

وزارة التعليم العالي
Ministère de l'Enseignement Supérieur

«0»
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«0»

Département : GENIE MECANIQUE

«0»

Projet de Fin d'Etudes

Sujet

ETUDE THERMODYNAMIQUE
D'UN CYCLE DE TURBINE A GAZ
PAR LA METHODE EXERGETIQUE

Proposé par :

H. BENNOUR

Etudié par :

L. CHITA

Dirigé par :

H. BENNOUR

Promotion : Juin 1990

E.N.P. - 10, Avenue Hacén Badi - EL-HARRACH — ALGER

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

لوزارة التعليم العالي
Ministère de l'Enseignement Supérieur

«0»
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

«0»
Département : GENIE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes

Sujet

ETUDE THERMODYNAMIQUE
D'UN CYCLE DE TURBINE A GAZ
PAR LA METHODE EXERGETIQUE

Proposé par :

H. BENNOUR

Etudié par :

L. CHITA

Dirigé par :

H. BENNOUR

Promotion : Juin 1990

E.N.P. - 10, Avenue Hacén Badi - EL-HARRACH — ALGER

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
وَلَوْ أَنَّمَا فِي الْأَرْضِ مِنْ
شَيْءٍ جِدَّةٍ، أَقْلَامُهُ وَالْبَعْدُ
يَمُدُّهُ مِنْ بَعْدِهِ، سَبْعَةَ أَنْحُرٍ
مَا نَفَذْتُ كَلِمَاتُ اللَّهِ إِنْ
اللَّهُ عَزِيزٌ حَكِيمٌ .

Ministère de l'Enseignement
Supérieur

Ecole Nationale Polytechnique

Département: Génie Mécanique.

Promoteur: H. BENNOUR

Elève Ingénieur: CHITA

المدرسة الوطنية متعددة التقنيات
فرع الهندسة الميكانيكية

الموجه

الطالب المهندس

الموضوع: دراسة ترموديناميكية لعنفة غازية باستعمال طريقة المتاحية
الملخص: تتمثل هذه الدراسة في تحديد مواضيع وجود اللانعكاسية وذلك
باستعمال الطريقة المسماة "طريقة المتاحية"، وقد سمحت
هذه الدراسة بمعرفة موضع وجود اللانعكاسية بكثرة وهي غرفة
الإحتراق.

Sujet: Etude thermodynamique d'un cycle turbine à gaz par la
méthode exérgétique.

Résumé: L'étude consiste en l'analyse d'un cycle turbine à
gaz par la méthode du diagnostic des pertes dite
"méthode exérgétique".

Elle nous a permis de localiser les irréversibilités et de
calculer les pertes qui en découlent pour chaque organe.
C'est aussi que les résultats obtenus ont révélé que la cha-
mbre de combustion est le siège des pertes les plus importa-
ntes.

Subject: Thermodynamic study of gaz turbine per exergetic
method.

Abstract: The study consists in an exergetic analysis of a
gaz turbine cycle.

The irréversibility were localised for the different elements
and loses evaluated for these elements. The results show that
the combustion-chamber is the most important source of
irreversibility.

Remerciements

Il m'est agréable d'exprimer ici ma profonde reconnaissance à tous ceux qui m'ont aidé à ce que le présent mémoire soit élaboré .

Je tiens particulièrement à remercier:

- Monsieur H.BENNOUR qui m'a guidé pendant toute la période qu'a pris ce mémoire pour se réaliser.
- Le personnel du centre de calcul.
- Tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Enfin tous ceux qui ont m'ont encouragé de près et de loin trouvent ici le témoignage de ma reconnaissance.

Dedicates

A mes tres chers parents qui ont fait de leur;

mieux pour que j'arrive à ce but;

A mes freres et soeurs;

A tous ceux qui temoignent qu'il n'ya de dieu;

qu'ALLAH et que MOHAMED est son envoye et son Prophete;

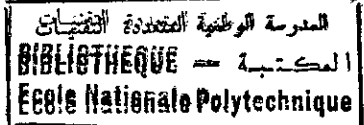
A toute ma famille;

A tous mes amis

NOTATIONS UTILISEES :

T	temperature (K)
T_a	temperature atmospherique (K)
T_0	temperature de reference (K)
W	travail spécifique (KJ/Kg)
W_{rev}	travail reversible (KJ/Kg)
E	L'exergie (KJ/Kg)
U	energie interne
H	enthalpie
S	entropie
P	pression
η_p	rendement polytropique
η_{ex}	rendement exergetique
η_{th}	rendement thermique
Q	quantité de chaleur
L	perte exergetique l'excès d'air
M	masse molaire
y_i	fraction molaire
n_i	nombre de moles
AC	rapport air -comoustible
CP	chaleur spécifique à pression constante
V	volume massique (m^3/kg)

SOMMAIRE



CHAPITRE I : INTRODUCTION

- 1.1-historique
- 1.2-principe de fonctionnement et
considération sur les turbines à gaz
- 1.3-cycles combinés
- 1.4-méthodes d'analyse des cycles
thermodynamiques

CHAPITRE 2 : GENERALITES

- 2.1-transformation reversible et
transformation irréversible
- 2.2-causes d'irreversibilité
- 2.3-expression du travail reversible
- 2.4-L'exergie
- 2.5 pertes exergetiques
- 2.6-rendement exergetique

CHAPITRE 3 : ANALYSE THERMODYNAMIQUE

- 3.1-analyse de la compression
- 3.2- La combustion
- 3.4- analyse de la détente

CHAPITRE 4 :

CHAPITRE 4 : TRAITEMENT INFORMATIQUE

- 4.1-description générale
- 4.2-tables thermodynamique
- 4.3-notations utilisées
- dans le programme
- 4.4-organigramme

CHAPITRE 5 : RESULTATS ET INTERPRETATION

CONCLUSION :

ANNEXE : RESULTATS

: PROGRAMME

BIBLIOGRAPHIE :

Chapitre I

Introduction

1-1)- HISTORIQUE :

La turbine à gaz a été inventé vers la fin du dix-neuvième siècle. Son principe repose sur l'effet de réaction produit par un jet de fluide s'écoulant par une ouverture.

