , alors qu'il coûte au régime actuel de 15% de la charge 0.76 kg de GN , mais l'ajout du cycle ORC permettrait de produire le kilowattheure avec seulement 0.205 kg de GN , ce qui signifie qu'à l'échelle macroéconomique, une même puissance produite après "repowering" de l'installation divisera par un facteur 4 la consommation de gaz naturel, et bien entendu également la quantité de GES rejetée dans l'atmosphère, si ce n'est plus (étant donné que le régime de pleine charge est en général accompagné d'une meilleure qualité de la combustion). Au niveau de la raffinerie, la vente de la production d'énergie excédentaire lui permettra d'amortir plus rapidement l'investissement dans les équipements de la centrale.

Par ailleurs, lorsqu'une turbine à gaz n'est pas utilisée à plein régime et que ses performances ont tendance à se détériorer considérablement, un cycle ORC associé serait idéal pour garder un bon niveau de performance énergétique pour l'installation dans son ensemble. Il serait donc intéressant de généraliser ces mesures en les appliquant aux nombreuses turbines à gaz utilisées dans l'industrie, notamment dans celle de la production, du transport et de la liquéfaction du gaz naturel, en tant que moteur d'entraînement mécanique pour les grosses machines (pompes, compresseurs...). Ces mesures, pourront contribuer à diversifier le parc de production thermique et à élargir son implantation sur le territoire national, ce qui aidera sans aucun doute à la régulation du réseau.

Les résultats de l'analyse que nous avons effectuée dans le cadre de la présente étude, ont abouti, pour la turbine MS5001, à un rendement de l'installation après "repowering" qui atteint la limite de 40.9 %. Cette valeur est comparable à celle que suggère **Andrea Burrato** [2] dans un article paru dans un bulletin de GE sur les performances projetées de divers modèles de turbines à gaz dont les gaz d'échappement alimenteraient, comme dans notre étude, un cycle récupérateur ORC (voir figure ci-dessous). Les résultats présentés au tableau sont établis pour un régime nominal à une température de 15 °C, alors que notre étude a été menée pour une température de 22 °C. C'est la raison pour laquelle, même avec un rendement de 40.4 % (légèrement inférieur à celui que nous avons trouvé), l'auteur trouve une puissance supplémentaire du cycle ORC de 11.3 MW, plus importante que celle que nous trouvons et qui est de 9.63 MW. Lui, il a pu compter sur un débit de gaz plus grand de 125,2 kg/s contre 121,8 kg/s.

Nous n'avons pu analyser que le cycle sous-critique et n'avons envisagé qu'un seul type de fluide organique, le cyclopentane. Il est souhaitable qu'on puisse se pencher sur la question de savoir si l'utilisation d'autres fluides et le recours à des cycles sur-critiques conduirait à des résultats plus intéressants.

GT Model	GT Power (KW)	Exhaust Flow (Kg/sec)	Exhaust Temp (°C)	GT Efficiency (%)	ORC Output (MWe)	System Efficiency (%)
PGT25(*)	23 261	68.9	525	37.7%	6.9	48.9%
PGT25+ (*)	31 364	84.3	500	41.1%	7.9	51.5%
PGT25+ G4 (*)	33 973	89.0	510	41.1%	8.6	51.5%
MS5001 (*)	26 830	125.2	483	28.4%	11.3	40.4%
MS5002B (*)	26 100	121.6	491	28.8%	10.8	40.7%
MS5002C (*)	28 340	124.3	517	28.8%	12.4	41.4%
MS5002D (*)	32 580	141.4	509	29.4%	13.8	41.9%
MS5002E (*)	32 000	101.0	510	35.2%	9.8	47.2%
MS6001B (*)	43 530	145.1	544	33.3%	15.6	45.2%
MS7001E (*)	87 300	302.0	535	33.1%	31.1	44.9%
LM6000 (**)	43 397	125.6	454	41.7%	9.7	51.1%
LMS100 (**)	100 700	216.8	423	43.8%	15.7	50.8%

Fig.C : Performances du "repowering" de divers modèles de turbines à gaz avec un cycle de Rankine organique [2]

Bibliographie :

[1] EDF. Dossier de presse 12 novembre 2012. WWW.EDF.com « Nouveau cycle combiné gaz de Martigues : EDF renforce ses moyens de production dans la péninsule électrique PACA ».

[2] Andrea Burrato, « Development and Applications of ORegen Waste Heat Recovery Cycle»
DOWNSTREAM TECHNOLOGY SOLUTIONS, PRODUCTS& SERVICESGE Oil & Gas - 07/2015.

