

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'études

Pour l'obtention du diplôme
D'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème

*Recherche d'un compromis conceptuel entre
les critères de puissance et de rendement dans
les cycles combinés*

Proposé et dirigé par:

Pr. M.A. AIT-ALI

Présenté par :

MAHDI Rachid

Promotion : Juin 2009

A mes parents
A toute ma famille

Remerciements

*Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage,
la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.*

*Je tiens à exprimer ma reconnaissance à mon promoteur
Monsieur AIT ALI, qui m'a donné l'occasion de travailler
sur un sujet passionnant, et pour ses conseils judicieux et
son aide précieuse.*

*Je remercie également l'ensemble des membres du jury qui
ont accepté d'examiner mon travail*

*Je tiens à remercier Monsieur BOUAZOUNI chef de
département de développement à SONALEGAZ pour toute
l'aide qu'il m'a apportée pour réaliser ce travail.*

*Je tiens à remercier également Monsieur BENNOUR pour
sa disponibilité et son aide.*

*Merci à SEDDIK, NIZAR, RAOUF et AZZOU pour leur aide
précieuse.*

ملخص:

الهدف من هذه الدراسة هو تحليل دورة التوربينات الغازية و الدورة المركبة غازية – بخارية، لتحديد الحد الأدنى من تكاليف الإنتاج ، وتقدير كمية الغاز الطبيعي التي تم اقتصادها ، وذلك لإجراء مقارنة موسعة بين دورتين ، وأخيرا يقترح وضع إستراتيجية لشراكة بين سوناطراك و سونلغاز أكثر كفاءة من الناحية الإقتصادية.

كلمات مفتاحية : دورة التوربينات الغازية، الدورة المركبة غازية – بخارية، تكاليف الإنتاج.

Résumé :

Le but de cette étude est d'analyser un cycle combiné et un cycle à gaz, pour déterminer le coût minimum de production, et pour évaluer la quantité de gaz naturel économisée lors de l'utilisation des cycles combinés, afin de faire une comparaison élargie entre les deux cycles, et enfin proposer une stratégie de développement pour un partenariat SONELGAZ-SONATRACH économiquement plus efficace.

Mots clés : cycle à gaz, cycle combiné, coût minimum de production.

Abstract:

The goal of this study is to analyze a combined cycle and a gas turbine cycle, to give the minimum cost of production, and to evaluate the quantity of natural gas saved during use of the combined cycles, in order to make a comparison widens between the two cycles, and finally to propose a strategy of development for a SONELGAZ-SONATRACH partnership economically more effective.

Keywords : gas turbine cycle, combined cycle, cost of production.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 : PROBLEMATIQUE	4
1.1 INTRODUCTION.....	4
1.2 CRITERES DE CHOIX.....	4
1.3 CRITERE D'EVALUATION.....	5
1.4 CHOIX DE LA TAILLE ET NOMBRE DES UNITES	7
1.5 CHOIX DU COMBUSTIBLE.....	8
1.6 STRATEGIE D'INVESTISSEMENT	8
CHAPITRE 2 : PRESENTATION DE LA SOLUTION	11
2.1 INTRODUCTION.....	11
2.2 ANALYSE DU CYCLE A GAZ	11
2.2.1 Procédure de calcul	14
2.2.1.1 Données.....	14
2.2.1.2 Calcul des conditions à la sortie du compresseur	15
2.2.1.3 Calcul de la combustion.....	16
2.2.1.4 Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz.....	18
2.2.1.5 Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz	19
2.3 CALCUL ECONOMIQUE DU CYCLE A GAZ.....	21
2.3.1 Procédure de calcul	21
2.3.1.1 Données.....	21
2.3.1.2 Calcul du coût de production	21
2.4 CYCLE COMBINE.....	25
2.4.1 Chaudières de récupération.....	26
2.4.1.1 Chaudière à un niveau de pression	27
2.4.1.2 Chaudière à deux niveaux de pression.....	28
a) Arrangement en cascade ou série.....	29
b) Arrangement en parallèle	29
2.4.2 Analyse du cycle combiné	31
2.4.2.1 Description du cycle.....	32
2.4.2.2 Procédure de calcul du cycle à deux niveaux de pression	33
a) Données.....	33
b) Calcul les paramètres du générateur de vapeur	33

c) Calcul de la détente.....	34
d) Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à vapeur.....	38
e) Calcul des grandeurs énergétiques du cycle combiné.....	39
2.5 CALCUL ECONOMIQUE DU CYCLE COMBINE	40
2.5.1 Procédure de calcul.....	40
2.5.1.1 Données.....	41
2.5.1.2 Calcul du coût de production	41
CHAPITRE 3 : RESULTATS ET INTERPRETATION.....	48
3.1 INTRODUCTION.....	48
3.2 RESULTATS DU CYCLE A GAZ.....	48
3.3 RESULTATS DU CYCLE COMBINE.....	53
3.4 COMPARAISON ENTRE LE CYCLE A GAZ ET LE CYCLE COMBINE.....	57
CONCLUSION GENERALE	63

LISTE DES FIGURES

<i>Fig.1.1 : Composition du coût de production d'un kWh d'un cycle.</i>	<i>6</i>
<i>Fig.1.2 : Évolution des coûts d'investissement en dollar US des cycles combinés en fonction de la puissance.</i>	<i>7</i>
<i>Fig. 2.1: Cycle de Joule et cycle de Carnot associé.</i>	<i>12</i>
<i>Fig. 2.2 : Turbine à gaz en cycle fermé.</i>	<i>13</i>
<i>Fig. 2.3 : Turbine à gaz en cycle ouvert ou turbine à combustion interne (TAC).....</i>	<i>14</i>
<i>Fig. 2.4 : Bilan énergétique de la chambre de combustion</i>	<i>14</i>
<i>Fig. 2.5 : schéma simplifié d'un cycle combiné.....</i>	<i>25</i>
<i>Fig. 2.6 : Couplage d'un cycle de Joule et d'un cycle de Hirn.</i>	<i>26</i>
<i>Fig. 2.7 : Chaudière à un niveau de pression.....</i>	<i>28</i>
<i>Fig. 2.8 : Chaudière à deux niveaux de pression en cascade.....</i>	<i>29</i>
<i>Fig. 2.9 : Chaudière à deux niveaux de pression en parallèle.....</i>	<i>30</i>
<i>Fig. 2.10 : Diagramme d'échange de chaleur dans un échangeur simple.....</i>	<i>31</i>
<i>Fig. 2.11 : Diagramme T-S du cycle à vapeur utilisé pour le cycle combiné.....</i>	<i>32</i>
<i>Fig. 3.1 : la variation de la puissance et du rendement en fonction du rapport de compression pour un débit gaz de 595 kg/s.....</i>	<i>49</i>
<i>Fig. 3.2 : la variation du rapport puissance turbine puissance compresseur (W_t/W_c) en fonction de rapport de compression.</i>	<i>50</i>
<i>Fig. 3.3 : Variation de la puissance en fonction du rendement du cycle de turbine à gaz.</i>	<i>51</i>
<i>Fig. 3.4 : Coût de production en fonction de la puissance et du rendement.....</i>	<i>52</i>
<i>Fig. 3.5 : La variation de la température des gaz d'échappement en fonction du rapport de compression.....</i>	<i>54</i>
<i>Fig. 3.6 : la variation de la puissance et du rendement du cycle à vapeur en fonction du rapport de compression.</i>	<i>54</i>
<i>Fig. 3.7 : Variation du prix du gaz naturel, \$/Million de BTU dans certains pays.....</i>	<i>58</i>
<i>Fig. 3.8 : Revenus globaux (SONATRACH + SONELGAZ) en fonction du temps.....</i>	<i>61</i>
<i>Fig. 3.9 : Quantité du gaz naturel économisé en fonction du temps.</i>	<i>62</i>

LISTE DES TABLES

Table. 2.1 : données de calcul turbine à gaz.	14
Table. 2.2 : Composition de combustible de la turbine à gaz.	16
Table. 2.3 : Données de calcul économique cycle à gaz.	21
Table. 2.4 : données de calcul cycle à vapeur.	33
Table. 2.5 : Données de calcul économique du cycle à gaz.	40
Table 3.1 : les paramètres optimaux de fonctionnement du cycle combiné.	56
Table 3.2 : Comparaison économique entre le cycle à gaz et le cycle combiné.	57
Table 3.3 : les revenus de Sonatrach et Sonelgaz en fonction du prix du gaz naturel sur le marché mondial par unité de production en cycle combiné de 800 MW.	59
Table 3.4 : Revenus globaux (SONATRACH + SONELGAZ) en fonction du temps.	60

Nomenclature :

A : fraction d'énergie utilisée pour chauffer la vapeur au dessus de T_{satL} .

B : fraction d'énergie utilisée pour chauffer la vapeur au dessus de T_{satH} .

Cp : chaleur spécifique à pression constante (kJ/kmole K).

C : coût

E : l'énergie électrique produite pendant une année.

F : coût de combustible.

h : enthalpie (kJ/kg).

M : masse de vapeur.

Q : quantité de chaleur (kJ/kg).

R : constante des gaz (8.31 kJ/kmole K).

S : entropie.

T : température (K, °C).

W : travail (kJ/kg).

X : titre.

Symbole grecs :

η : rendement.

ε : efficacité.

λ : coefficient d'excès d'air.

τ : rapport de compression.

Δ : différence.

Indice :

a : air.

ap : approche.

c : condenseur.

cc : relative au cycle combiné.

e : entrée.

eff : effectif.

g : relative au gaz.

ga : consommation annuelle de l'énergie.

gv : relative au génération de vapeur récupérateur.

H : haut pression.

i : installation.

ic : relative au compresseur

it : relatives au turbine

L : basse pression.

Max : maximale.

Mix : relative au point mixe.

p : pincement.

pt : production totale.

r : récupérateur.

rej : rejet.

rejjlim : rejet limite.

s : isentropique.

sat : saturation.

1, 2, 3, 4 : points du cycle à gaz.

a, b, c, d : point du cycle à vapeur.

Acronymes :

BP : basse pression.

CC : chambre de combustion.

Cd : condenseur.

HP : haut pression.

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie est indispensable aux activités humaines, domestiques comme industrielles. Elle permet de satisfaire des besoins de chaleur, de force motrice, d'éclairage. La demande d'énergie correspondante, par laquelle nous abordons cette étude, est fortement conditionnée à court terme par les équipements consommateurs. Elle est également caractérisée par le fait que pour certains usages (thermiques), différentes sources d'énergie sont substituables tandis que pour d'autres les choix du consommateur sont très limités (transport automobile) voire impossibles (applications spécifiques de l'électricité).

L'offre d'énergie, provient essentiellement de ressources non renouvelables ; pour ces raisons là, les sociétés de production d'électricité recherchent de plus en plus des procédés de production les plus rentables, y compris les énergies renouvelables. Ainsi la gestion de l'énergie se présente-t-elle comme un problème d'optimisation technico-économique qui se pose à différents niveaux :

- dans le choix de l'équipement qui permettra d'assurer une même fonction globale de la façon la moins coûteuse*
- dans le mode d'exploitation le plus judicieux de cet équipement, souvent indissociable de son choix*
- dans le meilleur compromis performance-prix attaché à chaque appareil participant à la fonction*
- enfin, dans le contrôle instantané du fonctionnement de l'ensemble pour le maintenir en permanence au plus près de ses conditions optimales.*

La récupération de l'énergie dans les centrales de production d'électricité devient le but de la recherche ces dernières années, à cause du coût croissant de l'énergie fossile. Par ailleurs, les perspectives à long terme des disponibilités de l'énergie et la

INTRODUCTION GENERALE

politique mondiale de développement durable poussent à une utilisation plus rationnelle. C'est ainsi que l'utilisation des cycles combinés devient économiquement et politiquement la solution qui s'impose de plus en plus dans les choix des cycles de conversion d'énergie.

La modularisation et la grande taille des turbines à gaz fabriquées aujourd'hui ajoutent un argument de coût spécifique réduit à celui du rendement accru inhérent aux cycles combinés, les cycles combinés atteignent aujourd'hui des rendements de l'ordre de 60% dans les réalisations des constructeurs tels qu'ABB, General Electric ou MITSUBISHI, avec une évolution récente du rendement estimée à 0.5% par an.

Du point de vue thermodynamique, le potentiel de rendement élevé des cycles combinés est attribuable à deux caractéristiques de la turbine à gaz :

- La chaleur dégagée par la combustion est fournie directement au fluide moteur à une température de plus en plus élevée avec notamment la technologie de refroidissement des aubages*
- L'accroissement du taux de compression optimal qui évolue comme le carré du rapport des températures extrêmes*
- Les gaz d'échappement de la turbine à gaz dont la température élevée constitue une source de chaleur adaptée en termes de température et de pression aux caractéristiques courantes des cycles à vapeur.*

Ainsi, la combinaison de la turbine à gaz et de la turbine à vapeur conduit à un cycle opérant entre deux températures qu'on peut pousser vers leurs limites extrêmes, et c'est précisément là que réside le potentiel de rendement élevé et du coût spécifique réduit des cycles combinés.

Les avantages atteints actuellement par les cycles combinés dans le domaine de la conversion de l'énergie fossile en électricité sont le résultat de plusieurs décennies de développement sous l'influence des crises d'énergie, les problèmes de pollution et les progrès technologiques. Le concept d'intégration énergétique se généralise ainsi pour devenir un nouveau paradigme de l'industrie énergétique.

INTRODUCTION GENERALE

Dans le but d'examiner la meilleure stratégie d'investissement en ALGERIE dans le domaine de production de l'électricité, on va présenter dans ce travail une étude technico-économique de deux cycles de conversion de l'énergie, un cycle à gaz et un cycle combiné, dans laquelle on va évaluer l'énergie économisée et comptabiliser parallèlement les investissements et les coûts qui s'attachent aux opérations dont elle est l'objet, afin de pouvoir déterminer la rentabilité comparée des cycles.

CHAPITRE 1

PROBLEMATIQUE

1.1 introduction

Les paramètres technico-économiques d'une centrale thermique, tels que son implantation, le cycle de conversion, la taille et le type de combustible sont déterminés de façon à minimiser le coût de production du kWh sur la vie économique du projet. Il reste bien sûr à vérifier, en bout de chaîne, que la centrale ainsi dimensionnée a bien sa place dans le système de production pour le fonctionnement envisagé. Cette optimisation doit porter sur tous les paramètres de la centrale, qu'il s'agisse des paramètres thermodynamiques qui déterminent le rendement et la puissance mais aussi la qualité, et donc le coût, des matériaux utilisés, des paramètres physiques de dimensionnement, ou encore des dispositifs qui permettent d'améliorer la disponibilité.

1.2 Critères de choix

Lorsqu'un gouvernement décide de la réalisation de moyens de production d'énergie électrique, il ne le fait pas uniquement en fonction de l'excellence technique d'une filière. D'autres critères d'enjeu national interviennent pour la constitution d'un parc de production. Ce sont par exemple :

- la volonté d'assurer l'indépendance énergétique du pays
- les réserves propres en énergies primaires (pétrole, gaz, uranium, charbon, hydraulique...)
- les coûts d'investissement
- la législation environnementale en vigueur dans le pays
- la maîtrise technique de la filière (conception, exploitation, maintenance, démantèlement)
- l'équilibrage du parc en fonction des besoins horosaisonniers

- les coûts de production respectifs de chaque filière
- l'intervention de l'État dans la planification d'un parc de production sur le long ou le moyen terme.

L'ensemble de ces critères fait l'objet d'appréciations de la part du ministère de l'Énergie et de la compagnie publique productrice et distributrice de l'énergie électrique.

1.3 Critère d'évaluation

En Algérie le prix du combustible est comptabilisé moins cher vue sa disponibilité et sa place relative dans l'économie nationale, par contre le coût total de la centrale est plus élevé car les équipements et leur installation sont réalisés dans un pays industrialisé où les coûts sont bien plus élevés. Il ne suffit pas d'étudier le coté technique, il faut prendre en considération le coté économique. L'évaluation économique d'une filière s'établit sur la base :

- de son coût d'investissement.
- des charges d'exploitation.
- du coût du combustible.
- des coûts de recherche et développement.
- de la durée d'appel du moyen de production (base, semi base, pointe).
- de l'effet de série (nombre de tranches identiques construites).

La somme des quatre premiers termes interviennent dans le coût actualisé de production du kWh de la filière en fonction d'hypothèse du coût du capital, de l'évolution prévisible du coût du combustible et de la durée de vie des équipements ; les deux autres termes interviennent en pondération et permettent des études de sensibilité.

Le coût d'investissement est un terme qui regroupe plusieurs parties qui sont :

- le coût de construction.
- les frais de maîtrise d'œuvre.
- les intérêts intercalaires.

- les frais de pré exploitation.
- les aléas.
- le démantèlement.

D'après [2] le coût de production du kWh est défini par :

$$C = \frac{\sum \text{somme des dépenses actualisées}}{\sum \text{somme de la production annuelle}} \quad (1.1)$$

Avec somme des dépenses actualisées = investissement+ exploitation+ combustible. Cette équation montre bien que pour minimiser le coût de production du kWh il faut augmenter l'énergie électrique produite et prendre en considération le meilleur compromis entre le rendement et la puissance installée. Ces éléments varient selon le type de cycle utilisé.

La figure (1) montre l'influence du prix du combustible dans le coût de production d'une installation de cycle combiné turbine à gaz plus turbine à vapeur.

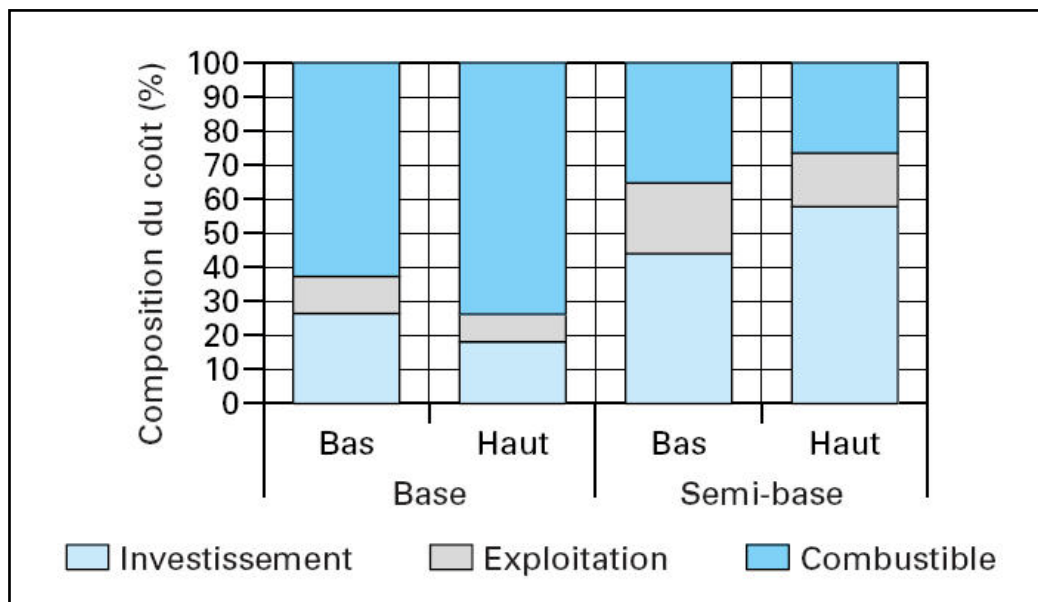


Fig.1.1 : Composition du coût de production d'un kWh d'un cycle combiné [2].

1.4 Choix de la taille et nombre des unités

Le choix de la taille d'une centrale est très important ; la décision d'investir 1 kW supplémentaire sur un ouvrage donné ou d'investir dans un ouvrage supplémentaire d'un kW joue un grand rôle dans la détermination du coût minimum de production. En pratique, le choix de la taille – ou d'un palier technique – ne se limite pas à des arbitrages sur les composants élémentaires de la centrale, mais il fait intervenir des considérations quant au développement d'ensemble du système électrique, qu'il s'agisse de l'incidence sur la localisation des centrales et le rythme de saturation des sites ou des possibilités d'insertion de groupes de grande taille, dans le temps et dans l'espace, au sein d'un réseau. Le dimensionnement des centrales doit, de plus, obéir aux lois de l'économie industrielle.

L'évolution du coût d'investissement des cycles combinés en fonction de la puissance des installations est donnée par la figure (2) (pour l'année 2001 en FRANCE).