Actuellement, les turbines à gaz sont utilisées dans divers domaines tels que les transports aérien, maritime et terrestres (routier et chemin de fer).

Dans le domaine de production de l'énergie électrique, les turbines à gaz sont avantageusement employées dans les centrales de petites et moyennes puissances pour satisfaire la demande de pointe (pour cela, leur faible temps de démarrage joue en leur faveur).

1-2)- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT ET CONSIDERATION SUR LA TURBINE A GAZ :

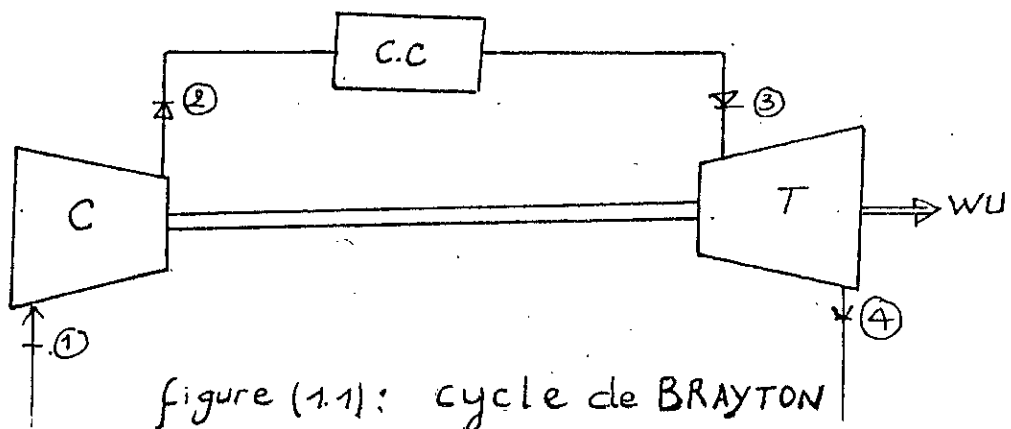


figure (1.1): cycle de BRAYTON

Dans le cas le plus simple, la turbine à gaz fonctionne suivant le cycle modèle dit "de Brayton".

L'apport et le rejet de chaleur se font suivant des isobares, tandis que la compression et la détente se font adiabatiquement.

En pratique, l'air est puisé dans l'atmosphère et est comprimé dans un compresseur (C). Il est ensuite introduit avec du combustible dans la chambre de combustion (CC), d'où après réaction sortent des gaz portés à une température élevée. Enfin, la détente de ces gaz à travers la turbine (T) produit, en plus du travail nécessaire à l'entraînement du compresseur, le travail utile de l'installation.

Pour que la turbine soit performante, il faut que le travail utile soit le plus élevé possible. Ceci pourrait être atteint par un apport de chaleur aussi élevé que possible (ce qui fait augmenter la température du fluide moteur à l'entrée de la turbine), et par la réduction de la différence entre travail théorique et travail réel compte tenu des irréversibilités dans la turbine et dans le compresseur.

Cependant, la première de ces deux possibilités se trouve limitée par des considérations de résistance des matériaux aux hautes températures (on pense pouvoir atteindre actuellement 1400 °C), tandis que pour la deuxième, qui consiste donc à perfectionner la construction de la turbine et du compresseur, on arrive à peine à des rendements voisins de 90 %. De plus, il est à remarquer que le choix des conditions de perfectionnement doit tenir compte, non pas seulement du rendement, mais de tous les autres facteurs intervenant dans le calcul du prix de revient de l'énergie.

1-3)- LES CYCLES COMBINES :

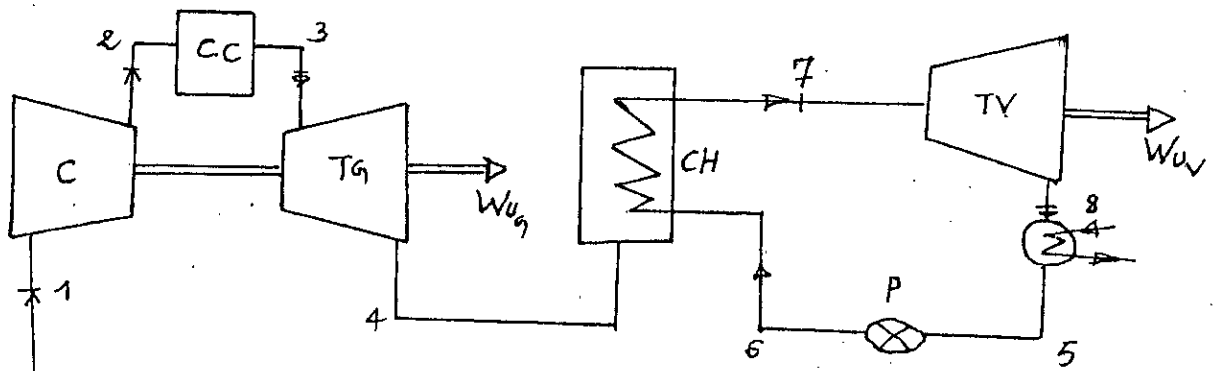


figure (1.2): Schéma simplifié du cycle combiné

A côté de la turbine à vapeur, la turbine à gaz est une machine à faible rendement. Ceci est une conséquence directe de l'énergie considérable rejetée avec les gaz après la turbine. Ces gaz quittent, en effet, la turbine à des températures voisines de 500°C .