[3] Documentation de la raffinerie, disponible au niveau de la raffinerie.

[4] Manuel de fonctionnement et de maintenance « TURBINE À GAZ MS5001PA DLN,
MULTIPLICATEUR DE VITESSE ET GÉNÉRATEUR ÉLECTRIQUE » Général Electric oil and Gas
Copyright 2011 – Nuovo Pignone S.p.A, disponible au niveau de la raffinerie.

[5] SHAPIRO, Michael J MARAN & Howard N. « Fundamentals of engineering
Thermodynamics. America», Seventh Edition Wiley, 2011.

[6] Dominique SIMON, octobre 2014 «Cahier Technique n°16 : Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie et applications en Energie Renouvelable».

[7] R. Beith, «Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced
Design, Performance, Materials and Applications» Elsevier, 2011.

[8] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, «Selecting a working fluid for a
Rankine-cycle engine » Applied Energy, vol. 21, pp. 1-42, 1985.

[9] Paul C. Daiber, «PERFORMANCE AND RELIABILITY IMPROVEMENTS FOR THE MS5001 GAS
TURBINES », GE Power Systems Atlanta.

ANNEXES

Tableau A.1 : Propriétés thermodynamiques de l'air assimilé à un gaz semi parfait

T K	h kJ/kg	P_r	v_r	s° kJ/kg·K	T K	h kJ/kg	P_r	v_r	s° kJ/kg·K
200	199.97	0.3363	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	121.2	2.35531					



Fig. A.2 : Evolution de la puissance générée en fonction de la température ambiante

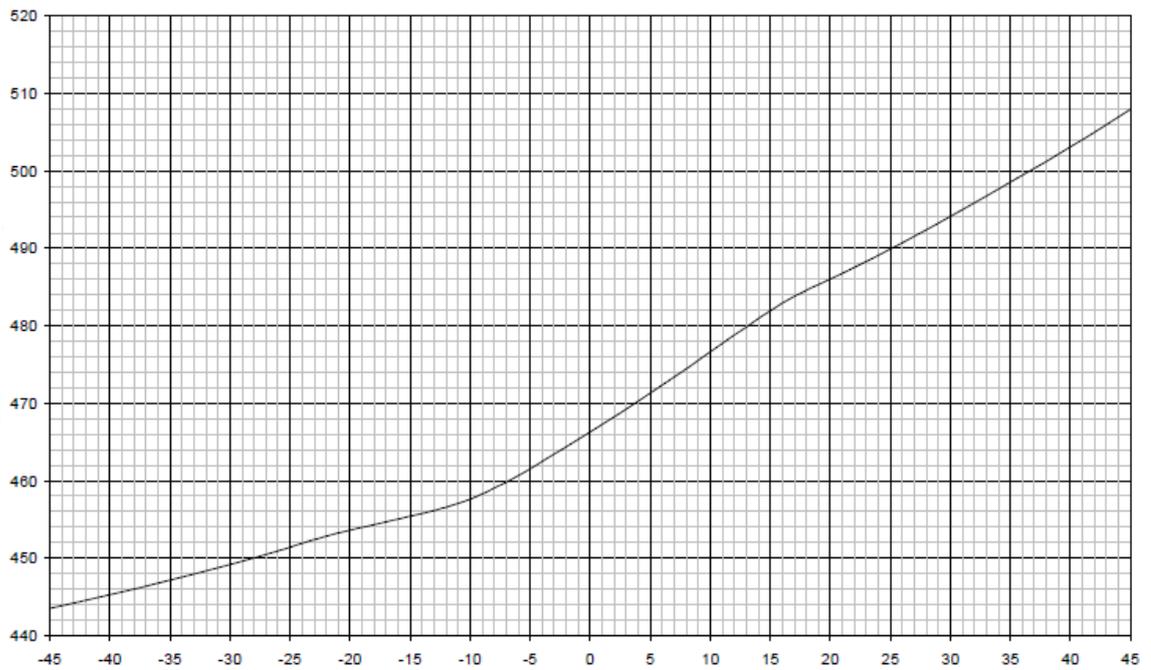


Fig. A.3 : Evolution de la température des gaz d'échappement en fonction de la température ambiante



Fig. A.4: Evolution du pourcentage de la consommation de chaleur en fonction de la température ambiante