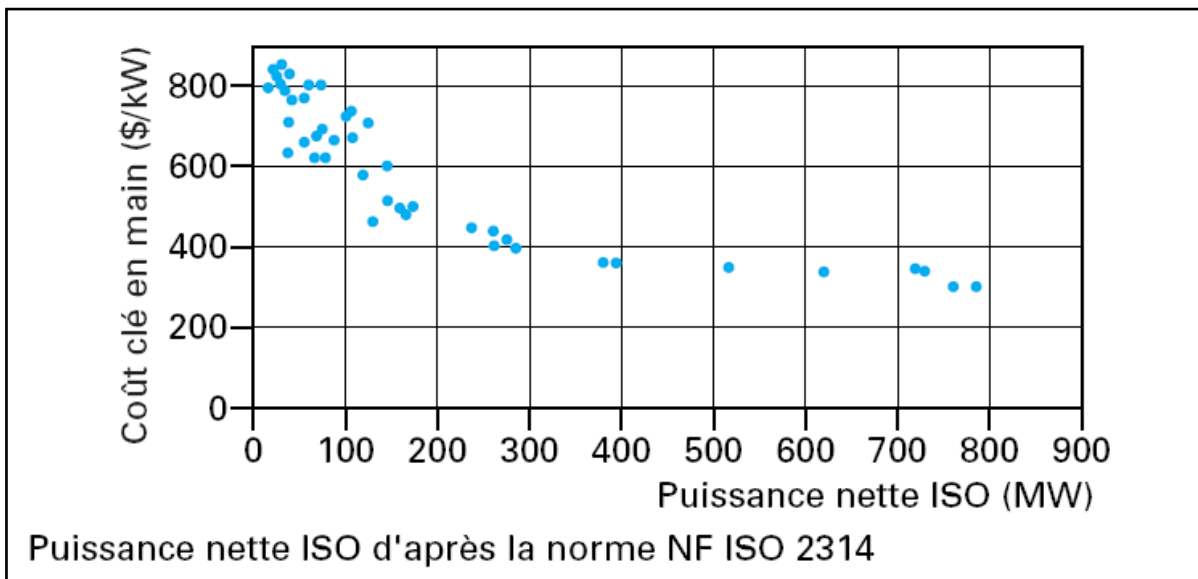


Fig.1.2 : Évolution des coûts d'investissement en dollar US des cycles combinés en fonction de la puissance [2].

Pour les installations à cycle combiné de puissance inférieure à 300 MW, l'effet de taille est favorable à la diminution du coût d'investissement.

1.5 Choix du combustible

Pour ce qui est du thermique à flamme, différentes sortes de combustible (solide, liquide ou gazeux) entrent en compétition. S'il existe, pour ces produits, un marché international plus ou moins ouvert, l'on rencontre souvent des cas d'utilisation locale de combustibles – lignite, charbon pauvre, gaz de hauts-fourneaux – qui n'ont d'autres débouchés que la production d'électricité. Il s'agit alors de s'adapter au combustible en question, d'apprécier convenablement les coûts de mise en œuvre des gisements et de déterminer ensuite un mode d'exploitation, compte tenu des réserves disponibles et des besoins du réseau. La disponibilité en différentes proportions, et le type de combustible constitue l'un des éléments les plus déterminants du choix des filières. Là, les considérations d'ordre sociopolitique se mêlent aux aspects technico-économiques et doivent faire place aux préoccupations de très long terme. Alors qu'en Algérie les centrales d'aujourd'hui consomment du gaz naturel dans des filières à cycle à gaz avec un rendement moyen de 36%, la question est bien de savoir jusqu'à quand l'on disposera encore de gaz naturel à un horizon lointain.

1.6 Stratégie d'investissement

Les solutions alternatives à examiner ici sont la centrale à gaz simple et la centrale à cycles combinés turbine à gaz et turbine à vapeur avec récupérateur sans feu additionnel ; dans la seconde alternative, les fluides de cycles tirent leur énergie des mêmes gaz de combustion.

Quelle est donc la meilleure stratégie d'investissement face à une évolution prévue de la demande, et face à différentes évolutions possibles du prix du combustible?

Comment utiliser au mieux un stock d'énergie limité en quantité? Autrement dit, comment valoriser au mieux des réserves en gaz naturel, disponibles en Algérie certes à coût encore faible mais appelées à s'épuiser tôt ou tard, quelles que soient les nouvelles découvertes espérées.

Il y a lieu de définir les grands choix stratégiques qui vont guider le développement des investissements de production et apprécier la rentabilité des projets particuliers

et économiser la consommation du combustible pour une durée de vie plus longue des ressources énergétiques non renouvelables.

Le classement des centrales par ordre de coût de combustible croissant est la règle d'or d'exploitation des systèmes électriques, mais il ne constitue qu'une simplification d'une réalité infiniment plus complexe. Ainsi, la consommation de combustible par kWh de la centrale à cycles combinés est la plus faible puisque le rendement énergétique correspondant est le plus élevé. Cependant, ajouter un cycle à vapeur à un cycle à gaz revient à ajouter un coût d'investissement plus élevé à un coût moins élevé, de sorte le coût moyen d'investissement combiné est plus élevé que celui de la turbine à gaz. Par ailleurs, les coûts d'investissements sont d'autant plus élevés que les équipements et la technologie sont importés, ce qui est le cas de l'Algérie. Ainsi, comparer un coût d'investissement plus élevé à une économie de combustible bon marché peut très bien favoriser l'alternative turbine à gaz seule. Il faut donc examiner soigneusement la problématique du coût de combustible pour ne pas biaiser la comparaison des deux alternatives. En particulier, il y a lieu d'éviter de s'enfermer dans une situation de prix domestiques régulés, voire soutenus à la consommation, et de rechercher le vrai prix de l'énergie consommée pour les générations actuelles et celles à venir.

En pratique, on s'efforcera d'abord de représenter l'avenir selon des scénarii de développement et de prix des combustibles importés suffisamment contrastés. On recherchera ensuite, non un programme d'investissement unique, mais une stratégie d'investissements ; celle-ci se concrétisera au fur et à mesure que le temps s'écoule ; l'éventail des possibilités, à une date future donnée, se restreindra progressivement pour se transformer finalement en une réalité unique. On retiendra ensuite les solutions les plus robustes, au sens où leurs conséquences économiques restent acceptables – procurent le moins de *regret* – quel que soit le scénario qui se réalise. À cet égard, les centrales à cycles combinés peuvent présenter, en Algérie comme ailleurs, les meilleures garanties de conservation de ressources non renouvelables et de leur valeur face aux incertitudes les plus prévisibles sur les marchés futurs des combustibles fossiles et leur disponibilité.

Dans le but de déterminer le coût de production de chaque filière on analysera le cycle à gaz et le cycle combiné, et on réalisera à cet effet un programme qui tiendra compte de tous les paramètres énergétiques et économiques nécessaires à la comparaison entre les deux cycles. Le meilleur compromis et la stratégie de développement à proposer seront déterminés selon un coût paramétré de l'énergie consommée.

CHAPITRE 2

PRESENTATION DE LA SOLUTION

2.1 Introduction

D'après le site Sonelgaz, le réseau électrique national est alimenté par une puissance de 5600 MW dont la consommation augmente de 6 % à 8% par année, ce qui représente 336 MW/ année à 448 MW de plus chaque année. Dans le but de trouver la meilleure filière de production d'énergie électrique, on supposera un programme d'investissement pour installer une centrale de 800 MW tous les deux ans. Etant donné que le prix des centrales diminue avec l'augmentation de leur taille, il serait plus économique d'investir dans une seule centrale que dans deux de 400 MW chacune. Mais il y aurait lieu de tenir aussi compte du coût de la distribution en termes des ouvrages de transport et des pertes en ligne. Dans le cas d'une seule centrale de 800 MW, on utilisera deux alternatives, à savoir une centrale à cycle à gaz de 4x200 MW, ou une centrale à cycle combiné de 2x400 MW.

Après l'analyse de chaque cycle, on réalisera un programme qui donnera le coût minimum de production du kWh pour chaque filière ainsi que les paramètres de fonctionnement correspondants. On examinera ensuite la sensibilité des coûts de production des cycles étudiés à la variation du prix du gaz naturel. On évaluera ensuite les quantités de combustible économisées et leur prix du marché international avec le souci de déterminer une rentabilité objective et non biaisée des cycles comparés.

2.2 Analyse du cycle à gaz

Comme le montre la figure (2.1) le cycle de base d'une turbine à gaz comporte deux portions d'isobares 1-2 et 3-4 à des niveaux de pression $P_1 = P_2$ et $P_3 = P_4$ différents et deux isentropes au cours desquelles ont lieu une compression 4-1 et une détente 2-3. Notons que, pour chauffer le fluide entre 1 et 2 (quantité de chaleur

Q_{12}), il faut disposer d'une source de chaleur dont la température atteigne au moins la valeur $T_m = T_2$. De même, pour refroidir le fluide de cycle (Q_{34}), il faut disposer d'un puits thermique dont la température soit au plus $T_m = T_4$.

Ce cycle, appelé cycle de Brayton-Joule, peut être comparé au cycle de Carnot évoluant entre les mêmes températures extrêmes. Une analyse des énergies thermiques et mécaniques mises en jeu montre alors que le rendement du cycle de Joule est très nettement inférieur à celui du cycle de Carnot associé. Ce rendement est encore abaissé de par le travail de compression inhérent à toute compression d'un gaz alors que le cycle à vapeur se contente d'une faible puissance de pompage d'un liquide incompressible. Cependant il ya lieu de noter que le cycle de Brayton-Joule évolue entre des températures extrêmes différentes : 1150 et 550 pour le premier et 550 et 50 pour le second, comme ordres de grandeurs. Le cycle à gaz est favorisé par sa température d'admission alors que le cycle à vapeur l'est par sa température de condensation, bien plus effective dans la recherche du plus grand rendement.

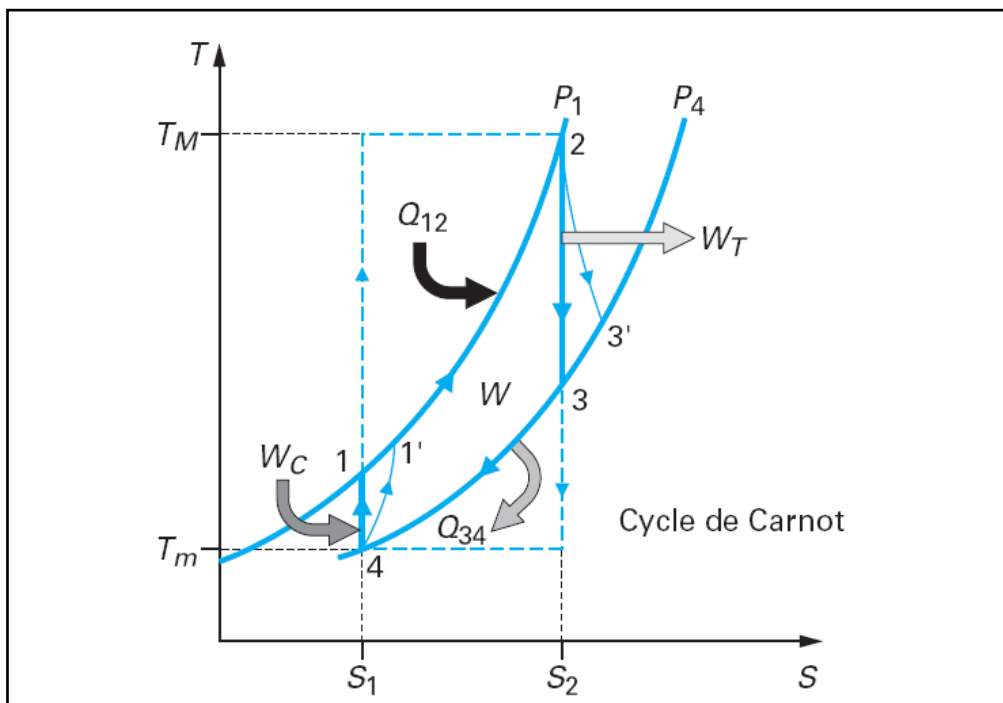


Fig. 2.1: Cycle de Joule et cycle de Carnot associé.

La figure (2.2) schématise la réalisation physique du cycle fermé de Brayton-Joule présenté sur la figure (2.1). On y distingue les deux échanges de chaleur à pression constante, la compression qui nécessite une énergie mécanique W_C , la détente dans une turbine qui fournit une énergie mécanique W_T . A puissance nette maximum, on peut montrer que pour les réalisations modernes, la puissance fournie par la turbine est absorbée moitié par le compresseur et moitié par l'alternateur. Le rendement dépend évidemment du niveau de puissance nette.

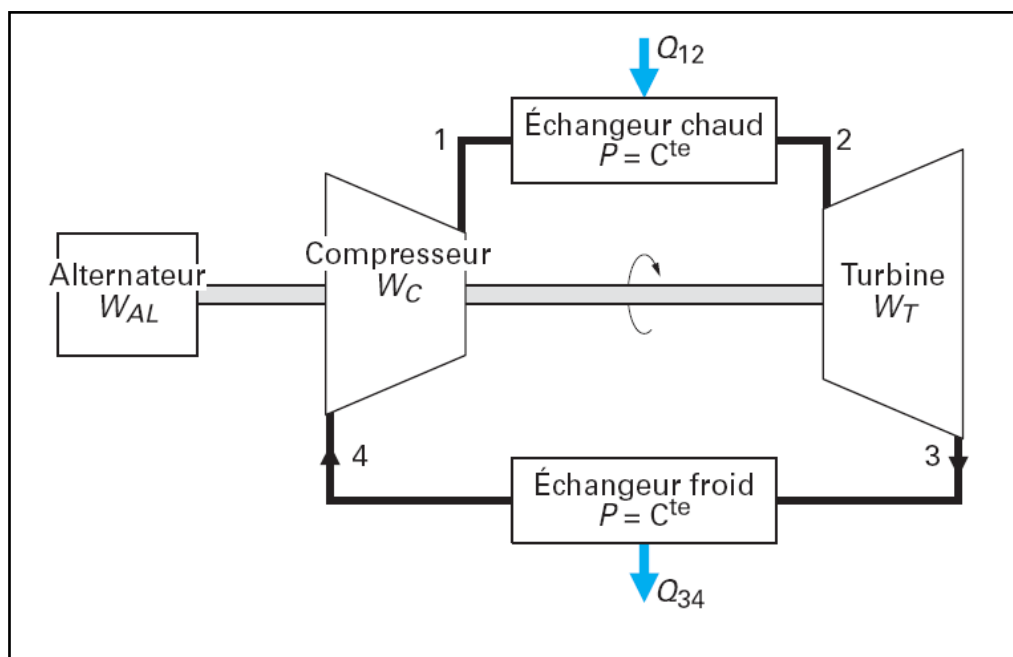


Fig. 2.2 : Turbine à gaz en cycle fermé.

Le cycle de Brayton-Joule ouvert est une réalisation pratique beaucoup moins onéreuse que le cycle fermé à cause du coût prohibitif des échangeurs de chaleur gaz-gaz ; l'apport de chaleur 1-2 est alors remplacé par une combustion dans un foyer qui a le même effet sur l'augmentation de température du fluide. Comme le montre la figure (2.3).

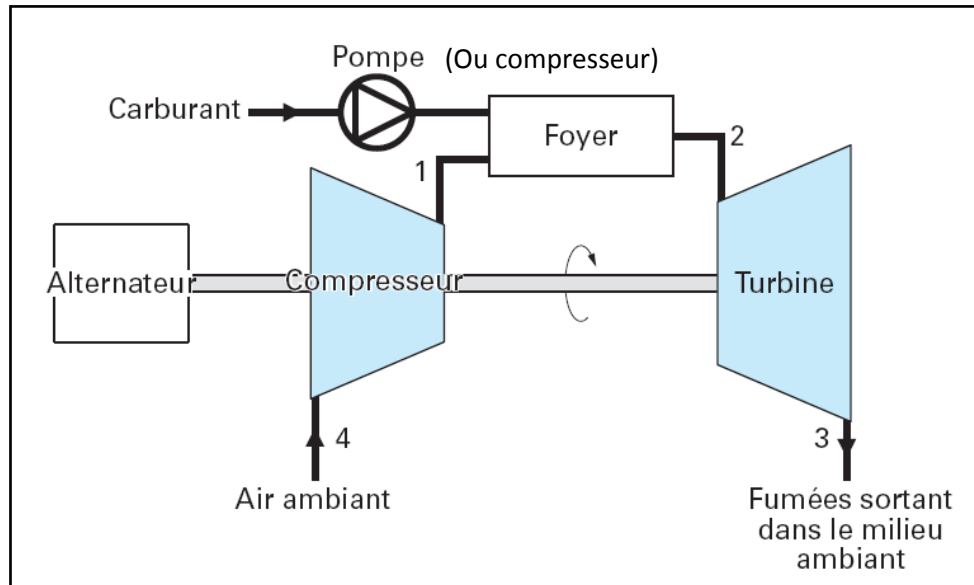


Fig. 2.3 : Turbine à gaz en cycle ouvert ou turbine à combustion interne (TAC).

2.2.1 Procédure de calcul

Le coût de revient du kWh est essentiellement la somme du coût de capital et le coût du combustible ; ces deux éléments ont un degré de liberté commun qui est le rapport de compression. Un coût d'exploitation supplémentaire sera ajouté au cycle combiné. Ainsi, la recherche du meilleur compromis entre le rendement et la puissance nette dépendra du seul rapport de compression qu'on fera varier entre les limites 5 et 40 afin de déterminer le coût minimum de production du kWh.

2.2.1.1 Données

Température ambiante	$T_1=300 \text{ K}$
Température des gaz à l'entrée de la turbine	$T_3=1500 \text{ K}$
Rendement isentropique du compresseur	$\eta_{ic}= 0.86$
Rendement isentropique de la turbine	$\eta_{it}= 0.90$
Débit du gaz (air)	$D_a = 579 \text{ kg/s}$

Table. 2.1 : données de calcul turbine à gaz.

2.2.1.2 Calcul des conditions à la sortie du compresseur

On choisit un rapport de compression :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.1)$$

En supposant que la compression est isentropique ensuite on calcule la température T_{2s} à la sortie du compresseur avec la relation suivante:

$$T_{2s} = T_1 \tau^{\left(\frac{R}{C_{pa}}\right)} \quad (2.2)$$

On donnera au C_{pa} une valeur initiale de 29.3 kJ/kmole.K

On calcule ensuite la température en fin de compression réelle :

$$T_2 = T_1 + \frac{(T_{2s} - T_1)}{\eta_{ic}} \quad (2.3)$$

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ic}} \left(\tau^{\left(\frac{R}{C_{pa}}\right)} - 1 \right) \right\} \quad (2.4)$$

En utilisant les fonctions des tables données à l'annexe 1, on calcule la chaleur spécifique du O_2 et du N_2 entre les températures T_1 et T_2 :

$$\overline{Cp_{O_2}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} Cp_{O_2}(t) dt \quad (2.4)$$

$$\overline{Cp_{N_2}}_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} Cp_{N_2}(t) dt \quad (2.5)$$

On va supposer que l'air ne contient que de l'oxygène et de l'azote, et on calcule la chaleur spécifique moyenne de l'air entre les mêmes températures que précédemment en utilisant la proportion de 0.21 pour l' O_2 et de 0.79 pour le N_2 :

$$\overline{Cp_a}_{T_1}^{T_2} = 0.21 \overline{Cp_{O_2}}_{T_1}^{T_2} + 0.79 \overline{Cp_{N_2}}_{T_1}^{T_2} \quad (2.6)$$

Ensuite on calcule T_2 en remplaçant dans l'équation (2.4) Cp_a par $\overline{Cp_a}_{T_1}^{T_2}$.

On répétera les calculs de (2.2) jusqu' au (2.6) pour avoir les valeurs exactes de la température T_2 et du $\overline{Cp_a})_{T_1}^{T_2}$, et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_2 avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_2 devienne inférieure à 0.001 ; on retient alors les dernières valeurs de T_2 et de $\overline{Cp_a})_{T_1}^{T_2}$.

2.2.1.3 Calcul de la combustion

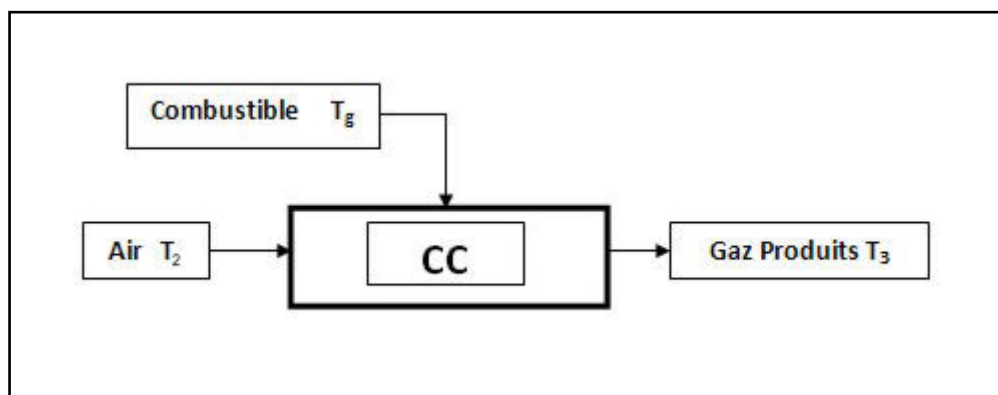


Fig. 2.4 : Bilan énergétique de la chambre de combustion.