La première idée était d'utiliser ces gaz dans un générateur pour réchauffer l'air après la compression, puis on a pensé encore à produire d'autres utilités telles que le chauffage ou la production de la vapeur pour différents process industriels.

Mais, voilà que ces dernières années on assiste au développement d'un type d'utilisation de ces gaz tout à fait original : de la vapeur produite dans une chaudière de récupération parcourt un petit cycle de Rankine où une turbine à vapeur transforme une partie de l'énergie cédée par les gaz en travail utile.

Les promoteurs des centrales combinées partent d'un travail de turbine à vapeur moitié de celui de la turbine à gaz. Chose qui se traduit par un rendement théorique global très élevée, en fait supérieur à celui de tous les autres types de centrales. Les conséquences heureuse de cela sont nombreuses : économie d'énergie et de combustible, promotion de centrales de puissances moyennes pouvant opérer de façon autonome en vue de répondre aux besoins en énergie de région isolées (évitant ainsi les coûts de combien onéreux du transport par réseaux), sans oublier que sur le plan de la protection de la planète il y a moins de dégagement de gaz carbonique pour une puissance donnée.

1-4)- MEDHODES D'ANALYSE DES CYCLES THERMODYNAMIQUES :

Le but d'une analyse n'est pas seulement de connaître le rendement du cycle, car cette connaissance ne donne qu'une appréciation globale des possibilités de l'installation. Une telle appréciation n'est pas, à elle seule, en mesure de fournir les indications nécessaires à l'amélioration d'une installation existante. Elle ne nous éclaire pas non plus sur les perfectionnement, qui pourraient être apportés aux installations futures. Pour atteindre des objectifs l'analyse doit s'intéresser d'une façon plus précise à ce qui se passe à tous les niveaux de l'installation et faire le diagnostic des pertes qui surviennent au passage du fluide moteur à travers chaque composant.

L'analyse dite "énergétique" est basée sur le premier principe de la thermodynamique qui n'est qu'un principe de conservation de l'énergie, traduit par un bilan mettant en jeu les différentes formes d'énergie sans attacher aucune importance à

la qualité de l'énergie (chaleur ou travail) où à son niveau. Or, il n'est pas équivalent en pratique de fournir de la chaleur à haute température ou à basse température. Le premier principe considère toutes les transformations comme également possibles ; il ne tient pas compte du caractère d'irréversibilité d'une opération.

Pour tenir compte de ces différences de niveau et de qualité, l'analyse doit se placer du point de vue du deuxième principe de la thermodynamique. Celui-ci précise le sens privilégié dans lequel se modifient et la "qualité" et le "niveau" des transferts d'énergie. Ce sens, qui est imposé par la nature, correspond toujours à une diminution de "qualité" et de "niveau". Par exemple, la dissipation est toujours un phénomène de transformation d'énergie mécanique en énergie thermique, ce qui correspond à une diminution de la "qualité". De même, la chaleur passe toujours du corps le plus chaud vers le corps le plus froid, ce qui correspond à une diminution de "niveau".

L'analyse exergetique, qui met en oeuvre simultanément le premier et le second principes de la thermodynamique, permet d'évaluer quantitativement la dégradation d'énergie, c'est-à-dire, de calculer avec précision les conséquences des divers phénomènes d'irréversibilité thermodynamique, donc de quantifier correctement les pertes d'énergie et de définir proprement le rendement d'un système quelconque.

Cette méthode repose sur la notion d'exergie d'un système qui est une fonction thermodynamique exprimant la capacité que recèle ce système de produire du travail à cause de l'état hors d'équilibre où il se trouve avec le milieu ambiant.

Appliquée aux machines thermiques, l'exergie ou "énergie disponible" représente :

1- Dans le cas d'une machine motrice, le travail maximum que le système peut produire lorsqu'il est amené jusqu'à l'équilibre avec le milieu ambiant par des transformations totalement réversibles au cours desquelles il n'échange de la chaleur qu'avec l'ambiance. Les pertes de travail dues aux irréversibilités des évolutions réelles du système sont alors égales à la différence entre l'exergie du système et le travail réel qu'il aura effectué lors de son retour à l'équilibre.

2- Dans le cas d'une machine receptrice, le travail minimum qu'il faut fournir au système pour l'amener par des transformations totalement réversibles jusqu'à l'équilibre avec le milieu ambiant sans aucun échange de chaleur qu'avec l'ambiance.

Les pertes de travail dues aux irréversibilités des transformations subies réellement par le système seraient dans ce cas, la différence entre le travail réel effectué sur le système et son exergie.

Il est aujourd'hui reconnu par de nombreux scientifiques que la théorie de l'exergie est extrêmement féconde dans le domaine de la recherche.

Chapitre

-2-

Generalites

2.1)- TRANSFORMATIONS REVERSIBLES ET TRANSFORMATION IRREVERSIBLES :

une transformation thermodynamique est dite "réversible" si, après sa réalisation dans le sens direct et dans le sens inverse, le système revient à son état initial sans laisser de trace sur le milieu extérieur.

En d'autres termes, pour qu'une évolution soit réversible il est nécessaire qu'elle soit une succession d'états d'équilibre. Cette condition qui est pratiquement irréalisable fait que toutes les transformations réelles sont irréversibles, en ce sens que lorsqu'un système quelconque subit une transformation pour le ramener à son état initial il est indispensable de faire intervenir une action extérieure qui laisse une modification au sein du milieu extérieur.

2.2)- CAUSES D'IRREVERSIBILITE :

2.2.1)- Le transfert de chaleur dû à une différence de température :

La chaleur passe irréversiblement du corps le plus chaud vers le corps le plus froid (la chaleur transférée subissent alors une diminution de niveau).

Pour faire passer de la chaleur d'un corps froid vers un corps plus chaud, l'intervention du milieu extérieur est indispensable (dépense de travail correspondant à une diminution de qualité par exemple).