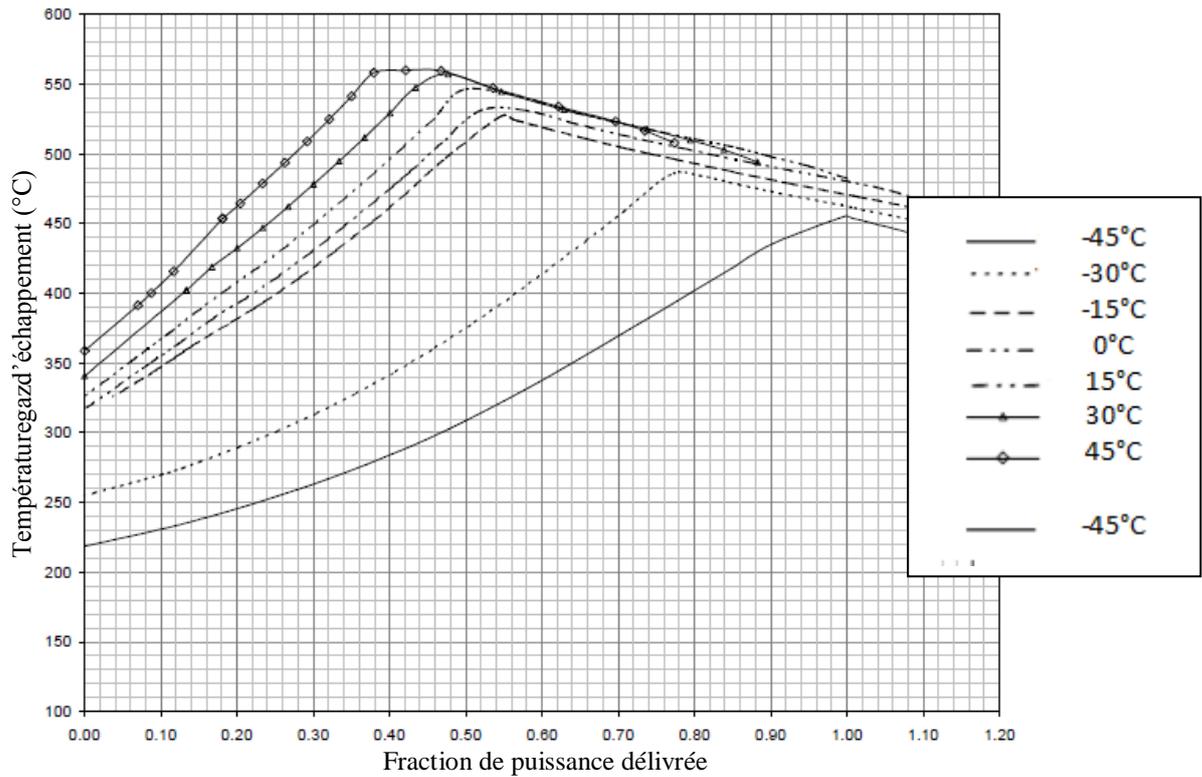


Fig. A.5 : Courbes d'évolution de la température de sortie des gaz d'échappement en fonction de la fraction de puissance délivrée pour différentes valeurs de la température ambiante