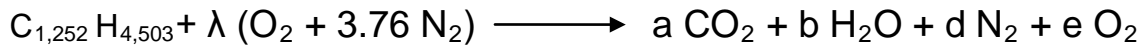
On utilise le gaz naturel de la composition suivante (donnée Sonelgaz):

Espèce chimique	Proportion
Méthane (CH ₄)	84 %
Ethane (C ₂ H ₆)	8 %
Propane (C ₃ H ₈)	6.97 %
Butane (C ₄ H ₁₀)	0.9 %
Pentane (C ₅ H ₁₂)	0.13 %

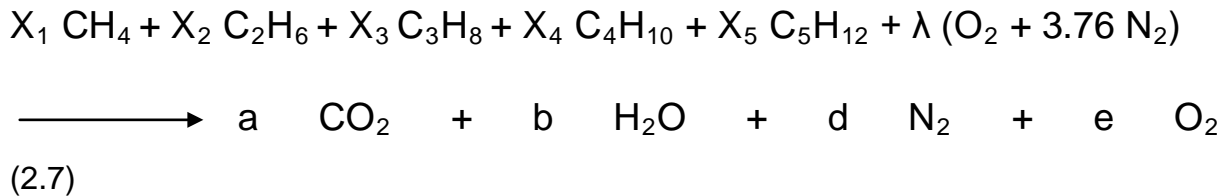
Table. 2.2 : Composition de combustible de la turbine à gaz.

Cette composition peut s'écrire pour un combustible mélange C_{1,252} H_{4,503} dont la masse molaire est 19,527 kg/kmol.

Compte tenu de la composition du gaz donnée dans le tableau ci-dessus, la réaction de combustion complète avec excès d'air et sans dissociation s'écrira :



Où encore:



En exprime la conservation des espèces chimiques avec le système d'équations suivant :

$$C: a = X_1 + 2 X_2 + 3 X_3 + 4 X_4 + 5 X_5$$

(2.8)

$$H_2: b = 2 X_1 + 3 X_2 + 4 X_3 + 5 X_4 + 6 X_5$$

(2.9)

$$N_2 : d = 3.76 \lambda$$

(2.10)

$$O_2 : \lambda = a + b/2 + e$$

(2.11)

On considère que le système est adiabatique et on néglige les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle. En appliquant la conservation de l'énergie à la chambre de combustion on peut écrire :

Enthalpie des réactifs = Enthalpie des produits

$$H_a + H_g = H_p$$

(2.12)

Connaissant les températures des produits et réactifs avec les enthalpies de formation de la référence [4], on a :

$$\overline{H}_a = \lambda \{ (\overline{h}_{T_2}^0 - \overline{h}_{298}^0)_{O_2} + 3.76 (\overline{h}_{T_2}^0 - \overline{h}_{298}^0)_{N_2} \}$$

(2.13)

$$\overline{H}_g = \sum_{i=1}^5 X_i \{(\overline{h}_f^0)_{298} + (\overline{h}_{T_g}^0 - \overline{h}_{298}^0)\}_i \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \overline{H}_p = & a \{(\overline{h}_f^0)_{298} + (\overline{h}_{T_3}^0 - \overline{h}_{298}^0)\}_{CO_2} + \\ & b \{(\overline{h}_f^0)_{298} + (\overline{h}_{T_3}^0 - \overline{h}_{298}^0)\}_{H_2O} + d (\overline{h}_{T_3}^0 - \overline{h}_{298}^0)_{N_2} + \\ & e (\overline{h}_{T_3}^0 - \overline{h}_{298}^0)_{O_2} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Les enthalpies de formation et la variation de l'enthalpie en fonction de la température sont données dans la référence [3]. On remplace les expressions (2.13), (2.14) et (2.15) dans l'équation (2.12) du bilan thermique.

On obtient le système d'équations linéaires de (2.8) à (2.12) on résoudre les équation pour trouver la valeur du coefficient d'excès d'air (λ) et la composition des produits (a, b, d, e) pour chaque rapport des compression considéré.

La température du mélange air combustible avant combustion est obtenue à partir d'enthalpie et des chaleurs spécifiques des trois flux de matières. Celui-ci donne :

$$T_e = \frac{3,142\lambda T_2 + T_g}{3,142\lambda + 1} \quad (2.16)$$

Où T_2 représente la température sortie du compresseur et T_g la température du combustible à l'entrée de la chambre de combustion.

Calcul de la chaleur spécifique entre la température T_e et la température maximale du cycle T_3 :

$$\overline{Cp}_{gm} = \frac{a\overline{Cp}_{CO_2} + b\overline{Cp}_{H_2O} + d\overline{Cp}_{N_2} + e\overline{Cp}_{O_2}}{a+b+d+e} \quad (2.16)$$

2.2.1.4 Calcul des conditions à la sortie de la turbine à gaz

Pour cette étape, on commence par le calcul de la chaleur spécifique moyenne pour le processus de la détente par la relation suivante :

$$\overline{Cp_g} = \frac{a\overline{Cp_{CO_2}} + b\overline{Cp_{H_2O}} + d\overline{Cp_{N_2}} + e\overline{Cp_{O_2}}}{a+b+d+e} \quad (2.17)$$

En supposant que la détente est isentropique, on calcule la température à la sortie de la turbine à gaz. On donne la valeur de 0.95 au facteur des pertes de pression dans la chambre de combustion [1].

On prend pour valeur initiale de la chaleur spécifique à 300 K des produits calculés pour le processus de combustion. On calcule ensuite, la température T_{4s} et T_4 à la sortie de la turbine :

$$T_{4s} = T_3 \left(0.95 \tau^{-\left(\frac{R}{Cp_g}\right)} \right) \quad (2.18)$$

$$T_4 = T_3 \{ 1 - \eta_{it} [1 - (0.95 \tau^{-\left(\frac{R}{Cp_g}\right)})] \} \quad (2.19)$$

Pour déterminer les valeurs exactes de la température T_4 et de $\overline{Cp_g}$, on répétera les calculs de (2.17) jusqu'à (2.19) ; on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_4 avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_4 devienne inférieure à 0.001 ; on retient alors les dernières valeurs de T_4 et de $\overline{Cp_g}$.

Calcul de la masse molaire apparente des gaz de combustion :

$$\mu_g = \frac{1,252 \mu_{CO_2} + 2,251 \mu_{H_2O} + 3,76 \lambda \mu_{N_2} + (\lambda - 2,3775) \mu_{O_2}}{(1,252 + 2,251 + 4,76\lambda - 2,3775)} \quad (2.20)$$

2.2.1.5 Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz

A présent, on peut calculer les performances du cycle à gaz. On introduit les pertes mécanique et thermique pour corriger les différents paramètres afin d'avoir des résultats précis.

- Travail du compresseur :

$$W_c = \overline{Cp}_a (T_2 - T_1) \quad (\text{kJ / k mole d'air}) \quad (2.21)$$

$$W_c = \frac{1}{\mu_a} \overline{Cp}_a (T_2 - T_1) \quad (\text{kJ/kg d'air}) \quad (2.22)$$

- Travail de détente :

$$W_{Tg} = \overline{Cp}_g (T_3 - T_4) \quad (\text{kJ/kmole de gaz produits}) \quad (2.23)$$

$$W_{Tg} = \frac{1}{\mu_g} \overline{Cp}_g (T_3 - T_4) \quad (\text{kJ/kg de gaz produits}) \quad (2.24)$$

- Chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion :

$$q_{gp} = \overline{Cp}_g (T_3 - T_e) \quad (\text{kJ/kmole de gaz produits}) \quad (2.25)$$

$$q_{gp} = \frac{1}{\mu_g} \overline{Cp}_g (T_3 - T_e) \quad (\text{kJ/kg de gaz produits}) \quad (2.26)$$

On corrige la valeur de la chaleur reçue par le cycle, par un coefficient de perte thermique de 0.9928 [8].

$$q_g = \frac{\left\{ \frac{1}{\mu_g} \overline{Cp}_g (T_3 - T_e) \right\}}{0.9928} \quad (\text{kJ/kg de gaz produits}) \quad (2.27)$$

- Travail spécifique net du cycle à gaz en kJ par kg de gaz produits :

$$W_{gp} = W_{tg} (1 + f) - W_c \quad (2.28)$$

$$\text{Où } f \equiv \dot{m}_g / \dot{m}_a = 19,527 / 138,04 \lambda \quad (2.29)$$

On corrige la valeur du travail produit par le cycle, par un coefficient de perte mécanique de 0.9928 [8].

$$W_g = W_{gp} \cdot 0,9928 \quad (2.30)$$

- Rendement thermique de la turbine à gaz :

$$\eta_g = \frac{W_g}{q_g} \quad (2.31)$$

2.3 Calcul économique du cycle a gaz

A présent, on calcule le coût de production de kWh pour chaque rapport de compression, à savoir la consommation d'énergie thermique et la production d'énergie électrique. On détermine enfin le coût minimum et les paramètres du cycle correspondants ainsi que les courbes de variation du coût en fonction de la puissance, du rendement et du prix du gaz naturel.

2.3.1 Procédure de calcul

2.3.1.1 Données

coût total de l'installation par unité de 200 MW	77.500.000 USD (année 2000)
durée de vie de l'installation	20 années
prix du combustible sur le marché ALGERIEN	0,0788 DA/kWh
prix du combustible sur le marché mondial	De 4 à 12 USD /Million de BTU
coût d'exploitation	0.2959 DA / kWh
taux d'échange monétaire	1 US Dollar = 72 DA (mai 2009)

Table. 2.3 : Données de calcul économique cycle à gaz.

2.3.1.2 Calcul du coût de production

En premier lieu, on calcule la quantité d'énergie thermique fournie annuellement à la turbine à gaz :

$$Q_{ga} = q_g \times D_g \times 24 \times 365 \quad (\text{kWh / an}) \quad (2.32)$$

On calcule ensuite le coût annuel du combustible délivré au cycle à gaz :

$$F = \text{prix du combustible (DA/kWh)} \times Q_{gt} \quad (\text{DA / an}) \quad (2.33)$$

On calcule la quantité de l'énergie électrique produite pendant une année :

$$E_{et} = p_t \times 24 \times 365 \quad (\text{kWh}) \quad (2.34)$$

(P_t est la puissance de la turbine à gaz ' $P_t = W_g \times D_g$)

En négligeant le coût temporel de l'argent, le coût de l'installation par année est simplement donné par la relation:

$$C_i = \frac{\text{coût total de l'installation}}{\text{durée de vie de l'installation}} \quad (\text{DA / an}) \quad (2.35)$$

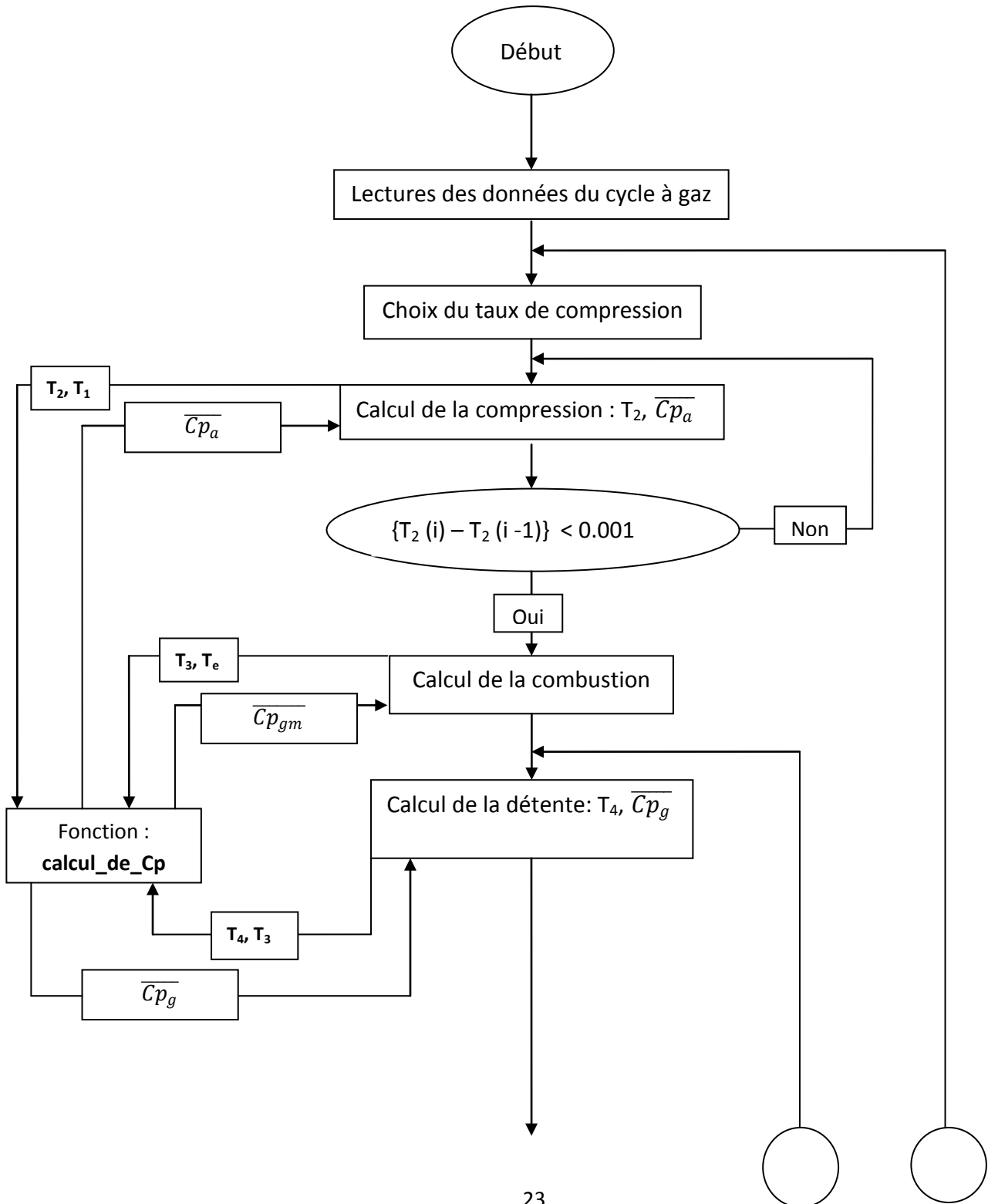
Coût de production est donné par la relation suivante [2] :

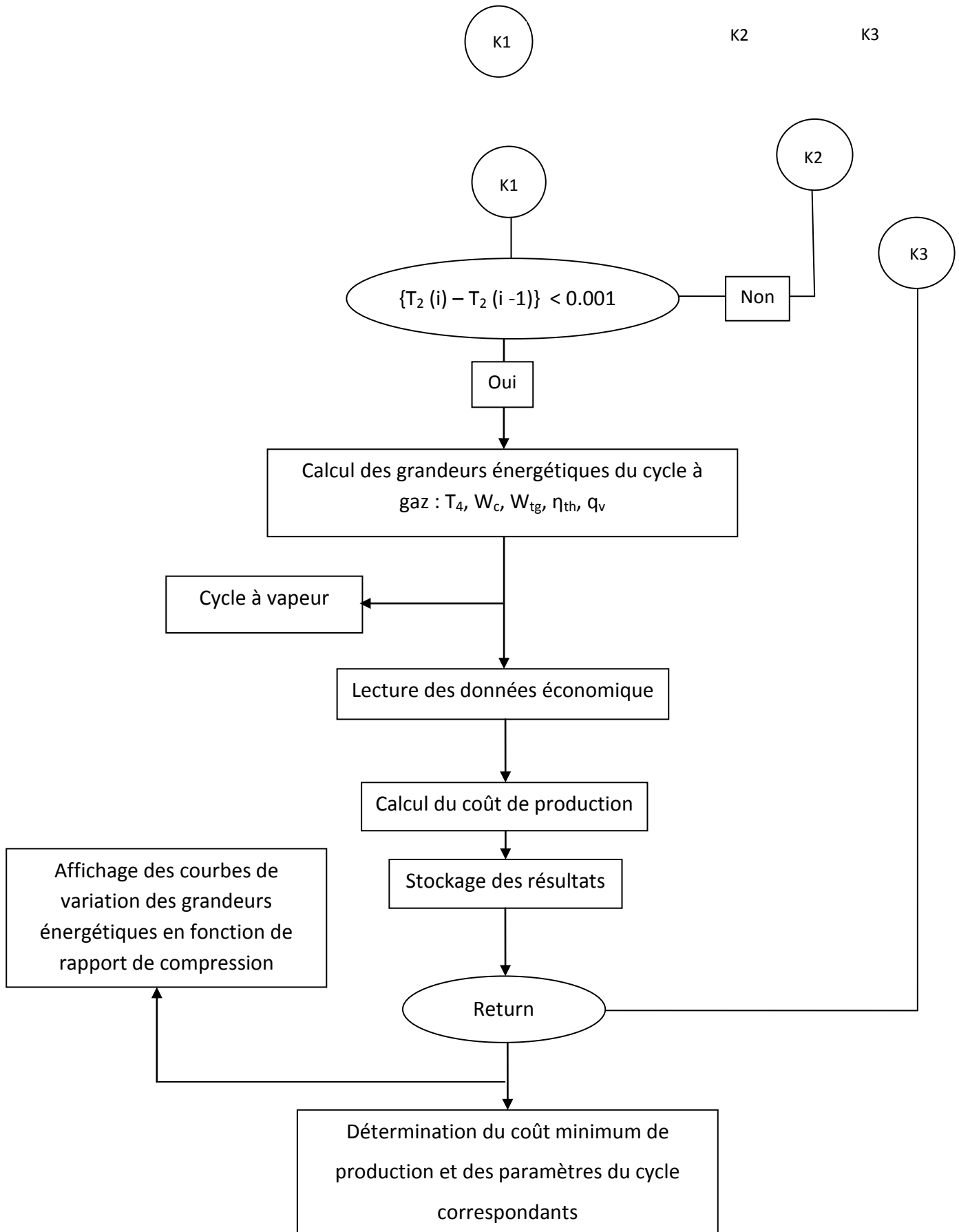
$$C = \frac{F + C_i}{E_{et}} + E_x \quad (\text{DA / kWh}) \quad (2.36)$$

Où E_x est le coût d'exploitation par kWh

On emmagasine toutes les valeurs du coût de production, puis on détermine la valeur minimale de cette dernière et les paramètres correspondants du cycle à gaz.

Organigramme de calcul du cycle à gaz





2.4 Cycle combiné

Considérant qu'avec la technologie actuelle les paramètres de la vapeur du cycle sont de l'ordre de 560 °C, 20 MPa d'une part, et que la température des gaz d'échappement d'une turbine à gaz est de l'ordre de 600 °C d'autre part, il apparaît possible de remplacer la combustion qui a lieu habituellement dans le générateur de vapeur par un transfert thermique entre les gaz d'échappement de la turbine à gaz et l'eau de cycle pour la production de vapeur ; on remplace donc la chaudière par un récupérateur HRSG. La figure (2.5) représente schématiquement une telle installation.

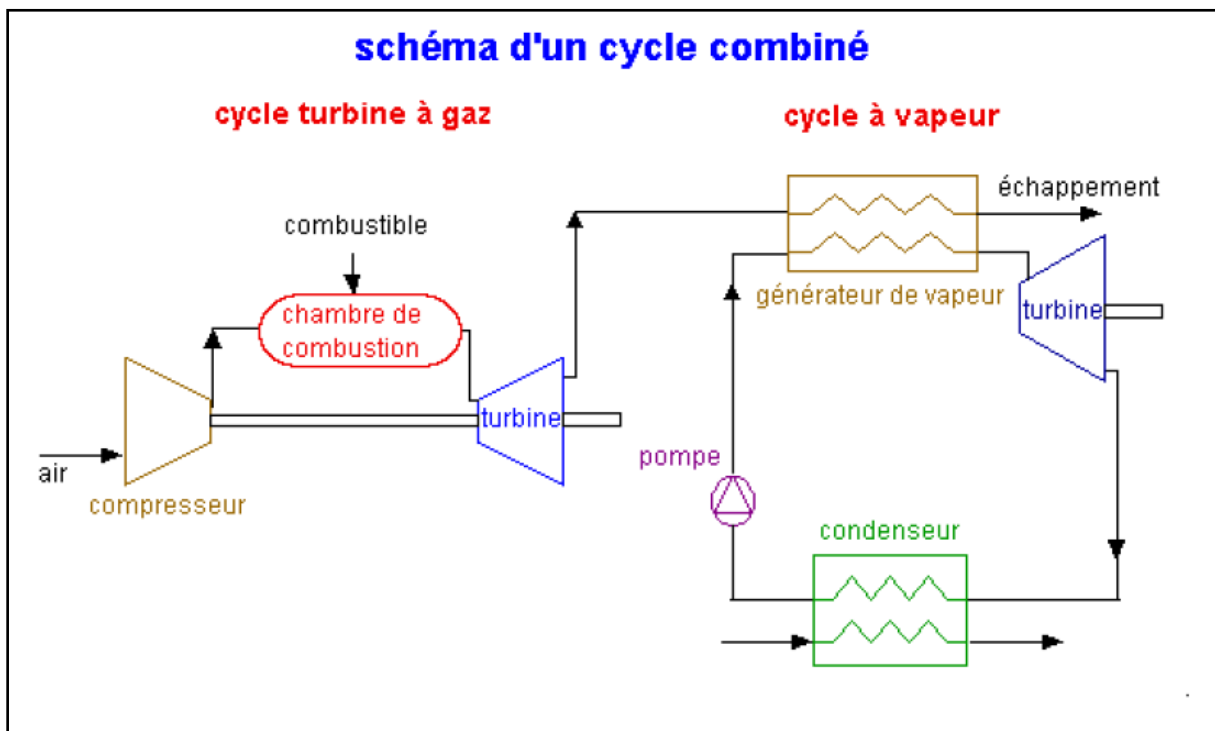


Fig. 2.5 : schéma simplifié d'un cycle combiné.