2.2.2)- Le frottement :

Dans tout déplacement d'un corps contre un autre corps il y a des forces de résistance qui s'opposent au déplacement. Pour vaincre ces forces il est nécessaire de dépenser du travail qui se transforme en chaleur par frottement (ceci correspond à une diminution de qualité).

2.2.3)- La détente naturelle des gaz :

C'est le phénomène irréversible par excellence. En effet, en se détendant à travers une vanne par exemple, toute l'énergie contenue dans le gaz comprimé se dégrade.

2.2.4)- La diffusion :

Les phénomènes diffusionnels courants, à l'instar de la majorité des phénomènes physico-chimiques courants, sont des processus irréversibles. Par exemple si l'on mélange de l'alcool et de l'eau, les constituants ne se sépareraient pas d'eux-mêmes.

2.2.5)- Réactions chimiques :

Les réactions chimiques courantes sont des réactions irréversibles car leur sens d'évolution est unique. Il en est ainsi par exemple dans toute combustion.

2.3)- EXPRESSION DU TRAVAIL REVERSIBLE /

Soit un système thermodynamique dont l'environnement est à la température T_a .

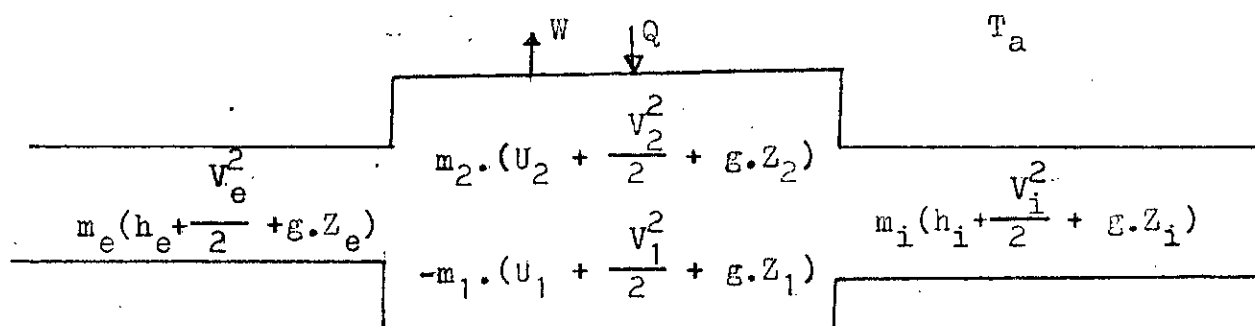


Figure 2.1

Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$Q + m_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g.Z_e \right) = W + m_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + g.Z_s \right) + m_2 \left(u_2 + \frac{v_2^2}{2} + g.Z_2 \right) + m_1 \left(u_1 + \frac{v_1^2}{2} + g.Z_1 \right) \quad (2.1)$$

Imaginons maintenant un système qui subit une évolution réversible à laquelle nous pourrions comparer l'évolution réelle.

Pour que l'échange de chaleur entre le volume de contrôle et le milieu ambiant puisse être réversible lorsqu'il y a une différence de température entre eux. Il est nécessaire qu'il se produise par l'intermédiaire d'une machine réversible.

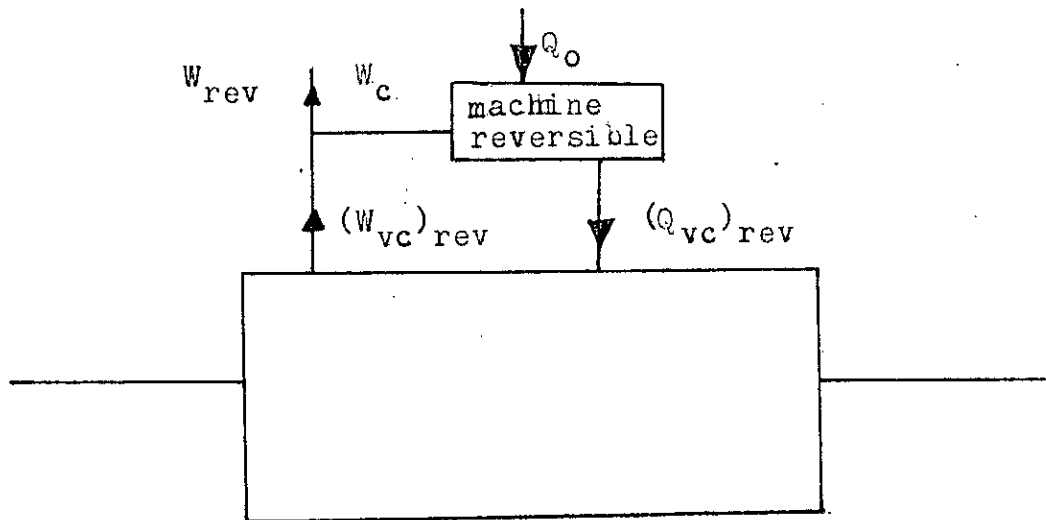


Figure 2.2

Dans ce cas le premier principe peut s'écrire :

$$(Q_{vc})_{rev} + \sum m_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g Z_e \right) = (W_{vc})_{rev} + \sum m_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g Z_s \right) + \left[m_2 \left(u_2 + \frac{V_2^2}{2} + g Z_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{V_1^2}{2} + g Z_1 \right) \right]$$

D'après la Fig.(2.2) on voit que :

$$W_{rev} = (W_{vc})_{rev} + W_c \quad (2-3)$$

où : W_c : Le travail fournie par la machine thermique réversible.

$$W_c = Q_0 - (Q_{vc})_{rev} \quad (2-4)$$

Le second principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$\frac{Q_0}{T_a} = \int_0^t \left(\frac{Q_{vc}}{T} \right) dt \quad (2-5)$$

$$W_c = T_a \int_0^t \left(\frac{Q_{vc}}{T} \right) dt - (Q_{vc})_{rev} \quad (2-6)$$