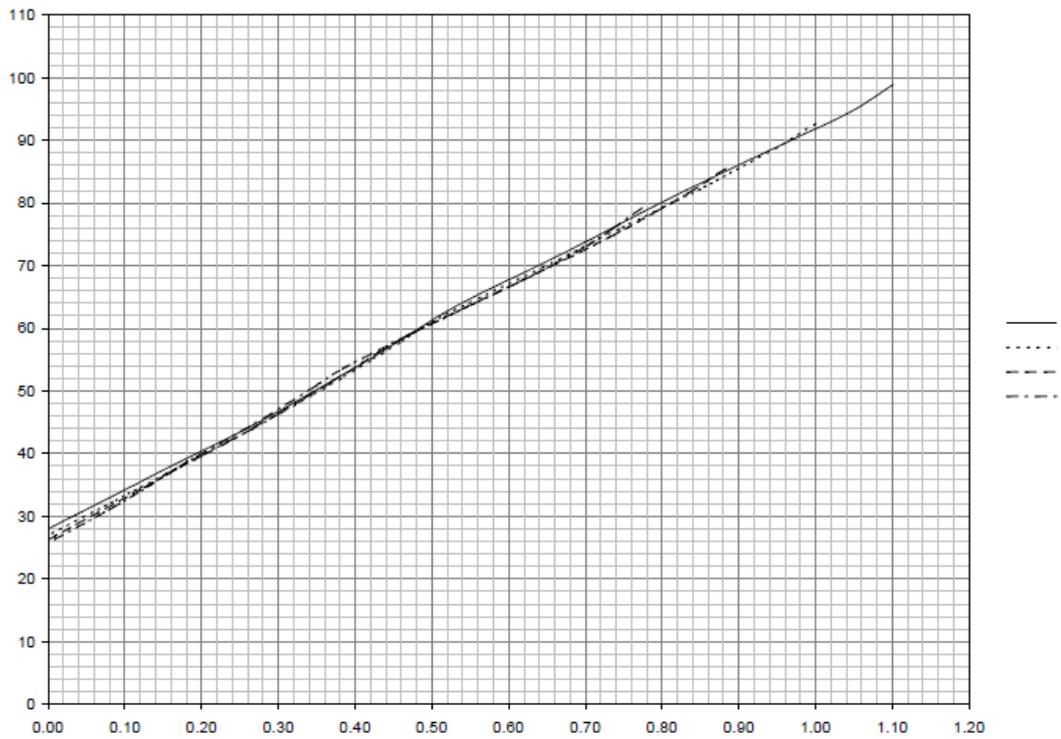


Fig. A.6 : Courbes d'évolution de la consommation d'énergie thermique en fonction de la fraction de puissance délivrée pour différentes valeurs de la température ambiante

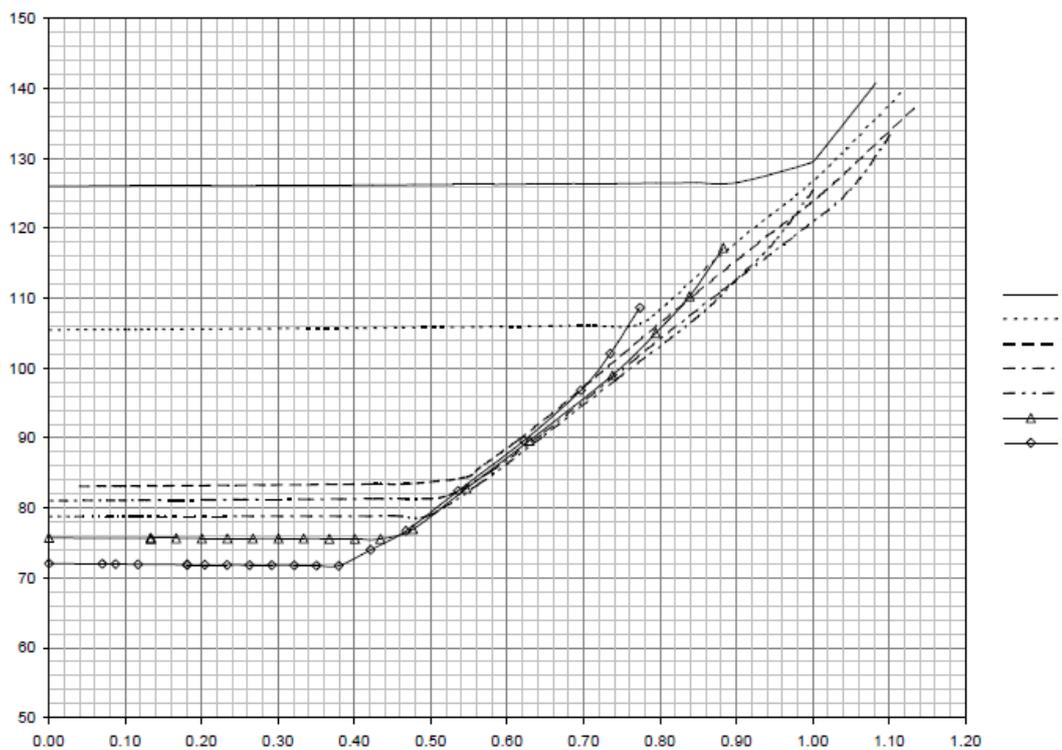


Fig. A.7 : Courbes d'évolution du débit des gaz d'échappement en fonction de la fraction de puissance délivrée pour différentes valeurs de la température ambiante

Tableau A.8 : Propriétés thermodynamiques de l'huile Therminol VP-1 à l'état liquide

Température °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	mPa.s	Viscosity mm ² /s**	Vapour pressure kPa*
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470

$$\text{Chaleur spécifique (kJ/kg.K)} = + 0,002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5,9591 * 10^{-6} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,9879 * 10^{-8} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 4,4172 * 10^{-11} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 1,498$$

Tableau A.9 : Caractéristiques de l'huile THERMINOL VP-1

Composition		Diphenyl oxide/diphenyl
Appearance		Clear, sediment free liquid
Max. bulk temperature		400°C
Max. film temperature		430°C
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar		257°C
Coefficient of thermal		0.00097/°C
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight		166