Cette considération est à la base du couplage des cycles de Brayton-Joule et de Hirn que l'on pratique maintenant depuis quelques décennies, notamment lorsqu'il s'agit d'établir des centrales plus performantes avec un rendement élevé. Le couplage d'un cycle de Brayton-Joule avec un cycle de Hirn est schématisé sur la figure (2.6) où on a fait une représentation de l'évolution du gaz d'échappement de la turbine à gaz 3-4

et de l'échauffement de l'eau 1-2. Les débits de chaque fluide sont ajustés pour épuiser au maximum l'énergie contenue dans les fumées de la turbine à gaz.

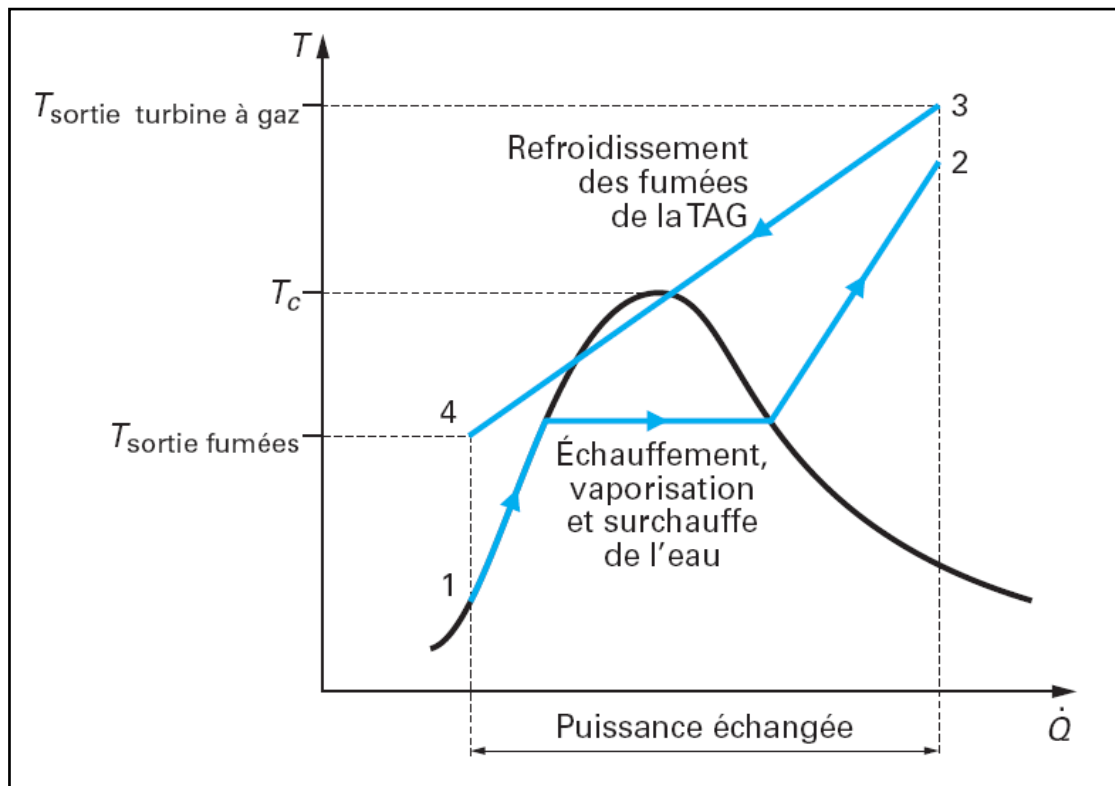


Fig. 2.6 : Couplage d'un cycle de Joule et d'un cycle de Hirn.

2.4.1 Chaudières de récupération

La chaudière de récupération est l'élément du cycle combiné qui fait le lien entre le cycle gaz et le cycle à vapeur. L'amélioration des performances des cycles combinés est certes liée aux progrès technologiques des turbines à combustion et des turbines à vapeur, mais aussi aux développements des chaudières (augmentation de l'énergie récupérée dans les gaz d'échappement des turbines à combustion, résistance des matériaux...). En principe, les chaudières de récupération ne sont pas le lieu d'une combustion, mais dans certains cas une rampe de postcombustion peut être ajoutée afin de renforcer les performances du cycle eau-vapeur lorsque la turbine à combustion voit ses performances se dégrader au cours des années.

Les chaudières de récupération sont un assemblage d'échangeurs similaires à ceux d'une chaudière avec combustion, sans celle-ci. Indépendamment de la configuration

de la chaudière, on distingue deux catégories en fonction de l'arrangement des échangeurs selon qu'ils soient horizontaux ou verticaux. Une autre différenciation est possible selon que la circulation est assistée ou naturelle.

Le choix du nombre de niveaux de pression est une conséquence directe des paramètres de la turbine à combustion qui a été retenue en amont. Le nombre des niveaux de pression est relativement aisé à deviner sur une installation ; il suffit de compter le nombre de ballons dont dispose la chaudière. Les flux massiques et thermiques des fumées guident cette option. Les chaudières fournies par les constructeurs sont généralement les suivantes :

- chaudière à un niveau de pression.
- chaudière à deux niveaux de pression.
- chaudière à trois niveaux de pression.
- chaudière avec ou sans resurchauffe, avec ou sans postcombustion.

2.4.1.1 Chaudière à un niveau de pression

Dans une chaudière de récupération à un niveau de pression, les gaz d'échappement d'une turbine à combustion rencontrent successivement:

— un **surchauffeur** : la vapeur provenant du ballon à l'état saturé est surchauffée

— un **évaporateur** : l'eau provenant de l'économiseur (à l'état liquide sous-saturé) passe à l'état saturé. Le mélange diphasique est admis dans le ballon où se fait la séparation liquide/vapeur provenant de l'évaporateur. La partie liquide circule à nouveau dans l'évaporateur naturellement (par effet thermosiphon) ou de manière assistée (pompe de circulation) jusqu'à la vaporisation.

— un **économiseur** : l'eau en provenance d'une bêche ou du circuit d'extraction est réchauffée jusqu'à une température voisine de son point de saturation, mais en restant à l'état liquide. Le cycle à un niveau de pression est le plus simple des cycles à vapeur dans les chaudières de récupération des centrales à cycle combiné. Dans ce type de cycle, la température des fumées rejetées à l'atmosphère au niveau de la cheminée reste élevée, de l'ordre de 150 à 180 °C.

Les avantages des cycles à simple pression sont leur grande simplicité et leur coût minimal. Cependant, pour augmenter les rendements des cycles combinés en épuisant davantage l'énergie des gaz d'échappement des turbines à combustion, la plupart des installations utilisent des chaudières à deux ou trois pressions.

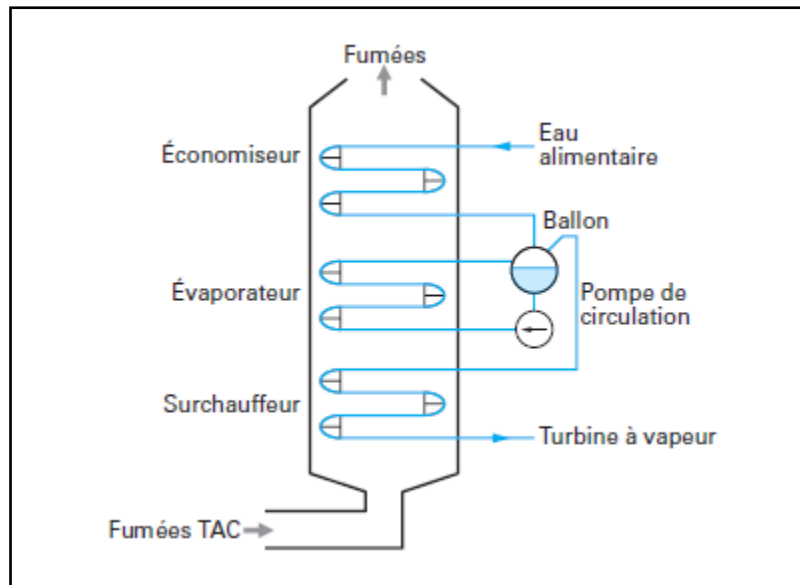


Fig. 2.7 : Chaudière à un niveau de pression.

2.4.1.2 Chaudière à deux niveaux de pression

Des améliorations de rendement sont possibles en adoptant un cycle à vapeur à deux niveaux de pression. Les deux niveaux de pression étant en fait la juxtaposition de deux séries d'échangeurs.

Un niveau de pression HP récupère la chaleur à haute température alors qu'un niveau BP récupère la chaleur à basse température.

Comparée au niveau simple pression, la température des fumées à la sortie de la cheminée diminue de 50 °C environ.

Deux types d'arrangement existent sur le marché.

a) Arrangement en cascade ou série

Dans les chaudières à deux niveaux de pression en cascade le ballon séparateur BP fait la liaison entre les deux niveaux de pression. Ainsi, la température d'entrée dans l'économiseur HP est égale à la température de saturation de l'eau dans le ballon BP. L'arrangement en cascade est moins utilisé en raison des risques de corrosion du circuit HP par la présence de fortes concentrations en sels dans le ballon BP. En effet, la coexistence de l'eau et de la vapeur conduit à un partage des espèces chimiques de l'eau dans le ballon, qui peut provoquer une accumulation de boues malgré la purge continue en fonctionnement normal. Les circuits HP et BP n'étant pas séparés, les risques de pollution peuvent se répercuter d'un circuit vers l'autre.

b) Arrangement en parallèle

Dans les chaudières à deux niveaux de pression en arrangement parallèle l'économiseur HP est fractionné en deux parties. La première partie est placée en parallèle de l'économiseur BP.

L'arrangement en parallèle évite la propagation de problèmes corrosifs dans l'économiseur HP lié au circuit BP. Néanmoins, l'optimisation et la conception d'une chaudière en parallèle sont plus compliquées.

Une chaudière de récupération à deux niveaux de pression présente des performances supérieures à celles d'une chaudière à un seul niveau de pression, Cet avantage est lié à l'utilisation maximale des gaz d'échappement de la turbine à combustion.

Pour que la récupération soit efficace, il est nécessaire que la température des gaz à la cheminée, dite température de rejet T_{rej} , soit la plus basse possible. Cependant $T_{rej} > T_0$, température ambiante. Par ailleurs, T_{rej} ne doit pas être inférieure à une température limite, T_{reylim} (température de rejet limite), liée à la condensation possible des gaz. Cette limite dépend du combustible utilisé, peut être relativement élevée (180 à 200 °C pour le fuel lourd, 130 °C pour fuel domestique), ou basse (70 °C pour le gaz naturel) [1].

2.4.2 Analyse du cycle combiné

L'analyse d'un cycle combiné consiste à évaluer un cycle à gaz et un cycle à vapeur ensemble ; pour le calcul de la turbine à gaz on prend le même organigramme présenté au chapitre précédent et on utilise ces résultats pour calculer le cycle à vapeur.

L'optimisation du cycle à vapeur repose sur la réduction de ses irréversibilités internes, qui peuvent être regroupées en deux grandes catégories : les irréversibilités d'origine mécanique, qui prennent place dans la turbine, et les irréversibilités purement thermiques, liées aux écarts de température au sein du générateur de vapeur. Ces irréversibilités proviennent des écarts de température entre les parties chaudes et les parties froides du cycle.

On définit le sous refroidissement d'approche, ΔT_{ap} , par la différence entre la température des gaz à l'entrée du (GVR) et celle de la vapeur surchauffée à cet endroit, en se référant à la figure (2.10).

$$\Delta T_{ap} = T_4 - T_a \quad (2.37)$$

On définit le pincement par l'écart de température ΔT_p entre le liquide saturé à la sortie de l'économiseur et les gaz à cet endroit, en se référant à la figure (2.10).

$$\Delta T_p = T_* - T_{sat} \quad (2.38)$$

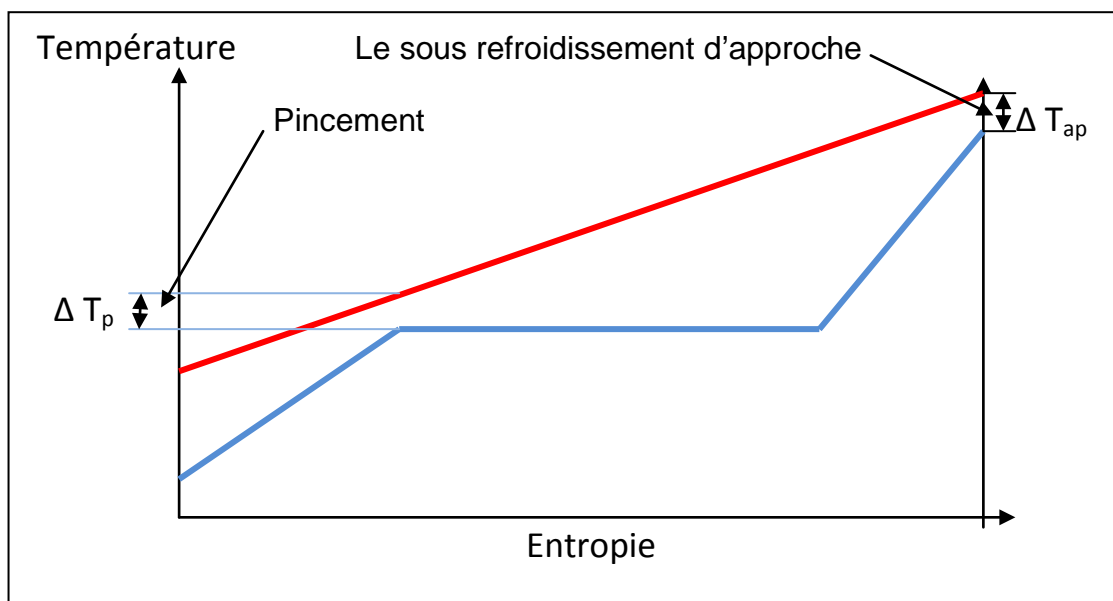


Fig. 2.10 : Diagramme d'échange de chaleur dans un échangeur simple.

Pour minimiser les irréversibilités associées au transfert de chaleur entre le gaz et la vapeur d'eau et augmenter l'efficacité du GVR, ΔT_p , et ΔT_{ap} doivent être les plus petits possible. Toutefois l'expérience a montré qu'au-delà de certaines limites, les surface d'échange deviennent très importantes et les gains thermodynamiques n'arrivent plus à compenser l'investissement en surface d'échange supplémentaire. Actuellement, les limites acceptables se situent aux environs de 15 °C pour le pincement et 40°C pour le sous refroidissement d'approche [1].

2.4.3.1 Description du cycle

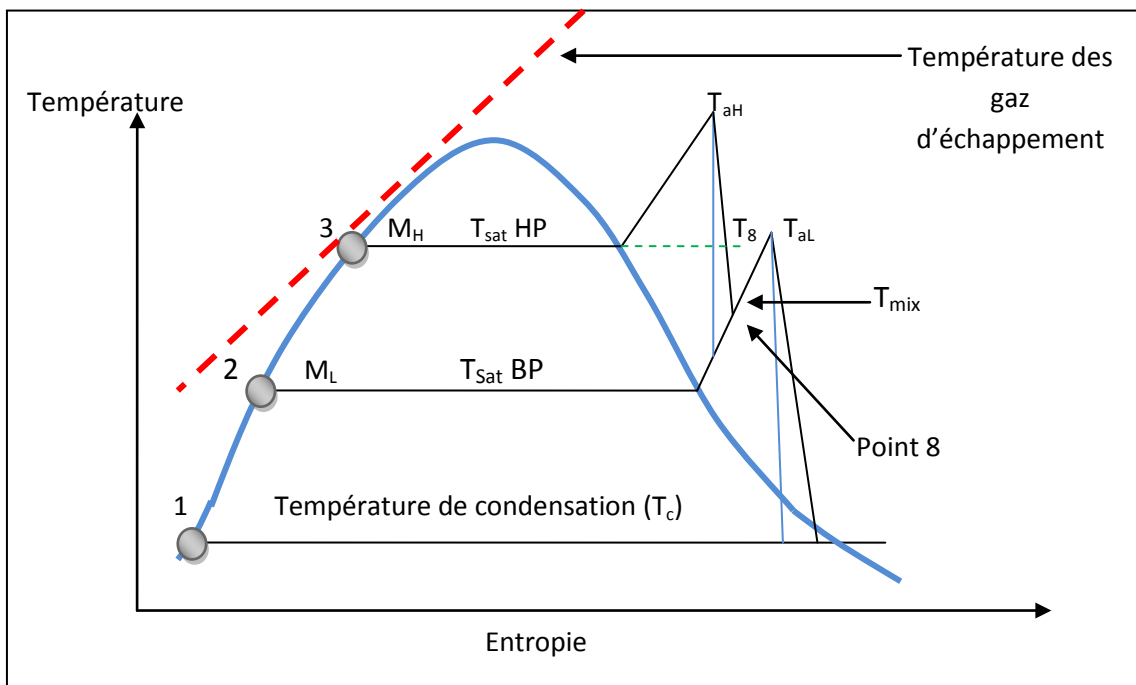


Fig. 2.11 : Diagramme T-S du cycle à vapeur utilisé pour le cycle combiné.

Pour un Kg d'eau quittant le condenseur une fraction (M_L) est comprimée jusqu'à la pression (P_L), du niveau de pression BP, et une fraction (M_h) est comprimée jusqu'à la pression (P_h) du niveau HP.

Les débits (M_L) et (M_h) traversent parallèlement, l'économiseur puis l'évaporateur et enfin le surchauffeur correspondant à son niveaux de pression.

Après la détente dans la turbine HP, le débit (M_h) vient rejoindre celui (M_L) en cours de surchauffe à une température (T_{mix}) qui peut être supérieure ou inférieure à la température d'évaporation du niveau HP.

L'économiseur HP est divisé en trois parties :

- la première est en parallèle avec l'économiseur BP
- la seconde est en parallèle avec l'évaporateur BP
- la troisième est en parallèle avec une partie du surchauffeur BP

le surchauffeur BP et divisé à son tour en trois parties :

- la première partie est en parallèle avec la troisième partie de l'économiseur HP.
- deux autres parties placées chacune en parallèle avec l'évaporateur HP et le surchauffeur HP respectivement.

2.4.3.2 Procédure de calcul du cycle à deux niveaux de pression

a) Données

Les données nécessaires à l'analyse des cycles à vapeur à deux niveaux de pression sont les suivantes :

Sous refroidissement d'approche minimum	$\Delta T_{ap} = 40 \text{ °C}$
Pincement minimal	$\Delta T_p = 15 \text{ °C}$
Température de rejet limite	$T_{rejl\lim} = 70 \text{ °C}$
Rendement isentropique de la détente de la turbine	$\eta_{it} = 0.90$
Température de condensation de la vapeur	$T_c = 45 \text{ °C}$

Table. 2.4 : données de calcul cycle à vapeur.

b) Calcul les paramètres du générateur de vapeur

On calcule d'abord la chaleur spécifique moyenne des gaz entre T_4 et $T_{rejl\lim}$ soit :

$$\overline{Cp}_{gv} = \frac{a\overline{Cp}_{CO_2} + b\overline{Cp}_{H_2O} + d\overline{Cp}_{N_2} + e\overline{Cp}_{O_2}}{a+b+d+e} \quad (2.39)$$

Ensuite l'efficacité de l'échange de chaleur relativement au gaz :

$$\varepsilon_g = \frac{T_{max} - T_{rejl\lim}}{T_{max} - T_c} \quad (2.40)$$

Et la température à l'entrée de la turbine à vapeur

$$T_{ah} = T_4 - \Delta T_{ap} \quad (2.41)$$

- Choix de la pression (P_H)

Le rendement d'un cycle à vapeur augmente avec la pression ; il faut donc choisir la pression la plus élevée possible. Cependant, d'après [1] la technologie du GVR conçu pour la récupération totale de la chaleur des gaz d'échappement, ne permet pas de produire de la vapeur avec des températures très élevées ; d'autre part, les études effectuées sur les cycles combinés montrent qu'à partir d'une pression de 16 Mpa on n'enregistre pratiquement aucune amélioration du rendement du cycle combiné [1].