Le second principe de la thermodynamique pour une transformation réversible avec écoulement uniforme s'écrit :

$$m_2 \Delta_2 - m_1 \Delta_1 + \sum m_s \Delta_s - \sum m_e \Delta_e = \int_0^t \left(\frac{Q_{vc}}{T} \right)_{rev} dt \quad (2.7)$$

De l'équation (2.6) on a :

$$W_s = T_0 \left[m_2 \Delta_2 - m_1 \Delta_1 + \sum m_s \Delta_s - \sum m_e \Delta_s \right] - Q_{(vc)}_{rev} \quad (2.8)$$

La combinaison des équations (2.3), (2.8) et (2.2) nous donne :

$$W_{rev} = \sum m_e \left[\left(h_e - T_a \Delta_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum m_s \left(h_s - T_a \Delta_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) \right] - \left[m_2 \left(u_2 - T_a \Delta_2 + \frac{V_2^2}{2} + g z_e \right) - m_1 \left(u_1 - T_a \Delta_1 + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 \right) \right] \quad (2.9)$$

Pour un système en régime permanent l'équation (2.9) prend la forme suivante :

$$W_{rev} = \frac{W}{m} = \left[\left(h_e - T_a \Delta_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \left(h_s - T_a \Delta_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) \right] \quad (2.10)$$

2.4) - L'EXERGIE (DISPONIBILITE) :

L'exergie est par définition l'expression du travail maximum que le système peut produire lorsqu'on l'amène à l'état d'équilibre avec l'ambiance par une transformation réversible. ($h_s = h_0$; $s_s = s_0$; $V_s = 0$ et $Z_s = Z_0$)

Avec : $P_0 = 0.1 \text{ MPa}$, $T_a = 25^\circ \text{C}$

(l'état de liquide saturé à 25°)

Si on néglige l'énergie cinétique et potentielle l'équation (5.2) prend la forme :

$$e = (h - h_a) - T_a (\Delta - \Delta_a) \quad (2.13)$$

Cette équation représente le potentiel d'énergie noble par rapport à l'état de référence.

2.5)- LA PERTE EXERGETIQUE :

La perte exergetique est la diminution de la possibilité d'obtention de travail, due aux irréversibilités du système.

Elle est égale au produit de l'entropie S^i due aux irréversibilités par la température T_a de l'atmosphère.

Sous forme différentielle la définition prend la forme :

$$\delta L = T_a \cdot \delta S^i \quad (2.14)$$

L'augmentation S^i due aux opérations internes (création d'entropie) est donnée par la relation :

$$\delta S^i = \delta S^r + \delta S^t + \delta S^d$$

2.5.1)- δS^r : Contribution due à une dissipation interne, c'est à dire à un frottement interne. Fig. (2.3)

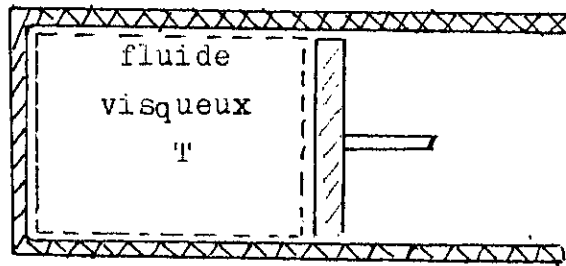


Figure 2.3

La Fig.(2.3) représente un système dont l'augmentation d'entropie, due à une dissipation interne, est définie par la relation :

$$\delta S_r = \frac{\delta R}{T} \quad (2-15)$$

Dans laquelle nous avons :

R : Energie mécanique (travail des forces de viscosité) transformée en énergie thermique par le phénomène de dissipation interne.

T : La température à laquelle s'opère la dissipation interne.

La perte exergetique correspondante est donc, selon

(2.14) :

$$\delta L_r = \frac{T_a}{T} \cdot \delta R \quad (2-16)$$

Dans le cas où la température T est constante, nous obtenons, sous forme finie , la relation :

$$L_r = \frac{T_a}{T} \cdot R \quad (2-17)$$

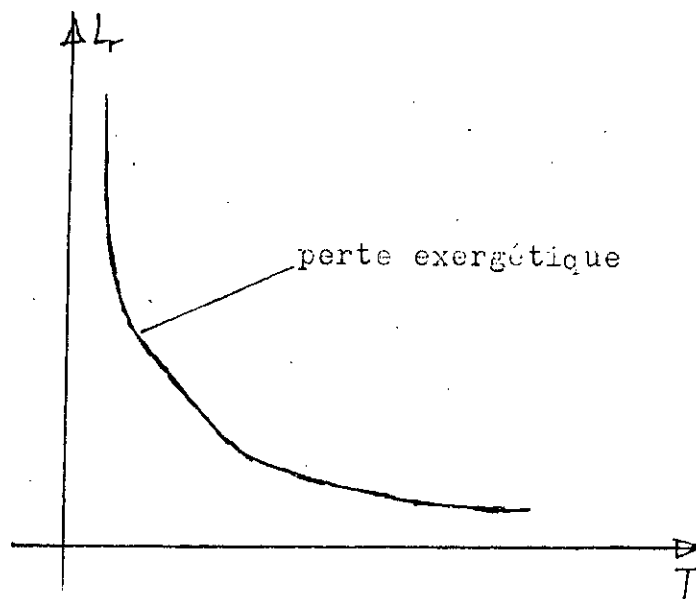


Figure 2.4

La figure (2.4) représente la variation de la perte exergetique L_r en fonction de T .

Nous remarquons que :

- Pour $T = \infty$, nous avons $\frac{T_a}{T} = 0$ et la perte exergetique est nulle.
- Pour $T_a < T < \infty$, nous avons $0 < \frac{T_a}{T} < 1$ et la perte exergetique est inférieure à la dissipation.
- Pour $T = T_a$, nous avons $\frac{T_a}{T} = 1$ et la perte exergetique est égale à la dissipation.
- Pour $0 < T < T_a$, nous avons $0 < \frac{T_a}{T} < \infty$ et la perte exergetique est supérieure à la dissipation.
- Pour $T = 0$, nous avons $\frac{T_a}{T} = \infty$ et la perte exergetique est infini.

De ce qui précède, on voit qu'une dissipation déterminée conduit à une perte exergetique d'autant plus faible qu'elle se produit à haute température.

2.5.2)- δS^t : Contribution due à une dévalorisation interne c'est à dire à un transfert de chaleur avec chute de température.

On peut illustrer ce phénomène par la figure ci-dessous :

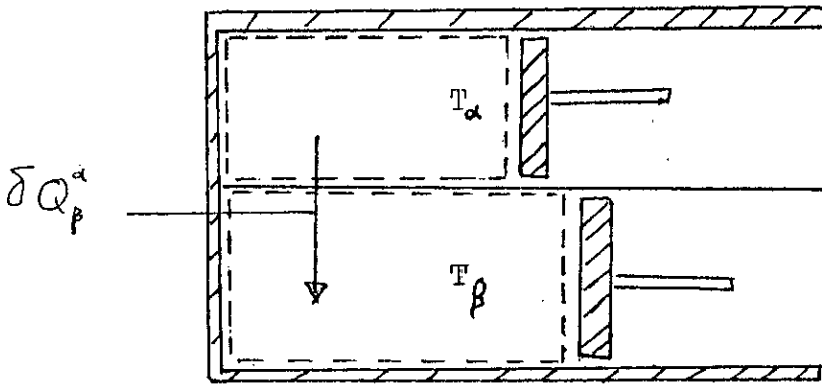


Figure 2.5

La Fig.(2.5) représente un système, constitué de deux phases α , β , dont l'augmentation totale d'entropie, due à une dévalorisation interne, la variation d'entropie du système est :

$$ds = \left(\frac{1}{T_\beta} - \frac{1}{T_\alpha} \right) \cdot \delta Q_\beta^\alpha \quad (2.18)$$

Cette équation montre que :

- Pour $T_\alpha = T_\beta$, la perte exergetique est nulle.
- Pour $T_\alpha \neq T_\beta$, la perte est d'autant plus élevée que les températures T_α et T_β sont faibles et différentes l'une de l'autre.

2.5.3)- δs^j : Contribution due à toutes les autres irréversibilités liées notamment aux phénomènes de diffusion, réaction chimique et conduction électrique.

Chapitre

-3-

Analyse

Thermodynamique

2.6)- RENDEMENT EXERGETIQUE :

Le rendement exergetique est le rapport entre toutes les exergies données et toutes les exergies reçues par le système.

Il est défini par la relation suivante :

$$\eta_{ex} = 1 - \psi \quad (2-19)$$

où ψ représente les pertes exergetiques, en valeur relative.

Il est toujours compris entre 0 et 1 selon l'inégalité : $0 < \eta_{ex} < 1$

Le rendement exergetique est égal à zéro dans le cas où le système ne fournit aucune prestation exergetique.

Il serait égal à 1 dans le cas où le système serait parfaitement réversible.

D'après ce qui précède, on remarque que la définition du rendement exergetique est tout à fait adéquate pour caractériser le degré de perfection, c'est à dire la qualité thermodynamique d'une installation.

3.2) ANALYSE DE LA COMPRESSION:

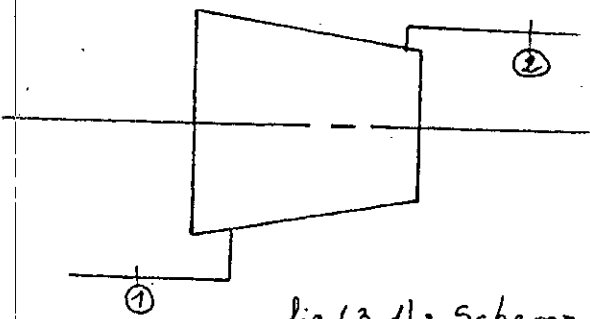
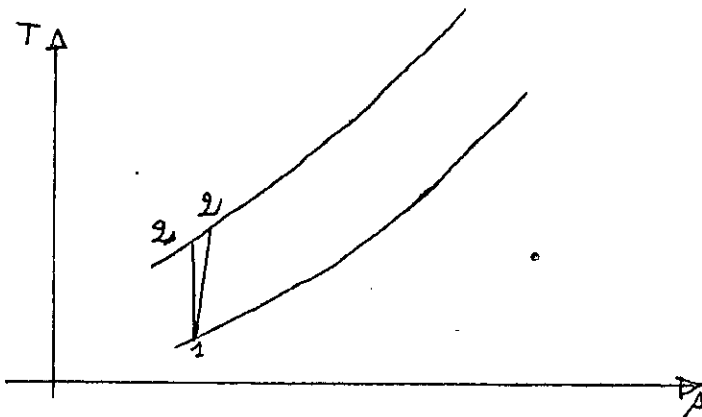


fig (3-1): Schema simplifié d'un compresseur



1-2_s: Compression isentropique

1-2: Compression réelle

HYPOTHESES :

Le compresseur est considéré adiabatique, mais l'analyse tient compte des pertes qui surviennent à son niveau en supposant un rendement polytropique pour la compression.

On a assimilé l'air à un gaz parfait pour les besoins du calcul de la températures à la sortie du compresseur, mais les enthalpies et les entropies sont lues directement à partir des tables thermodynamiques. de plus, la chaleur spécifique de l'air est considérée comme une fonction polynomiale du deuxième degré de la température et est donnée par la relation :

$$c_{p_a}(T) = 27.885 + 3.23 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1.93 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad \text{KJ/Kmole.K} \quad (3.1)$$

dans l'intervalle des températures allant de 273 à 1073 K [1].