On choisit donc pour cette pression une valeur maximale de 16 Mpa, et on varie la pression de 4 à 16 Mpa avec un pas de 0.1. On calcule ensuite les paramètres suivant en utilisant les tables thermodynamique :

- Température de saturation (T_{satH}) correspondant à (P_H)
- Caractéristiques de la vapeur surchauffée à l'entrée de la turbine HP : h_{aH} et S_{aH} .
- Enthalpie du liquide saturé HP, soit h_{fH} .

- Choix de la pression (P_L)

On choisit pour cette pression une valeur maximale égale à la valeur de pression minimale du niveau HP (4 Mpa), puis on varie la pression de 0.1 à 4 Mpa avec un pas de 0.1.

Une valeur étant retenue pour la pression P_L , on peut effectuer les lectures suivantes à partir des tables thermodynamique de la vapeur d'eau :

- Température de saturation (T_{satL}) correspondant à (P_L).
- Enthalpie et l'entropie de liquide saturé BP, h_{fL} , S_{fL} .
- Enthalpie et l'entropie de vapeur saturée BP, h_{gL} , S_{gL} .

c) Calcul de la détente

On calcule le titre de la vapeur à la sortie de la turbine HP en supposant que la détente est isentropique :

$$x_{mixs} = \frac{S_{aH} - S_{fL}}{S_{gL} - S_{fL}} \quad (2.42)$$

Si $x_{mixs} < 1$, alors $T_{mixs} = T_{satL}$ et on calcule l'enthalpie h_{mixs} :

$$h_{mixs} = h_{fL} + x_{mixs} (h_{gL} - h_{fc}) \quad (2.43)$$

Sinon, on détermine h_{mixs} et T_{mixs} à partir des tables thermodynamique de l'eau.

On calcule ensuite h_{mix} en considérant le rendement isentropique de la turbine :

$$h_{mix} = h_{aH} + \eta_{it} (h_{aH} - h_{mixs}) \quad (2.44)$$

Si $h_{mix} < h_{gL}$, alors : $T_{mixs} = T_{satL}$ et

$$x_{mix} = \frac{h_{mix} - h_{fL}}{h_{gL} - h_{fL}} \quad (2.45)$$

Sinon, on détermine T_{mix} à partir des tables thermodynamiques de la vapeur surchauffé.

Calcul des conditions à la sortie de la turbine BP :

$$x_{bs} = \frac{S_{aL} - S_{fc}}{S_{gc} - S_{fc}} \quad (2.46)$$

Si $x_{bs} > 0.92$ Alors $x_{bs}=0.92$ et on corrige S_{aL} :

$$S_{aL} = S_{fc} + 0,92 (S_{gc} - S_{fc}) \quad (2.47)$$

Et on lit les nouvelles valeurs de T_{aL} et h_{aL} à partir des tables thermodynamiques en utilisant les paramètres d'entrée (P_L et S_{aL}) et on calcule :

$$h_{bs} = h_{fc} + x_{bs} (h_{gc} - h_{fc}) \quad (2.48)$$

$$h_b = h_{aL} - \eta_{it} (h_{aL} - h_{bs}) \quad (2.49)$$

$$x_b = \frac{h_b - h_{fc}}{h_{gc} - h_{fc}} \quad (2.50)$$

Puis on donne au point (8) la température selon:

$$T_8 = T_{\text{satH}}$$

On calcule ensuite la température des gaz au point de pincement du niveau de pression BP en choisissant la valeur minimale pour le pincement ($\Delta T_p = 15$) :

$$T_* = T_{\text{satL}} + \Delta T_p + 273 \quad \text{En (K)} \quad (2.51)$$

Maintenant on fait varier le débit du niveau BP (M_L) avec un pas de 0.1 la long d'un intervalle allant de 0 à 1. On calcule ensuite la quantité de chaleur que reçoit le cycle à vapeur par kg de vapeur subissant la détente dans la turbine BP (on néglige le travail des pompes):

$$q_v = m_L (h_{\text{mix}} - h_{fc}) + m_H (h_{aH} - h_{fc}) + 1 (h_{aL} - h_{\text{mix}}) \quad (2.52)$$

Puis, on calcule la fraction d'énergie utilisée pour réchauffer la vapeur à des températures égales et supérieures à T_{satL} :

$$A = \frac{q_v - (h_{fL} - h_{fc})}{q_v} \quad (2.53)$$

Et la fraction d'énergie B utilisée pour réchauffer la vapeur à des températures égales ou supérieures à T_{satH} :

Si $T_{\text{mix}} < T_{\text{satH}}$:

$$B = \frac{m_h(h_{aH} - h_{fH}) + (h_{aL} - h_8)}{q_v} \quad (2.54)$$

Si $T_{\text{mix}} \geq T_{\text{satH}}$:

$$B = \frac{m_h(h_{aH} - h_{fH}) + m_L(h_{\text{mix}} - h_8) + (h_{aL} - h_{\text{mix}})}{q_v} \quad (2.55)$$

On peut écrire encore A sous la forme :

$$A = \frac{h_4 - h_*}{h_4 - h_5} = \frac{T_4 - T_*}{T_4 - T_5} \quad (2.56)$$

On considère que la chaleur spécifique moyenne des gaz est constante dans tout le GVR.

L'équation (2.56) nous permet de calculer la température de rejet effective des gaz :

$$T_{\text{rej}} = T_5 = T_4 - \frac{T_4 - T_*}{A} \quad \text{En (K)} \quad (2.57)$$

On peut écrire B sous la forme :

$$B = \frac{h_4 - h^*}{h_4 - h_5} = \frac{T_4 - T^*}{T_4 - T_5} \quad (2.58)$$

Ensuite on calcule la température des gaz au point du pincement HP :

$$T^* = T_4 - B(T_4 - T_5) \quad \text{en (K)} \quad (2.59)$$

On calcule ensuite, le pincement du niveau de pression HP :

$$\Delta T_{pH} = T^* - T_{\text{satH}} \quad (2.60)$$

Ensuite on reprend les calculs en faisant varier (m_L) jusqu'à ce que ΔT_{pH} devient égale à la valeur du pincement minimal (qui est égale à 15 K).

d) Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à vapeur

A présent, on peut calculer les performances du cycle combiné. On introduit les pertes mécanique et thermique pour corriger les différents paramètres afin d'avoir des résultats précis.

- Travail du cycle à vapeur par kg de vapeur :

$$W_{Tv} = m_H (h_{aH} - h_{mix}) + 1(h_{aH} - h_b) \quad (2.61)$$

- c) Masse de vapeur produite par kg de gaz :

$$M = \frac{m_v}{m_g} = \frac{h_4 - h_5}{q_v} = \frac{Cp(T_4 - T_{rej})}{q_v} \quad (2.62)$$

- d) Travail spécifique du cycle à vapeur par kg de gaz :

$$W_{vp} = M W_{Tv} \quad (2.63)$$

On corrige la valeur du travail produit par un coefficient de perte mécanique de 0.99.

$$W_v = M \cdot W_{Tv} \cdot 0,99 \quad (2.64)$$

- e) Rendement énergétique du cycle à vapeur :

$$\eta_v = \frac{W_{Tv} \cdot 0,99}{q_v} \quad (2.65)$$

- f) Efficacité du GVR :

$$\varepsilon_{gv} = \frac{T_{max} - T_{rej}}{T_{max} - T_{rejl\dot{m}}} \quad (2.65)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_g \varepsilon_{gv} \quad (2.66)$$

g) Rendement de la récupération :

$$\eta_{rp} = \varepsilon \eta_v \quad (2.67)$$

On introduit les pertes thermiques dans le cycle à vapeur [1] :

pertes calorifiques au niveau du GVR	$\eta_{GVR} = 0.98$
pertes calorifiques au niveau du condenseur	$\eta_{PC} = 0.98$
pertes de charge liée au transport de la vapeur	$\eta_{CH} = 0.98$

Le rendement de récupération devient :

$$\eta_r = \varepsilon \eta_{GVR} \eta_{PC} \eta_{CH} \eta_v \quad (2.68)$$

A ce stade des calculs, on reprend à partir du choix de (P_H) et on refait les mêmes calculs pour toutes les valeurs de P_L et de m_L déjà définies en retenant après chaque étape la valeur maximale du rendement de récupération parmi toutes celles obtenues jusque là, puis on retient les différentes grandeurs énergétiques (travail spécifique, puissance, rendement,...etc.)

e) Calcul des grandeurs énergétiques du cycle combiné

Le rendement du cycle combiné est défini par :

$$\eta_{cc} = \frac{W_v + W_g}{q_g} = \frac{W_g}{q_g} + \frac{W_v}{q_v} \frac{q_v}{q_g} = \eta_g + \eta_v \frac{q_v}{q_g} \quad (2.69)$$

On a aussi [1] :

$$\varepsilon = \varepsilon_g \varepsilon_{gv} = \frac{1}{1-\eta_g} \frac{q_v}{q_g} \quad (2.70)$$

On remplace $\frac{q_v}{q_g}$ par $\varepsilon (1 - \eta_g)$ à partir de l'équation (2.69) :

$$\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon \eta_v (1 - \eta_g) \quad (2.71)$$

Le travail total du cycle est défini par :

$$W_{cc} = W_g + W_v \quad \text{en (kJ/kg de gaz)} \quad (2.72)$$

La puissance du cycle combiné dépend du débit du gaz d'échappement de la turbine à gaz (D_g), soit :

$$P_{cc} = P_t + D_g W_v \quad \text{en (kW)} \quad (2.73)$$

2.5 Calcul économique du cycle combiné

A présent, on calcule le coût minimum de production de kWh en utilisant les paramètres énergétiques du cycle combiné ; on évalue la quantité de gaz naturel économisée afin de pouvoir comparer économiquement les deux cycles étudiés.

2.5.1 Procédure de calcul

2.5.1.1 Données [8]

coût de la centrale de 800 MW	545 USD/kW (Année 2004)
durée de vie de l'installation	20 années
prix du combustible sur le marché ALGERIEN	0,0788 DA / kWh
prix de combustible sur le marché international	De 4 à 12 USD /Million de BTU
coût d'exploitation annuel	0.5918 US Dollar / kW
taux d'échange USD/DA	1 USD = 72 DA (mai 2009)

Table. 2.5 : Données de calcul économique du cycle à gaz.

2.5.1.2 Calcul du coût de production

En premier lieu, on calcule la quantité d'énergie thermique fournie annuellement au cycle combiné par l'équation (2.32), ensuite le coût annuel du combustible délivré au cycle combiné (2.33).

On calcule ensuite la quantité de l'énergie électrique produite pendant une année en utilisant l'équation (2.34)

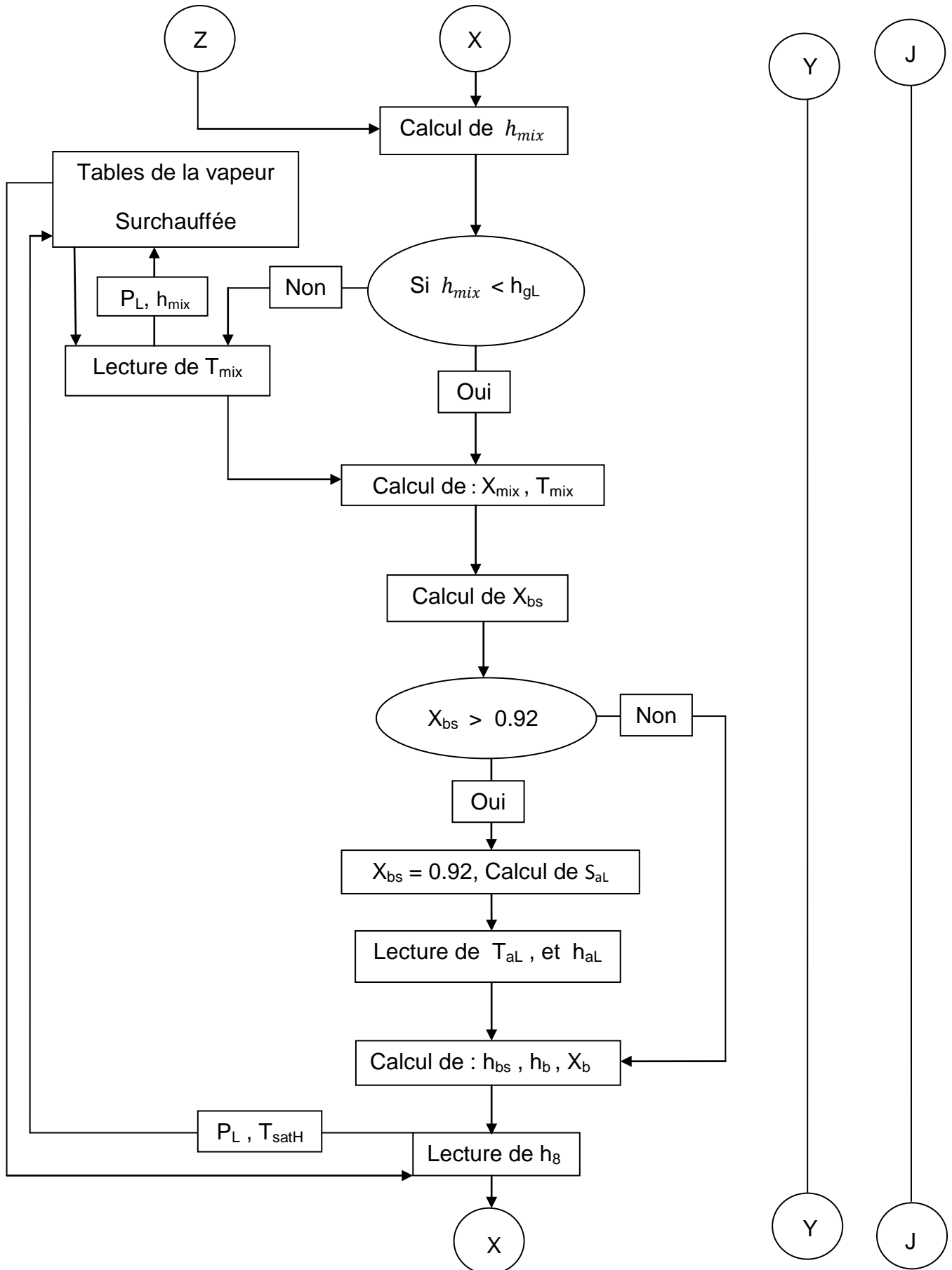
En négligeant le coût temporel de l'argent, on calcule le coût de l'installation par année en utilisant un coût annuel constant, voir équation (2.35).

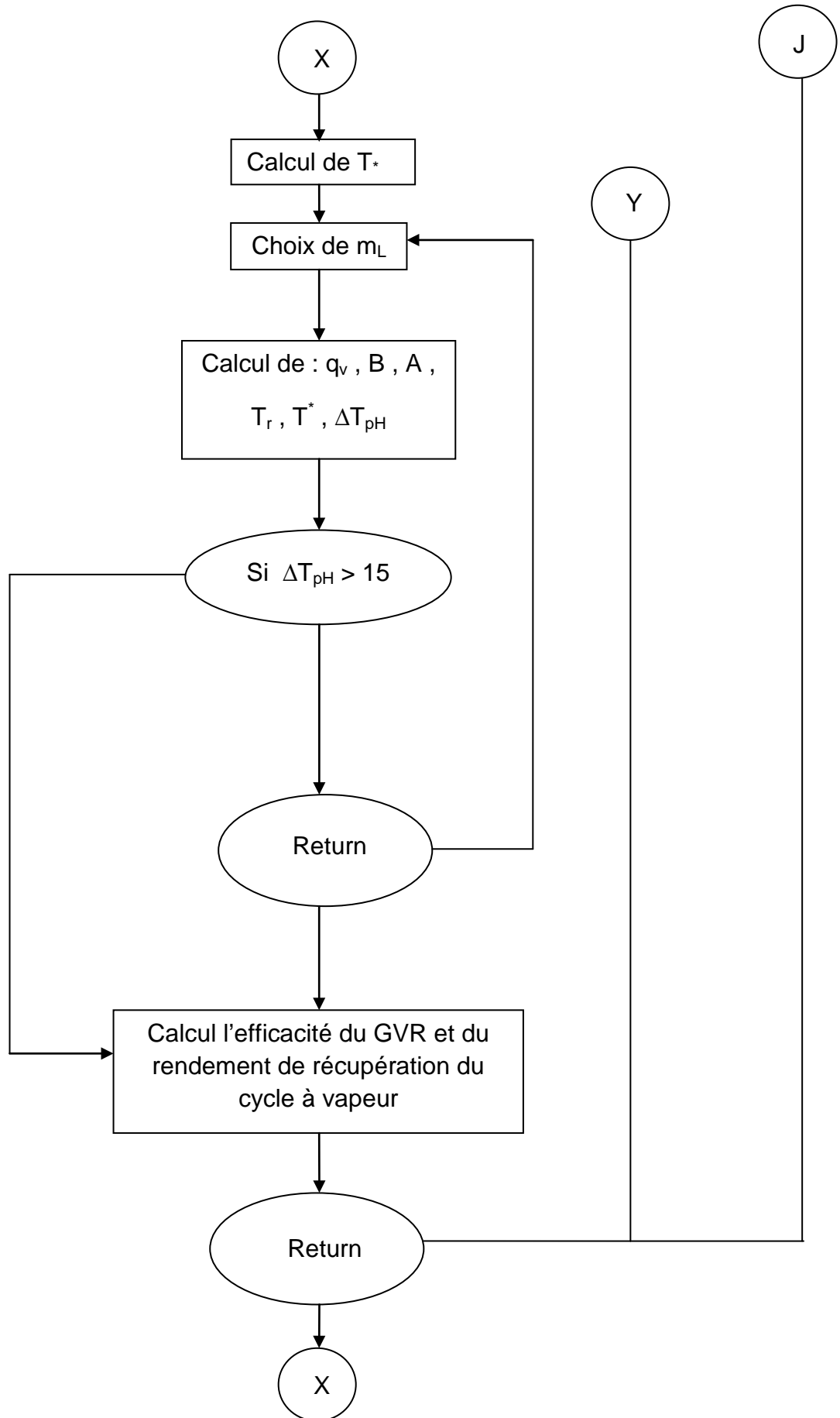
Le coût de production est donné par la relation suivante :

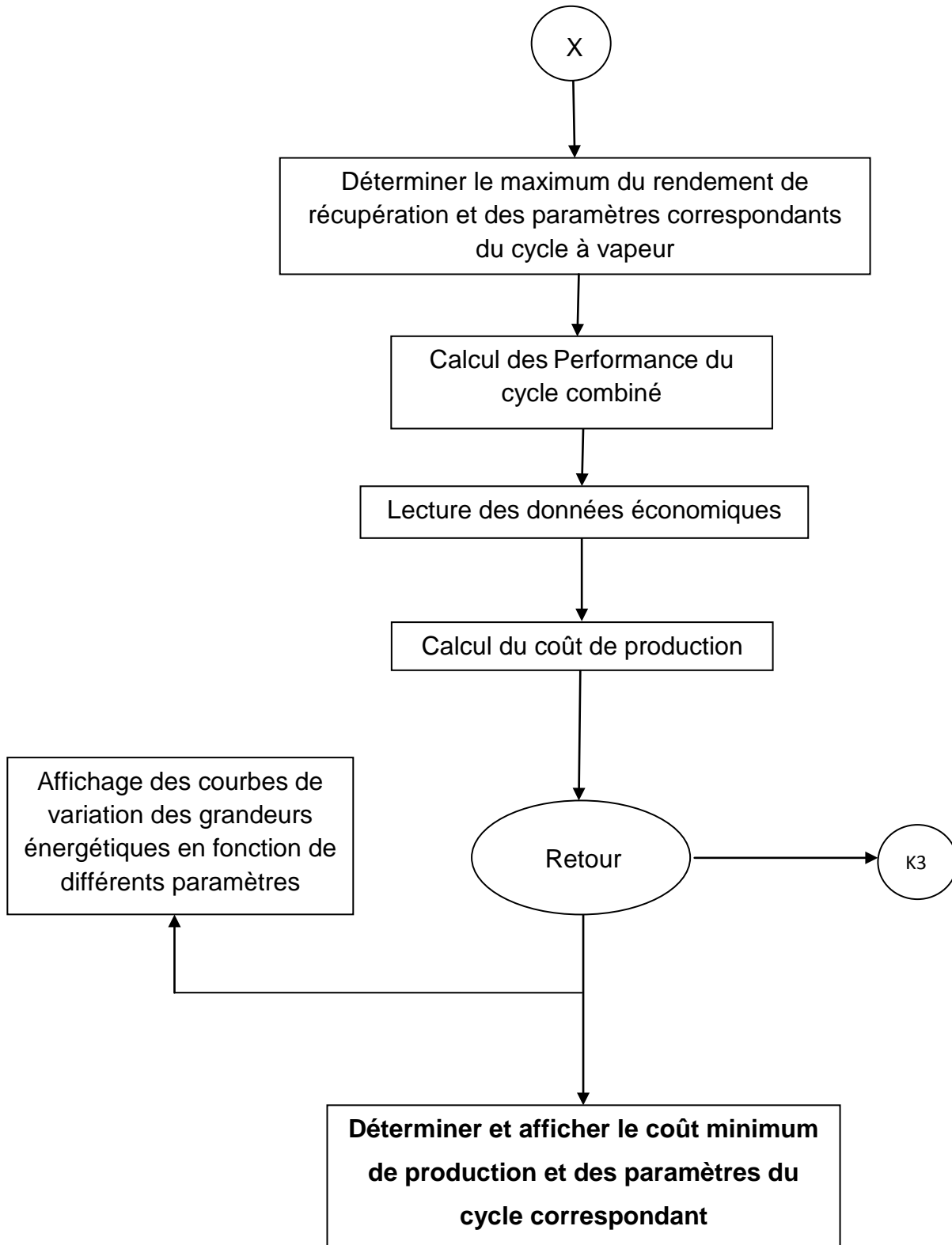
$$C = \frac{M_c + C_i}{E_{et}} + E_x \quad (\text{US Dollar / kWh})$$

Où E_x est le coût d'exploitation par kWh.