Le rendement polytropique est défini [2] par :

$$\eta_p = \frac{WC - WF}{WC} \quad (3.2)$$

On sait que pour un compresseur adiabatique considéré comme un système ouvert en régime permanent ou les variations des énergies cinétiques et potentielles sont négligeables, on a :

$$WC = h_2 - h_1 \quad (3.3)$$

D'autre part, on peut facilement montrer que :

$$WC - WF = \int_1^2 V dP \quad (3.4)$$

ce qui donne pour le rendement polytropique :

$$\eta_{pc} = \frac{\int_1^2 V dP}{\Delta h} \quad (3.5)$$

L'avantage d'utiliser le rendement polytropique réside dans le fait qu'il s'applique aussi bien à un étage qu'à l'ensemble du groupe, alors que le rendement adiabatique de chaque étage différera du rendement adiabatique global. Ce qui nous permet d'écrire :

$$\eta_p = \frac{\int_1^2 V dP}{\Delta h} = \frac{V dP}{dh} \quad (3.6)$$

D'où : $\eta_p \cdot dh = VdP$

$$\eta_p \cdot c_{p_a}(T) dT = VdP$$

$$\eta_{pc} [c_0 + c_1 T + c_2 T^2] dT = VdP = \frac{RT}{P} dP$$

$$\left[1 + \frac{c_1}{c_0} T + \frac{c_2}{c_0} T^2 \right] \frac{dT}{T} = \frac{R}{\eta_{pc} c_0} \frac{dP}{P}$$

$$\left[\frac{1}{T} + \frac{c_1}{c_0} + \frac{c_2}{c_0} T \right] dT = \frac{R}{\eta_{pc} c_0} \frac{dP}{P}$$

ce qui donne :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R}{\eta_{pc} c_{0a}}} \text{EXP} [X_1 - X_2] \quad (3.7)$$

avec $X = \frac{c_{1a}}{c_{0a}} T + \frac{c_{2a}}{c_{0a}} \frac{T^2}{2}$ (3.8)

L'équation (3.7) sera résolue par une méthode numérique.

3.1.1) - PERTES EXERGETIQUES :

L'irréversibilité, ou la perte d'exergie, à travers le compresseur est définie [1] comme étant la différence entre le travail réel du compresseur et le travail minimum qui lui aurait été fourni si l'évolution était complètement réversible. Soit :

$$L'G = W_C - W_{rev} \quad (3.9)$$

D'autre part, le travail réversible (W_{rev}) est égal à la croissance d'exergie à travers le compresseur. Soit :

$$W_{rev} = e_2 - e_1 = (h_2 - T_a \cdot s_2) - (h_1 - T_a \cdot s_1)$$

$$= (h_2 - h_1) - T_a \cdot (s_2 - s_1)$$

ce qui donne :

$$LC = T_a \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.10)$$

3.1.2) RENDEMENT EXERGETIQUE DU COMPRESSEUR :

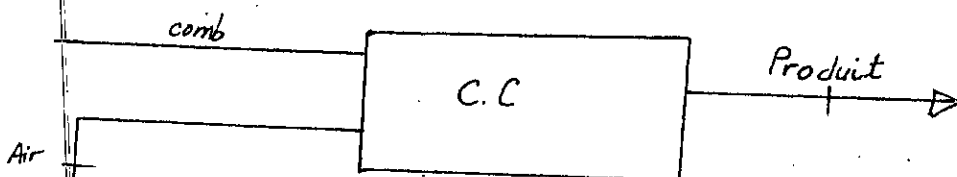
On définit le rendement exergetique du compresseur par le rapport :

$$\eta_{exc} = \frac{e_2 - e_1}{WC} \quad (3.11)$$

Soit donc :

$$\eta_{exc} = 1 - T_a \frac{(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \quad (3.12)$$

3.3) LA COMBUSTION :



Le combustible utilisé est le gaz naturel de MASSI-
R'mel dont la composition volumique est la suivante :

- $\text{CH}_4 = 83.21 \%$
- $\text{C}_2\text{H}_6 = 7.05 \%$
- $\text{C}_3\text{H}_8 = 2.04 \%$
- $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.85 \%$
- $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.29 \%$
- $\text{C}_6\text{H}_{14} = 0.14 \%$
- He = 0.36 %
- Ne = 0.06 %

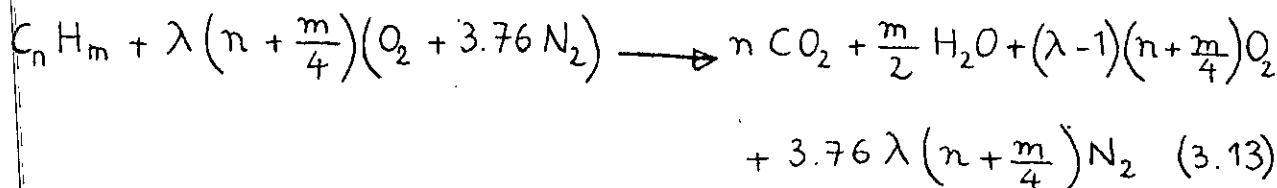
La masse molaire apparente du combustible utilisé est :

$$M_C = \sum_i x_i \cdot M_i = x_{\text{CH}_4} \cdot M_{\text{CH}_4} + x_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot M_{\text{C}_2\text{H}_6} + \dots$$

$$M_C = 18.98 \text{ g}$$

La combustion est supposée être complète et adiabatique, elle produit uniquement du CO_2 et l' H_2O .

Pour un hydrocarbure de formule chimique C_nH_m , la réaction s'écrit :



avec λ : coefficient d'excès d'air.