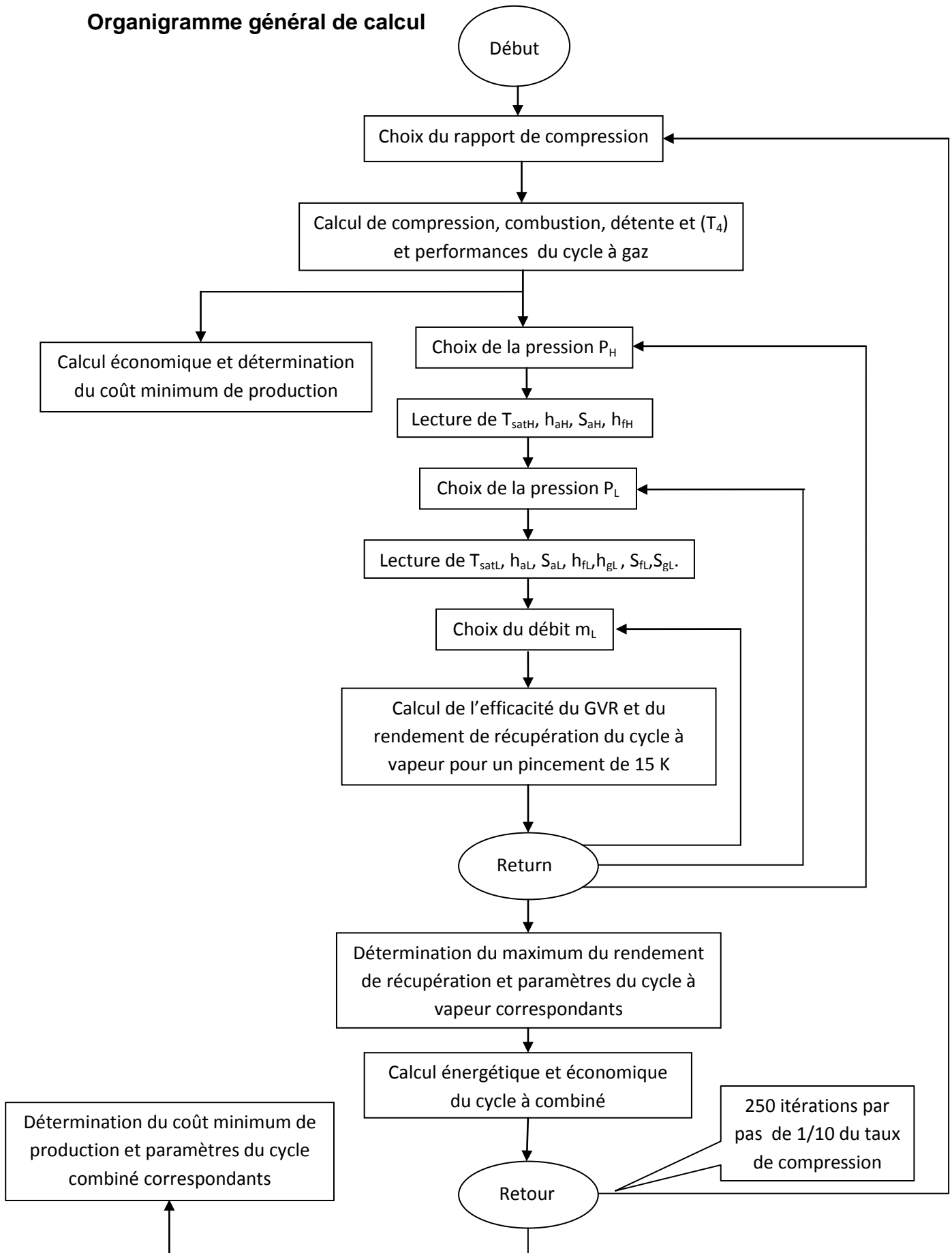
On emmagasine toutes les valeurs du coût de production, puis on détermine la valeur minimale de cette dernière et les paramètres correspondants du cycle combiné.







Organigramme général de calcul



Le calcul présenté donne tous les paramètres énergétiques et économiques nécessaires à une comparaison élargie entre les cycles étudiés. Dans ce qui suit, on ne se limitera pas à la comparaison du coût de production car le coût bas du combustible pratiqué en Algérie peut favoriser le simple cycle à gaz ; il faut donc élargir l'étude et évaluer les économies de combustible réalisées par le cycle combiné en prenant en compte un coût mondial de l'énergie. Cette approche est plus impartiale pour servir de base à des recommandations pour une meilleure gestion des ressources énergétiques.

CHAPITRE 3

RESULTATS ET INTERPRETATION

3.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et l'interprétation des résultats du programme réalisé au chapitre 2. On commence par la détermination du meilleur compromis entre la puissance et le rendement afin d'avoir le coût de production par kWh le plus bas pour chaque filière ; on fait ensuite une comparaison entre les coûts de production des deux filières étudiées en prenant en considération la variation du prix du gaz naturel dans le marché mondial. L'objectif est de déterminer la filière la plus économique pour une stratégie optimale et une politique de programmation des nouvelles centrales de production d'électricité, sur la base de 6 à 8% de progression annuelle de la demande d'électricité.

3.2 Résultats du cycle à gaz

La variation de la puissance et du rendement en fonction du rapport de compression telle que montré sur la figure (3.1) nous montre bien que l'effet de l'augmentation du taux de compression sur le rendement du cycle est asymptotique. En outre, celui-ci s'accompagne d'une dégradation de la puissance produite par la turbine à gaz pour des valeurs du taux de compression supérieures à 13,5.

Au-delà du maximum, la décroissance de la puissance en fonction du seul taux de compression s'explique par le fait que la puissance consommée par le compresseur croît plus rapidement que celle développée par la turbine à des gaz. Ceci est montré par le rapport de la puissance turbine et de la puissance compresseur qui est exprimé par la relation :

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_c} = \eta_t \eta_c \left(\frac{T_4}{T_1} \right) \left(\frac{P^{\alpha_t} - 1}{P^{\alpha_c} - 1} \right) \quad (3.1)$$

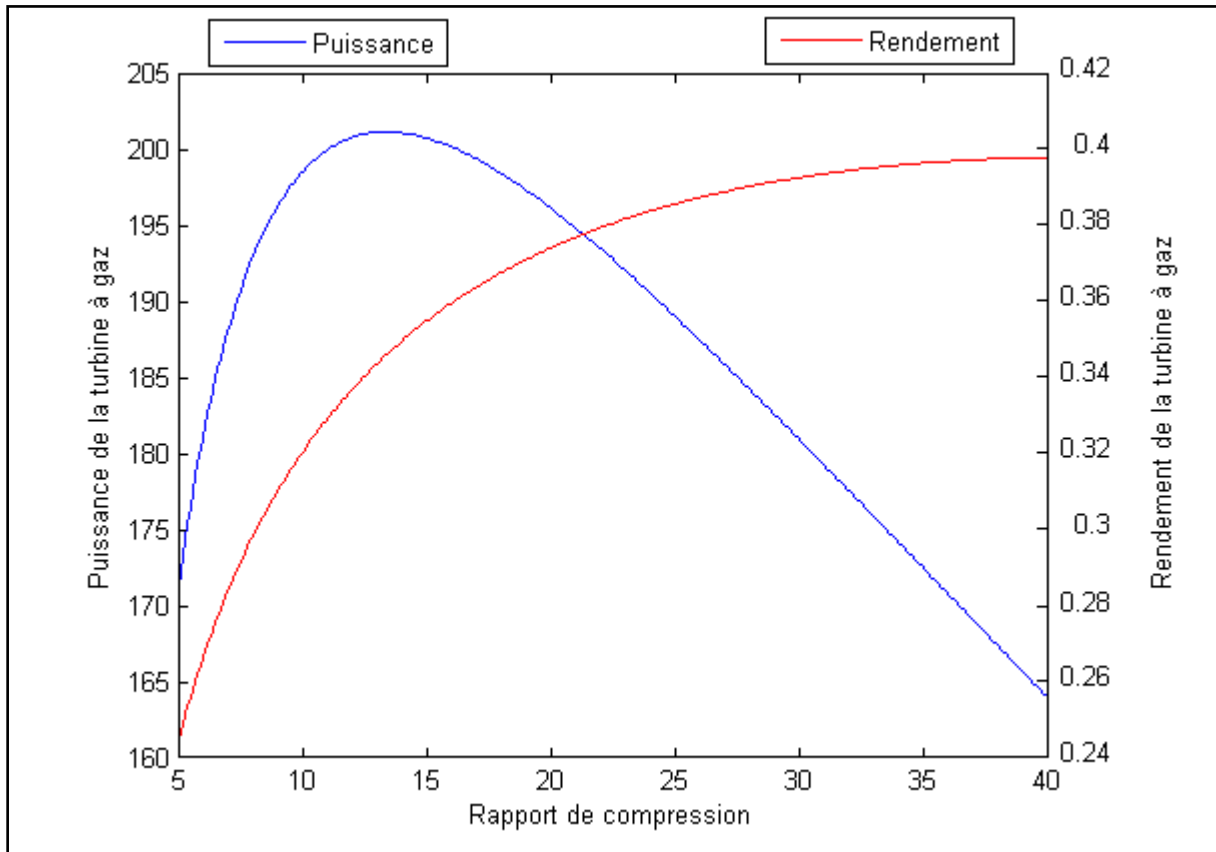


Fig. 3.1 : la variation de la puissance et du rendement en fonction du rapport de compression pour un débit gaz de 595 kg/s.

Aux valeurs élevées du taux de compression, l'effet de pression est pratiquement constant égal à 1,03 et les autres paramètres restent constants à l'exception de la température T_4 qui continue à diminuer. Ainsi ce rapport des puissances diminue avec la température des gaz sortie T_4 , comme montré en détail dans le chapitre 2, figures (3.2).

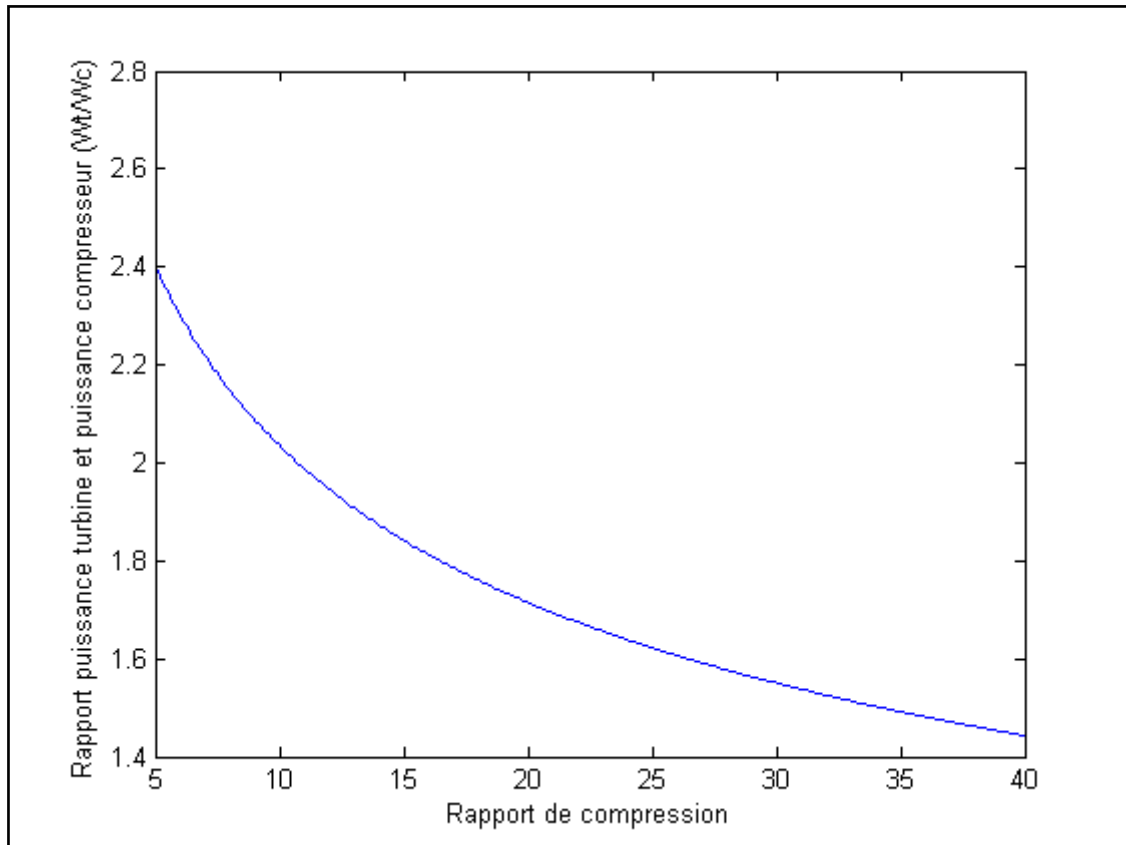


Fig. 3.2 : la variation du rapport puissance turbine puissance compresseur

$\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_c} \right)$ en fonction de rapport de compression.

Au-delà du rapport de compression de puissance maximum, le rendement continue à augmenter mais de façon asymptotique car l'apport en combustible diminue avec l'augmentation de la température sortie du compresseur alors que la puissance continue à diminuer. L'accroissement important du taux de compression n'est donc Pas une panacée puisqu'il se traduit, n'outre les complications technologiques des machines, par une diminution de la puissance. Le but d'une turbine à combustion est certes d'avoir un bon rendement, mais également de fournir une puissance importante ; l'argument puissance peut primer sur le rendement, ou l'inverse selon le poids économique de l'investissement ou de la consommation combustible.

Avec les paramètres adoptés en chapitre 2, le maximum de la puissance est donné pour un rapport de compression de 13,5, et celui du rendement est donné pour un rapport de compression de 34,6 %.

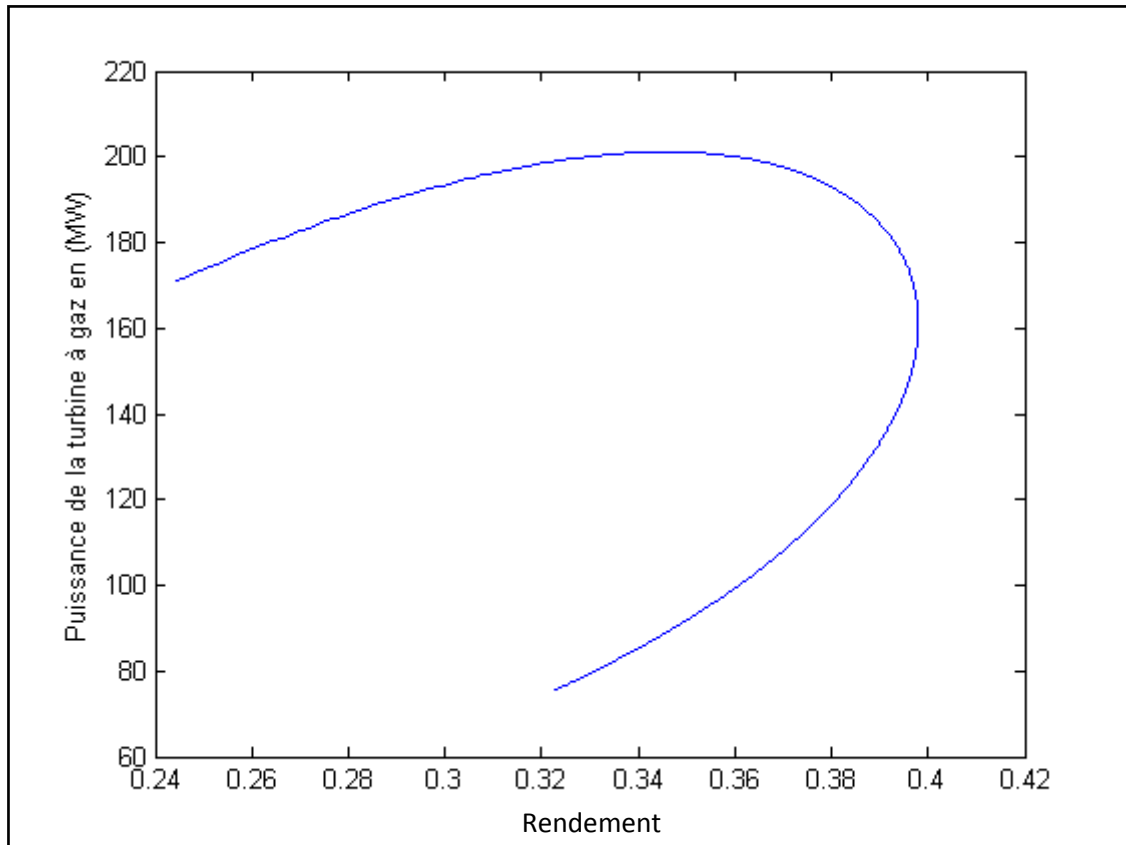


Fig. 3.3 : Variation de la puissance en fonction du rendement du cycle de turbine à gaz.

La figure (3.3) donne la variation de la puissance en fonction du rendement ; on remarque que la puissance atteint son maximum (201,14 MW) pour un rendement de 34,6 %, alors que celui-ci atteint son maximum à 39,4 % pour une puissance de 164,02 MW.

La puissance ne représente que 81,55 % de son maximum au rendement maximum. Le compromis entre la puissance et le rendement qui donne le minimum du coût de production du kWh se situe entre la puissance 200 MW turbine à gaz, et le rendement de 42,47%.

Le calcul économique de la turbine à gaz présenté au chapitre 2 donne les résultats représentés en figure (3.4) qui montrent la variation du coût de production en fonction du rendement et de la puissance.

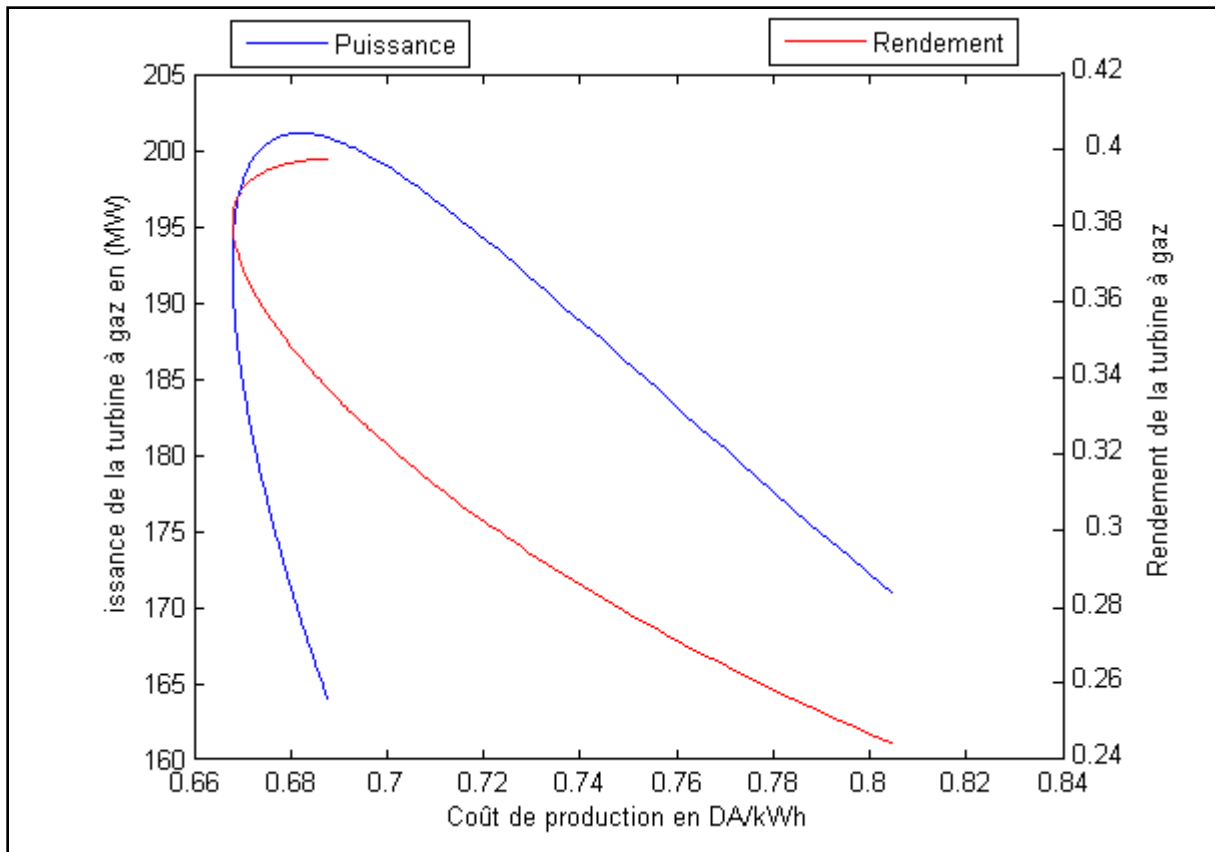


Fig. 3.4 : Coût de production en fonction de la puissance et du rendement.

Le coût minimum de production de la turbine à gaz est de 0,6679 DA/kWh, atteint pour une puissance de 192,63 MW (95,76 % de la puissance maximale) et un rendement de 38,07 %, et un rapport de compression de 22,6 ; en pratique, les compresseurs axiaux utilisés par les turbines à gaz ne dépassent pas un rapport de compression de 14, et on utilise généralement un rapport de 12. Dans notre cas, on utilise la puissance du cycle à gaz 200 MW, avec un rapport de compression égale à 12,5 ce qui donne un rendement de 33,96 %, et un coût de 0,6861 DA/kWh. Ce coût est la somme de trois parties :

- Investissement : 0,1580 DA/kWh (23,03 %)
- Exploitation : 0,2959 DA/kWh (43,13 %)
- Combustible : 0,2323 DA/kWh (33,85 %)

On remarque que le coût d'exploitation prédomine avec 43% du coût total de production à cause essentiellement de la faiblesse relative du coût combustible, car l'économie d'échelle réduit les coûts d'investissement et d'exploitation par kWh.

Le coût d'investissement par kW installé diminue avec l'augmentation de la taille de la turbine à gaz ; dans cette étude, on a choisi une turbine de taille importante 200 MW, ce qui justifie le coût réduit d'investissement. Ainsi une disponibilité de 90 % augmente le coût d'investissement à 0,1756 DA/kWh et le coût de production à 0,7037 DA/kWh, ce qui laisse 0,5281 DA/kWh pour le coût de combustible et d'exploitation.

Le coût de combustible sur le marché national est très bas ; son prix de fourniture par Sonatrach à Sonelgaz est de 0,0915 DA/Th ; ce prix se traduit par 23,0576 DA/MMBTU, ou 0,0788 DA/kWh, ou encore 0,3202 USD/MMBTU. Le coût bas du gaz naturel explique le choix des cycles à puissance maximum auquel correspond un rendement inférieur à la valeur maximum possible. Lorsque le coût du combustible est très bas, celui du capital et de l'exploitation déterminent l'essentiel du coût du kWh électrique produit.

3.3 Résultats du cycle combiné

Comme on a déjà mentionné au chapitre précédent, le cycle combiné se compose d'un cycle à gaz et un cycle à vapeur. La disposition de ce dernier dépend étroitement de la puissance de la turbine à combustion installée en amont, notamment des caractéristiques des fumées à l'échappement (débit, température).

La figure (3.5) montre la variation de la température des fumées en fonction du rapport de compression.

Au-delà de la valeur du rapport de compression à puissance maximum, l'augmentation de ce rapport de compression conduit à la diminution de la puissance du cycle à gaz et de la puissance de la turbine à vapeur (Fig. 3.6) qui est due à la diminution de la température des gaz d'échappement. Cette diminution de la puissance délivrée par le cycle combiné avec l'accroissement du rapport de compression est montrée par la figure (3.7) ci-dessous.

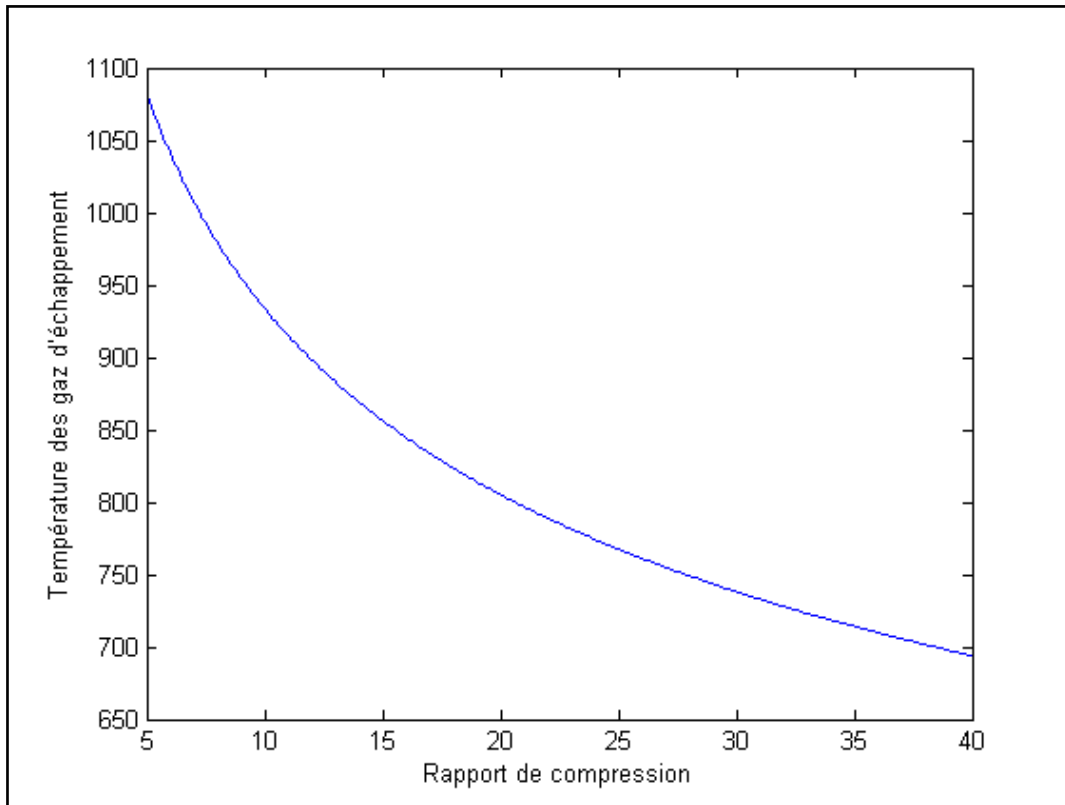


Fig. 3.5 : La variation de la température des gaz d'échappement en fonction du rapport de compression.

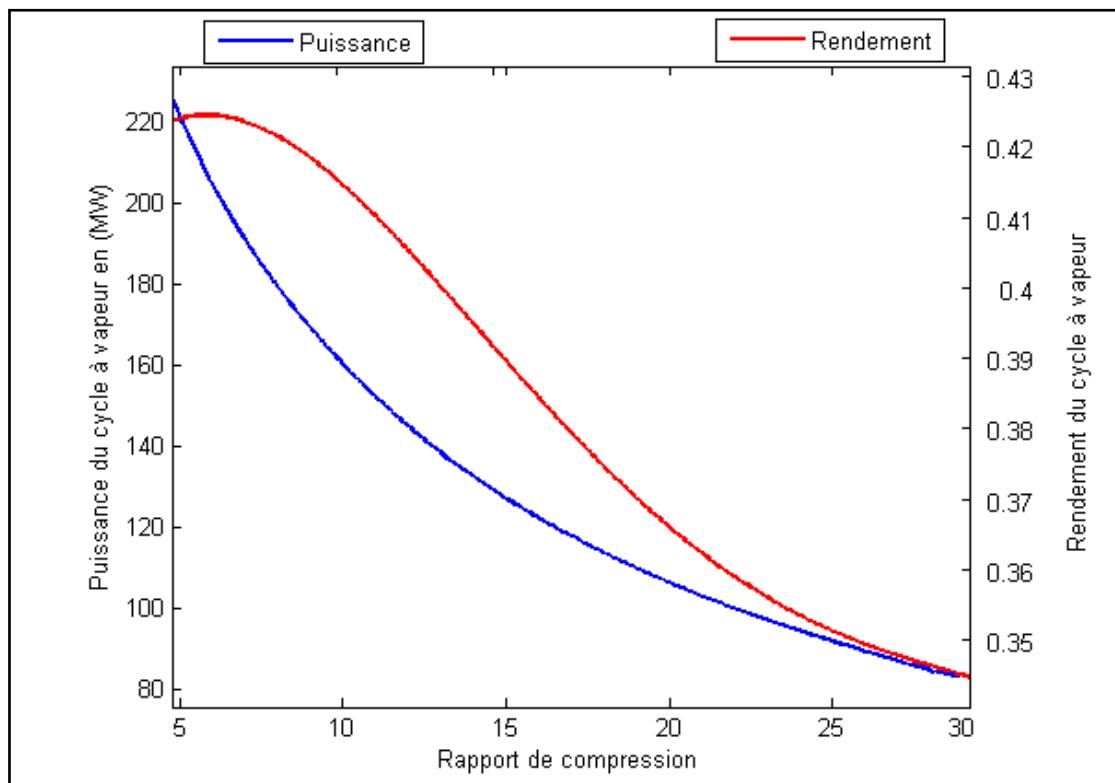


Fig. 3.6 : la variation de la puissance et du rendement du cycle à vapeur en fonction du rapport de compression.

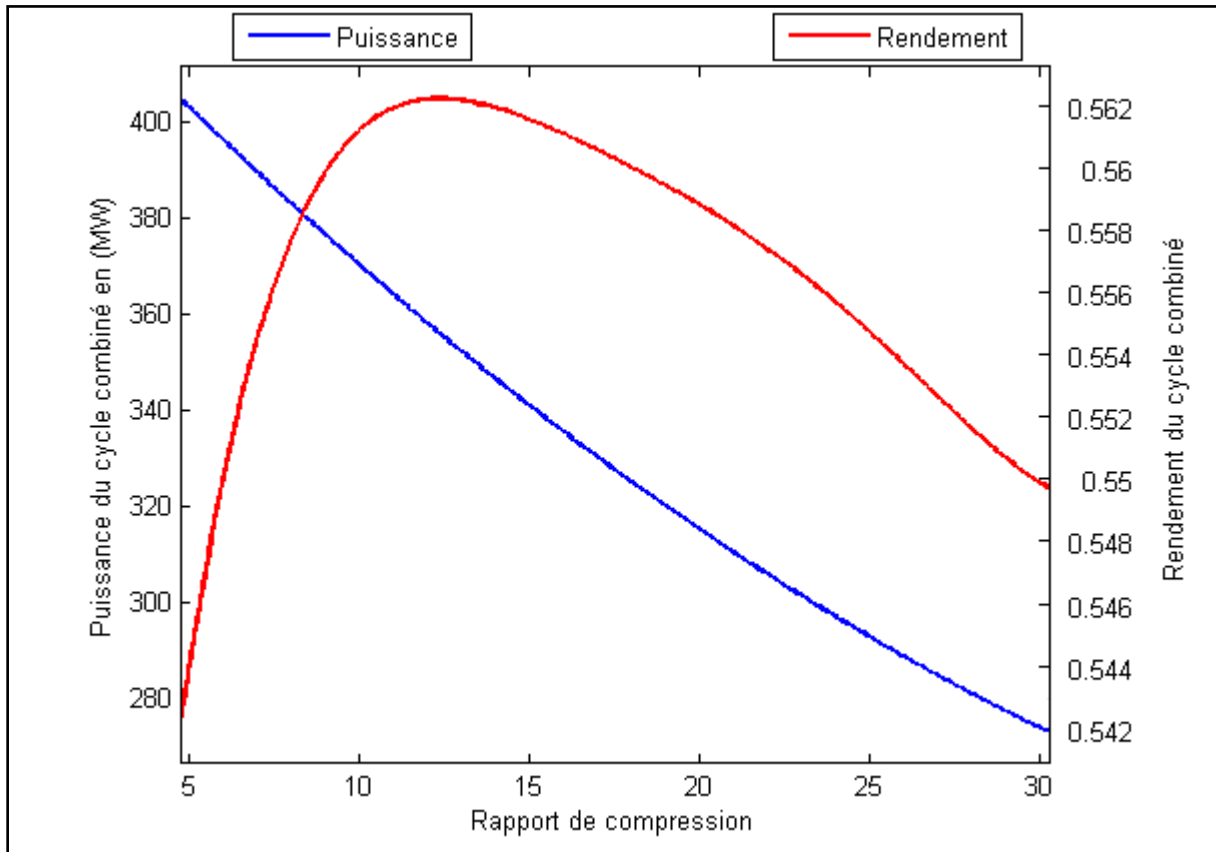


Fig. 3.6 : la variation de la puissance et du rendement du cycle combiné en fonction du rapport de compression.

On remarque que la puissance atteint son maximum (401,6 MW) pour un rendement de 54,37 %, alors que celui-ci atteint son maximum à 56,20 % pour une puissance de 354,91 MW.

La puissance donne 88,37 % de son maximum au rendement maximal. Le compromis entre la puissance et le rendement qui donne le minimum du coût de production du kWh se situe entre la puissance 400,49 MW ‘puissance maximale de la turbine à gaz’, et le rendement 56,20% ‘rendement maximal’, pour un rapport de compression situé entre 5 et 13, selon le coût d’investissement et celui du combustible.

Le calcul économique du cycle combiné présenté au chapitre 2 donne le tableau (3.1), où on a déterminé le coût minimum de production du kWh et le compromis entre la puissance et le rendement et tous les paramètres du cycle combiné correspondants.

Les paramètres du cycle combiné	La valeur optimale
Rapport de compression	5
Température d'échappement	1095,4 K
Puissance de la turbine à gaz	179,85 MW
Rendement du cycle à gaz	24,31 %
Pression du niveau HP	14,2 M Pas
Pression du niveau BP	3 M Pas
Fraction débit dans le niveau BP (M_L)	0,6
L'efficacité du GVR	92,96 %
Rendement de récupération	39,72 %
Puissance du cycle à vapeur	221,75 MW
Rendement du cycle à vapeur	42,73 %
Puissance totale du cycle combiné	401,6 MW
Rendement du cycle combiné	54,37 %
Coût minimum de production	0,9640 DA/kWh

Table 3.1 : les paramètres optimaux de fonctionnement du cycle combiné.

Le coût minimum de production du cycle combiné est 0,9640 DA/kWh, obtenu pour une puissance de 401,6 MW et un rendement de 54,37% ; ce coût se compose de trois parties:

- Investissement : 0,2275 DA/kWh (23,6 %)
- Exploitations : 0,5918 DA/kWh (61,39 %)
- Combustible : 0,1453 DA/kWh (15,07 %)

On remarque que l'exploitation prend la plus grand partie du coût de production avec 61,39 %, étant donné que la centrale à cycle combiné est de réalisation plus complexe et plus volumineuse. Son entretien demande plus d'effectifs que la turbine à gaz et sa technologie augmente le coût de la maintenance.

On a mentionné au chapitre1 que le coût d'investissement (\$/kW) diminue avec l'augmentation de la taille du cycle combiné ; en Europe une installation de 800 MW coûte 300 \$/kW [2], mais en Algérie elle coûte 553,553 \$/kW [9]. Ce qui va nous

donner un coût d'investissement de 0,2275 DA/kWh, et avec une disponibilité de 90 % le coût d'investissement augment à 0,2528 DA/kWh, et le coût de production devient 0,9893 DA/kWh.

Les cycles combinés consistent à récupérer l'énergie à partir des gaz d'échappement de la turbine à gaz, ce qui augment leur rendement. On produit la même quantité d'énergie électrique en consommant moins de gaz naturel, ce qui explique le coût réduit de combustible par kWh.

3.4 Comparaison entre le cycle à gaz et le cycle combiné

La comparaison entre le cycle à gaz et le cycle combiné consiste à examiner le coût de production de kWh et la quantité de gaz naturel consommé par chaque filière, en se référant au tableau (3.2).

On remarque que pour un coût de combustible de 0,302 USD/MMBTU, le coût de production du cycle combiné est plus cher que celui d'un cycle à gaz, car le prix du gaz naturel est bas et le prix d'investissement plus coûteux ; mais le plus important est que le cycle combiné consomme moins de combustible que le cycle à gaz pour la même puissance installée parce que son rendement est 60,1% plus élevé (54,37/33,96).

	Cycle à gaz de 800 MW (4x200 MW), disponibilité de 90 %	Cycle combiné de 800 MW (2x400 MW), disponibilité de 90 %
Investissement, DA/kWh	0,1756	0,2528
Exploitation, DA/kWh	0,2959	0,5918
Combustible, DA/kWh	0,2323	0,1355
Coût total de production DA/kWh	0,7037	0,9893
Energie consommée par année, kWh	18,86615 × 10 ⁹	11,1667 × 10 ⁹
Energie électrique produite par année, kWh	6,3375 × 10 ⁹	6,3324 × 10 ⁹

Table 3.2 : Comparaison économique entre le cycle à gaz et le cycle combiné.

Dans les conditions actuelles de fourniture de gaz, l'installation du cycle combiné en Algérie n'est pas économique pour Sonelgaz, du fait que le coût de production des cycles combinés est plus cher que celui d'un cycle à gaz ; par contre l'avantage des cycles combinés est l'économie de gaz naturel réalisée à moyen et long termes.

On présente deux alternatives pour évaluer l'effet de cette quantité de gaz naturel économisé ; Sonatrach peut soit vendre le gaz économisé à son prix actuel sur le marché mondial, soit le conserver dans son gisement pour une utilisation future en comptant le vendre plus cher; la figure suivante montre l'historique du prix du gaz naturel dans les principaux pays industrialisés.

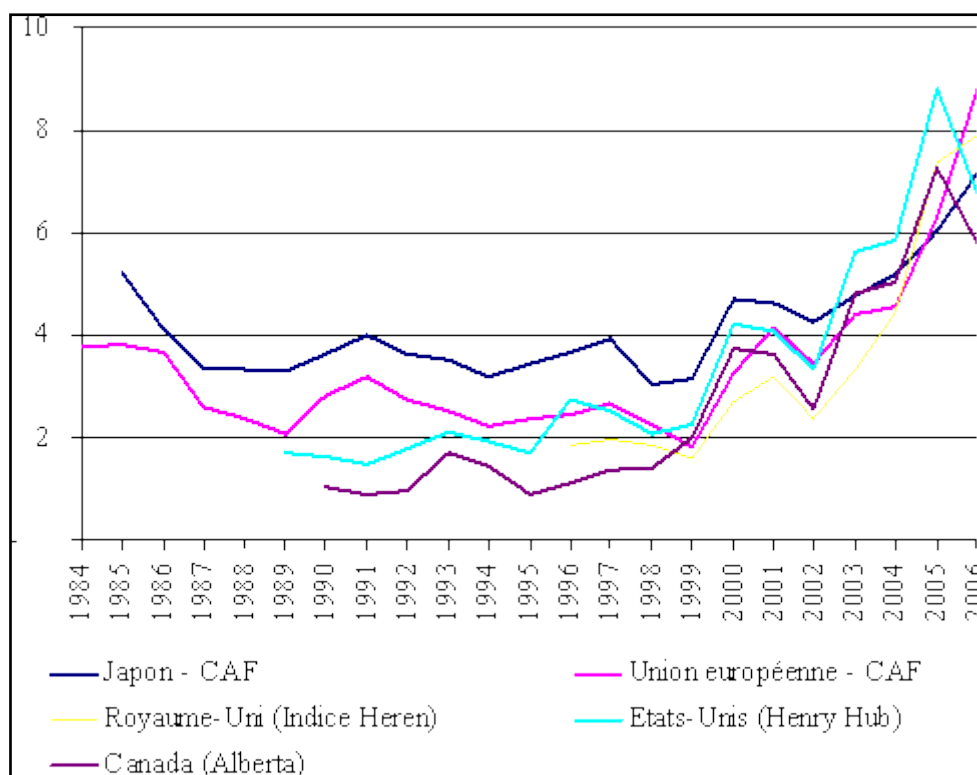


Fig. 3.7 : Variation du prix du gaz naturel, \$/Million de BTU dans certains pays.

Si SONELGAZ installe un cycle combiné de 800 MW au lieu d'un cycle à gaz de la même puissance, son coût de production augmente de 0,7037 à 0,9893 DA/kWh ; en supposant que le prix de vente de l'énergie électrique Sonelgaz doit rester constant (1,7 DA/kWh), les revenus de Sonelgaz vont diminuer de 1.808.533.440 DA/année ou 25.118.520 \$/année par unité de 800 MW; par contre Sonatrach économisera $7,69945 \times 10^9$ kWh/année ou $26,62716 \times 10^6$ MMBTU/année de gaz naturel ; elle le

vend à son prix de marché mondial au lieu de le vendre à Sonalgaz à 0,3202 USD/MMBTU.

Le tableau suivant montre les Revenus de Sonatrach et les Revenus globaux (Sonatrach + Sonelgaz) pour différentes valeurs de prix du gaz naturel sur le marché mondial pour une centrale de 800 MW.

Hypothèses de coût G.N. (USD \$/MMBTU)	Prix équivalent \$/BBI	Revenu Additionnel Sonatrach \$/MMBTU	Gain Revenu SH \$/an pour le gaz économisé	Perte revenu Sonelgaz \$/an pour le surcoût de production de 0,2856DA/kWh	Gain combiné SONATRACH et SONELGAZ \$/an
2	11,3	1,6798	44.728.303	25 138 750	19.589.553
4	22,6	3,6798	97.982.623	25 138 800	72.843.873
6	33,9	5,6798	151.236.943	25 138 800	126.098.193
8	43,2	7,6798	204.491.263	25 138 800	179.352.513
10	56,5	9,6798	257.745.583	25 138 800	232.606.833
12	67,8	11,6798	310.999.903	25 138 800	285.861.153

Table 3.3 : les revenus de Sonatrach et Sonelgaz en fonction du prix du gaz naturel sur le marché mondial par unité de production en cycle combiné de 800 MW.

Les résultats présentés ci-dessus permettent de proposer les cycles combinés comme alternatives bénéfiques pour le partenariat Sonatrach et Sonelgaz, d'autant plus intéressantes que le prix du gaz est élevé sur le marché mondial. Sonatrach paiera le surcoût de production à Sonelgaz qui conservera le même prix à sa clientèle. L'inconvénient de la situation actuelle et du maintien du prix du kWh domestique est qu'il favorise le gaspillage des consommateurs en général et des à revenus confortables en particulier.

Actuellement le prix du gaz naturel dépasse 4\$/Million de BTU sur le marché international, ce qui représenterait plus de 72 million USD/an de revenus potentiels

supplémentaires par tranche de 800 MW pour le partenariat Sonatrach-Sonelgaz. Le réseau électrique Algérien est actuellement alimenté par 5600 MW, dont 2912 MW générés par les cycles à gaz ; leur remplacement par des cycles combinés après la fin de leur durée de vie permettrait gagner plus de 262 Million de US Dollars par an ; ce chiffre augmente avec le prix du gaz naturel.

Comme alternative complémentaire, on propose l'utilisation des cycles combinés pour un programme de développement sur une durée économique de 20 ans, de 2010 jusqu'au 2030 ; en admettant que le prix de gaz naturel atteindra 12 USD/MMB en 2030, et en se basant sur une progression annuelle de la demande d'électricité de 6 % comme une valeur maximale, le tableau suivant et la figure (3.8) montrent l'augmentation des revenus du partenariat Sonatrach-Sonelgaz en fonction du temps.

année	Hypothèses de coût G.N. (USD \$/MMBTU)	Puissance fournie au réseau national (MW)	Le gaz naturel économisé en Million de BTU	Revenu annuel (Sonatrach+Sonelgaz) en Million \$
2010	4	6.000	----	----
2015	6	8.029	$67,5331 \times 10^6$	319
2020	8	10.745	$157,932 \times 10^6$	1063
2025	10	14.380	$278,919 \times 10^6$	2439
2030	12	19.240	$440,680 \times 10^6$	4730

Table 3.4 : Revenus globaux (SONATRACH + SONELGAZ) en fonction du temps.

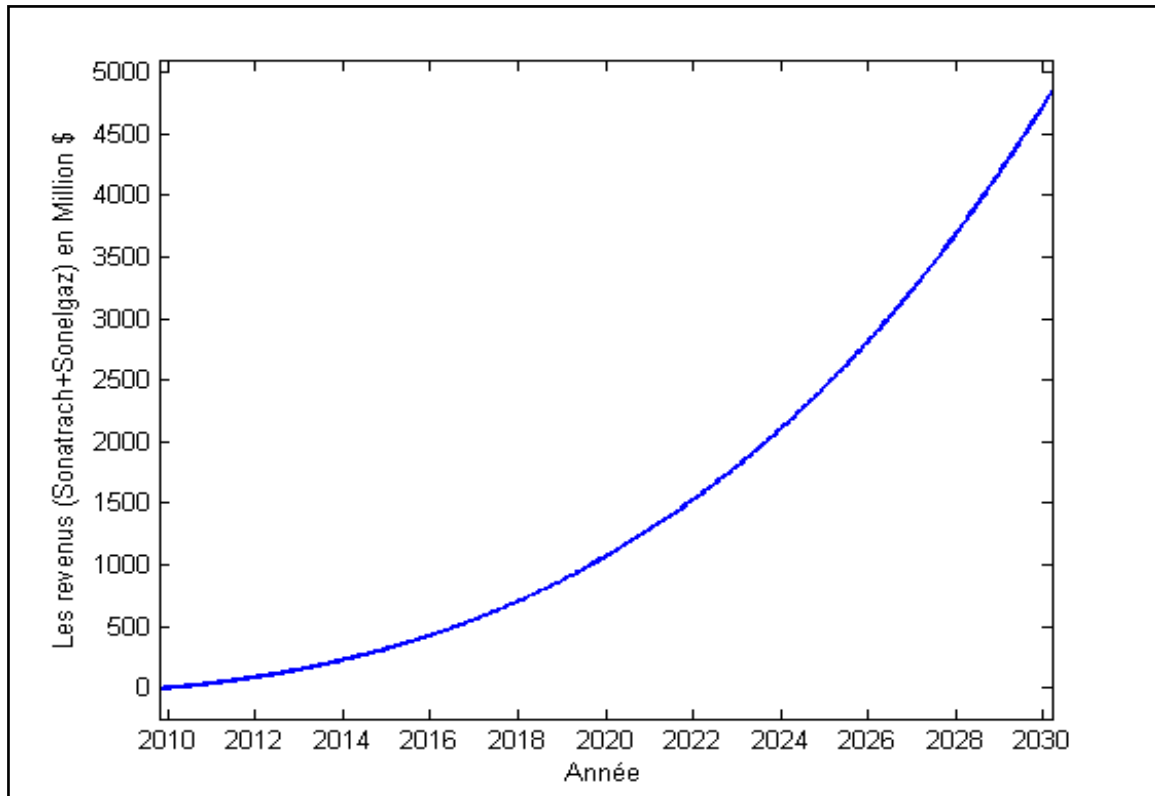


Fig. 3.8 : Revenus globaux (SONATRACH + SONELGAZ) en fonction du temps.

Un tel plan de développement permet de cumuler un bénéfice de 29,8 Milliards USD sur 20 ans entre 2010 et 2030 ; c'est une somme considérable qui représente un gain moyen de 1,5 milliards d'USD. Ces chiffres confirment qu'en Algérie les centrales à cycles combinés présentent les meilleures garanties de conservation de ressources non renouvelables, et de la préservation de leur valeur face aux incertitudes les plus prévisibles du marchés mondial de l'énergie.

La deuxième alternative est la conservation du gaz naturel dans son gisement pour une utilisation future en comptant le vendre plus cher, ou pour augmenter la durée de vie de nos ressources en gaz naturel, la figure (3.9) montre le taux d'augmentation de la quantité de gaz économisée au fil de temps par l'adoption de cycles combinés pour toutes les futures tranches de puissance électrique à installer pour répondre seulement aux nouvelles demandes de la clientèle Sonelgaz ; si celle-ci se proposait d'exporter de l'électricité aux pays voisins ou à l'Europe, l'argument du cycle combiné n'en est que plus justifié.

L'alternative de conserver le gaz naturel par les économies à réaliser par l'adoption généralisée du cycle combiné est d'autant plus justifiée que l'Algérie exporte (en 2004) pratiquement 80% de sa production d'énergie, et que ses recettes excédentaires qui sont loin d'être investies totalement sont source de gaspillage inévitable. Par ailleurs, le dépôt en banque de ces excédents est une entreprise pleine de risques financiers et politiques. Clairement l'intérêt des générations futures serait mieux servi par l'alternative de conservation.

Ainsi, l'utilisation des cycles combinés au lieu des cycles à gaz permet d'économiser $3,57124 \times 10^9$ MMBTU sur 20 ans, supposant que le prix du gaz naturel est de 12 \$/MMBTU ca fera 42,85 Milliards de Dollars.

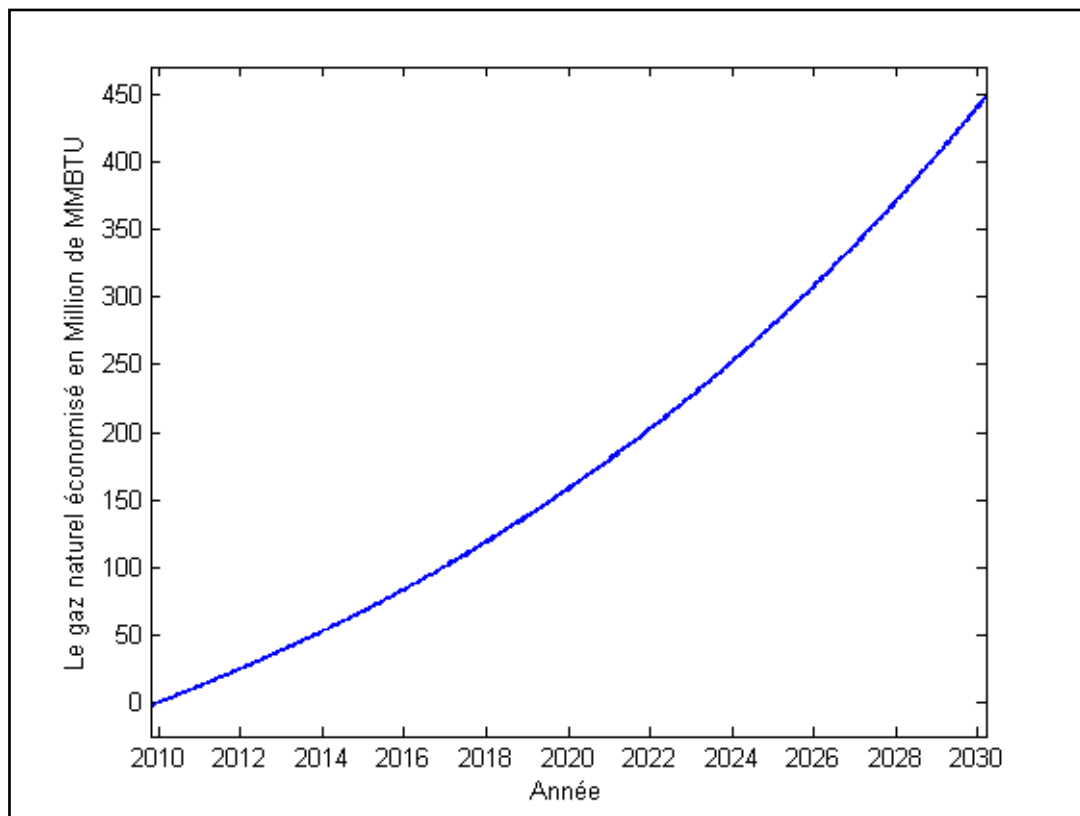


Fig. 3.9 : Quantité du gaz naturel économisé en fonction du temps.

Les résultats présentés prouvent que le cycle combiné est le meilleur choix stratégique pour un plan de développement à long terme, et pour préserver les ressources énergétiques pour les générations futures ; un partenariat entre SONATRACH et SONELGAZ est recommandé afin que le projet soit réalisé.

CONCLUSION GENERALE

Le but de cette étude était l'analyse du cycle à gaz et du cycle combiné afin de déterminer les coûts de production du kWh ; l'évaluation de la quantité de gaz naturel économisé en utilisant des cycles combinés au lieu des cycles à gaz pour la production de l'énergie électrique. On a montré que Sonelgaz a trouvé plus économique d'installer des cycles à gaz plutôt que des cycles combinés à cause du faible coût du combustible qui lui est cédé par Sonatrach à un prix non incitatif à investir dans des équipements plus coûteux du cycle combiné.

Mais l'évaluation du taux de gaz naturel économisé avec son prix dans le marché mondial nous montre que le bénéfice que fera Sonatrach est supérieur à la perte que subirait Sonelgaz, d'où l'intérêt d'utiliser les cycles combinés comme une stratégie de développement plus bénéfique pour le partenariat Sonelgaz-Sonatrach, donc pour l'Algérie.

A titre d'exemple, l'économie potentielle à réaliser les deux sociétés Sonatrach et Sonelgaz à été évaluée à 46.000.000 \$/an par unité de production de 800 MW en se basant sur un prix du gaz naturel de 4 \$/MMBTU sur le marché mondial.

En concevant la généralisation de l'utilisation du cycle combiné sur les installations à prévoir durant les 20 prochaines années, un plan de développement ainsi conçu permettrait de conserver 3,5 Milliards de MMBTU, ou d'engranger de 29,8 Milliards USD à 42,85 Milliards USD selon le gaz économisé est vendu au prix actuel de 4\$/MMBTU ou 12\$/MMBTU en 2030 .

En résumé, nous venons de démontrer que les calculs économiques relatifs à l'énergie doivent être situés sur le plan global du pays, et non celui de SONELGAZ qui est contrainte à des conditions économiques administrativement imposées.

CONCLUSION GENERALE

L'utilisation de coûts administrés excessivement bas dénature le bien fondé des décisions économiques prises, et qui pour l'instant favorisent le cycle à gaz à bas coût d'investissement.

L'Algérie dont le présent et l'avenir des générations futures dépendent de l'utilisation rationnelle de l'énergie devrait veiller à la meilleure conservation de ses ressources énergétiques et de ne produire et consommer que le strict nécessaire. A cet effet, on recommande :

- L'utilisation des cycles combinés comme stratégie de développement des centrales de production d'énergie électrique afin de satisfaire la demande croissante.
- La rénovation des anciennes installations à gaz par les cycles combinés.
- Une valorisation de la tarification interne de l'énergie (électricité, gaz et carburant) à un prix proche des cours mondiaux afin de réduire le gaspillage
- Une coopération et une démarche intégrée entre Sonatrach et Sonelgaz afin d'assurer un meilleur usage des ventes de l'énergie pour le développement à long terme et la satisfaction de la demande interne en énergie

Bibliographie :

- [1] Thèse de projet de fin d'étude "Analyse thermodynamique du cycle combiné intégrant une unité de gazéification", faite par : M.Bouikini, dirigé par : H.Bennour, Ecole National Polytechnique d'Alger, 1998.
- [2] Jean-Marie MONTEIL, " Centrale à cycle combiné Théorie, performances, modularité", Technique de l'ingénieur, BE 8905.
- [3] Vanwylen G.j et Sonntag .R.E "Introduction to thermodynamique" 3^{ème} édition.1991, John Wiley & Sons.S.
- [4] Jean-Marie MONTEIL, 'Centrale à cycle combiné Fonctionnement, exploitation, exemple', Technique de l'ingénieur, BE 8907.
- [5] André LALLEMAND, 'Production d'énergie électrique par centrales thermiques', Technique de l'ingénieur, D 4002.
- [6] BABUSIAUX, "ÉCONOMIE DE L'ÉNERGIE", Institut français du pétrole.
- [7] PLUVIOSE Michel, 'Conversion d'énergie par turbomachines', édition 'ellipse'.
- [8] Annexe A, SONELGAZ – CENTRALE TURBINE A GAZ – HAMMA 2.
- [9] Revue périodique du secteur de l'Energie et des Mines N°09 – juillet 2008.
- [10] KEHLHOFER Rolf, 'combined cycle gas & steam turbine power plants', edition 'PennWell'.
- [11] CHATELAIN Christian, DUCROCQ Jean-Claude, MIGNARD Benoît, COEYTAUX Michel, 'optimisation des processus énergétique : gestion optimale', Technique de l'ingénieur, B 1282.
- [12] Jean-Marie MARTIN-AMOUROUX Directeur de recherche émérite au CNRS, 'Les prix et les coûts des sources d'énergie'.

Annexe

TABLE A.10E Constant-Pressure Specific Heats of Various Ideal Gases (English Units)

		$C_{p,u} = \text{kJ/kmol K}$	$\theta = T(\text{Kelvin})/100$	Range K	Max. Error %
Gas					
N ₂	$\bar{C}_{p,u} = 39.060 - 512.79\theta^{-1.5} + 1072.7\theta^{-2} - 820.40\theta^{-3}$			300–3500	0.43
O ₂	$\bar{C}_{p,u} = 37.432 + 0.020 102\theta^{1.5} - 178.57\theta^{-1.5} + 236.88\theta^{-3}$			300–3500	0.30
H ₂	$\bar{C}_{p,u} = 56.505 - 702.74\theta^{-0.75} + 1165.0\theta^{-1} - 560.70\theta^{-1.5}$			300–3500	0.60
CO	$\bar{C}_{p,u} = 69.145 - 0.704 63\theta^{0.75} - 200.77\theta^{-0.5} + 176.76\theta^{-0.75}$			300–3500	0.42
OH	$\bar{C}_{p,u} = 81.546 - 59.350\theta^{0.25} + 17.329\theta^{0.75} - 4.2660\theta$			300–3500	0.43
NO	$\bar{C}_{p,u} = 59.283 - 1.7096\theta^{0.5} - 70.613\theta^{-0.5} + 74.889\theta^{-1.5}$			300–3500	0.34
H ₂ O	$\bar{C}_{p,u} = 143.05 - 183.54\theta^{0.25} + 82.751\theta^{0.5} - 3.6989\theta$			300–3500	0.43
CO ₂	$\bar{C}_{p,u} = -3.7357 + 30.529\theta^{0.5} - 4.1034\theta + 0.024 198\theta^2$			300–3500	0.19
NO ₂	$\bar{C}_{p,u} = 46.045 + 216.10\theta^{-0.5} - 363.66\theta^{-0.75} + 232.55\theta^{-2}$			300–3500	0.26
CH ₄	$\bar{C}_{p,u} = -672.87 + 439.74\theta^{0.25} - 24.875\theta^{0.75} + 323.88\theta^{-0.5}$			300–2000	0.15
C ₂ H ₄	$\bar{C}_{p,u} = -95.395 + 123.15\theta^{0.5} - 35.641\theta^{0.75} + 182.77\theta^{-3}$			300–2000	0.07
C ₂ H ₆	$\bar{C}_{p,u} = 6.895 + 17.26\theta - 0.6402\theta^2 + 0.007 28\theta^3$			300–1500	0.83
C ₃ H ₈	$\bar{C}_{p,u} = -4.042 + 30.46\theta - 1.571\theta^2 + 0.031 71\theta^3$			300–1500	0.40
C ₄ H ₁₀	$\bar{C}_{p,u} = 3.954 + 37.12\theta - 1.833\theta^2 + 0.034 98\theta^3$			300–1500	0.54

Source: From T. C. Scott and R. E. Sonntag, University of Michigan, unpublished 1971, except C₂H₄, C₃H₈, and C₄H₁₀ from K. A. Kobe, *Petroleum Refiner*, 28, No. 2, 113 (1949).

TABLE A.155I Enthalpy of Formation, Gibbs Function of Formation, and Absolute Entropy of Various Substances at 25°C, 0.1-MPa Pressure

Substance	Formula	M	State	\bar{h}_f°	\bar{g}_f°	\bar{s}°
				kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol K
Water	H ₂ O	18.015	gas	-241 826	-228 582	188.834
Water	H ₂ O	18.015	liquid	-285 830	-237 141	69.950
Carbon (graphite)	C	12.011	solid	0	0	5.740
Carbon monoxide	CO	28.011	gas	-110 527	-137 163	197.653
Carbon dioxide	CO ₂	44.010	gas	-393 522	-394 389	213.795
Methane	CH ₄	16.043	gas	-74 873	-50 768	186.251
Acetylene	C ₂ H ₂	26.038	gas	+226 731	+209 200	200.958
Ethene	C ₂ H ₄	28.054	gas	+52 467	+68 421	219.330
Ethane	C ₂ H ₆	30.070	gas	-84 740	-32 885	229.597
Propene	C ₃ H ₆	42.081	gas	+20 430	+62 825	267.066
Propane	C ₃ H ₈	44.094	gas	-103 900	-23 393	269.917
Butane	C ₄ H ₁₀	58.124	gas	-126 200	-15 970	306.647
Pentane	C ₅ H ₁₂	72.151	gas	-146 500	-8 208	348.945
Benzene	C ₆ H ₆	78.114	gas	+82 980	+129 765	269.562
Hexane	C ₆ H ₁₄	86.178	gas	-167 300	+28	387.979
Heptane	C ₇ H ₁₆	100.205	gas	-187 900	+8 227	427.805
Octane	C ₈ H ₁₈	114.232	gas	-208 600	+16 660	466.514
Octane	C ₈ H ₁₈	114.232	liquid	-250 105	+6 741	360.575
Methanol	CH ₃ OH	32.042	gas	-201 300	-162 551	239.709
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46.069	gas	-235 000	-168 319	282.444
Ammonia	NH ₃	17.031	gas	-45 720	-16 128	192.572

Source: Consistent with thermodynamic data in *JANAF Thermochemical Tables*, third edition, Thermal Group, Dow Chemical U.S.A., Midland, MI, 1985.