Essayons donc de trouver la formule chimique équivalente du combustible utilisé. Pour ce faire calculons les masses du carbone et de l'hydrogène contenues dans une mole de combustible.

$$M_c = 12 [(83,21 \times 1) + (7,05 \times 2) + (2,04 \times 3) + (0,85 \times 4) + (0,29 \times 5) + (0,14 \times 6)] 10^{-2}$$

$$= 13,13 \text{ g.}$$

$$M_h = 1,008 [4 \times 83,21 + 6 \times 7,06 + 8 \times 0,204 + 10 \times 0,85 + 12 \times 0,29 + 0,14 \times 14]$$

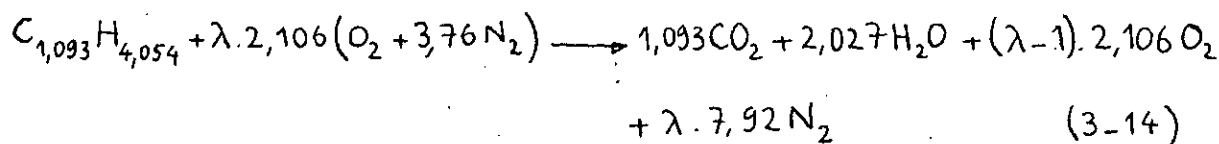
$$= 4,0864 \text{ g}$$

A présent, on peut calculer les nombres d'atomes de carbone et d'hydrogène dans une mole de gaz naturel.

$$N_c = \frac{13,13}{12,01} = 1,093$$

$$N_h = \frac{4,0864}{1,008} = 4,054$$

En remplaçant n et m par ses valeurs dans l'équation (3.13) devient :



2.3.1) - COEFFICIENT D'EXCES D'AIR ():

L'équation d'énergie pour la chambre de combustion, supposée adiabatique et considérée comme un système ouvert où les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables s'écrit :

$$\Delta H = 0$$

$$H_p - H_R = 0 \Rightarrow H_p = H_R \quad (3.15)$$

$$H_R = H_{FC} + H_{air} \quad \text{avec :}$$

$$H_{FC} = 0,83 H_{FC}H_4 + 0,07 H_{FC}H_6 + 0,02 H_{FC}H_8 + 0,0085 H_{FC}H_{10} + 0,0029 H_{FC}H_{12} + 0,0014 H_{FC}H_{14} \quad (3.16)$$

$$H_{air} = \lambda \cdot 2,106 [\Delta \bar{h}_{O_2} + 3,76 \Delta \bar{h}_{N_2}] \quad (3.17)$$

$\bar{\Delta h}$: représente la différence entre l'enthalpie à un état donné et l'enthalpie à 298.15 K et 0.1 MPa .

$$H_p = 1,093(\bar{h}_f^\circ + \bar{\Delta h})_{CO_2} + 2,027(\bar{h}_f^\circ + \bar{\Delta h})_{H_2O} + (\lambda - 1) \cdot 2,106(\bar{\Delta h})_{O_2} + 7,92\lambda(\bar{\Delta h})_{N_2} \quad (3.18)$$

La combinaison des équations (3.15), (3.16), (3.17) et (3.18) donne :

$$\lambda = \frac{(AHR - AHP)}{(BHP - BHR)} \quad (3.19)$$

avec: $AHP = 1,093(\bar{h}_f^\circ + \bar{\Delta h})_{CO_2} + 2,027(\bar{h}_f^\circ + \bar{\Delta h})_{H_2O} - 2,106(\bar{\Delta h})_{O_2}$

$$BHP = 7,92(\bar{\Delta h})_{N_2} + 2,106(\bar{\Delta h})_{O_2}$$

$$AHR = HFC$$

3.3.2) - CHALEUR SPECIFIQUE DES PRODUITS DE COMBUSTION :

La chaleur spécifique à pression constante pour un mélange gazeux est donnée par la relation suivante :

$$C_p = \frac{\sum n_i C_{pi}}{\sum n_i} \quad (3.20)$$

ce qui fait que pour les produits de combustion on aura:

$$C_{p_g}(T) = \frac{\sum n_i C_{pi}(T)}{\sum n_i} = \frac{n_{CO_2} C_{pCO_2} + n_{H_2O} C_{pH_2O} + n_{O_2} C_{pO_2} + n_{N_2} C_{pN_2}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}}$$

$$C_{P_G} = \frac{1,093 C_{P_{O_2}} + 2,027 C_{P_{H_2O}} + 2,106(\lambda-1) C_{P_{O_2}} + 7,92 \lambda C_{P_{N_2}}}{10,025 \lambda + 1,014} \quad (3.21)$$

Les chaleurs spécifiques à pression constante sont données [I] en KJ/Kmole.K en fonction de la température pour l'intervalle allant de 800 à 3000 K pour les différents constituants comme suit :

$$C_{P_{CO_2}} = -11810,6 T^{-1} + 66,204$$

$$C_{P_{H_2O}} = -2846,9 T^{-1} + 36,00 + 1,63 \cdot 10^{-3} T$$

$$C_{P_{O_2}} = 26,188 + 1,77 \cdot 10^{-2} T - 2,66 \cdot 10^{-6} T^2$$

$$C_{P_{N_2}} = -6172,0 T^{-1} + 38,846 + 9,12 \cdot 10^{-5} T$$

3.3.3) RAPPORT MASSIQUE AIR-COMBUSTIBLE :

$$AC = \frac{\lambda \left(n - \frac{m}{4} \right) \cdot 4.76.28.97}{M_c} ; M_c : \text{masse molaire} \quad (3.22)$$

apparente du combustible .

3.3.4) MASSE MOLAIRE APPARENTE DES PRODUITS DE COMBUSTION :

La masse molaire pour un mélange gazeux est donnée par :

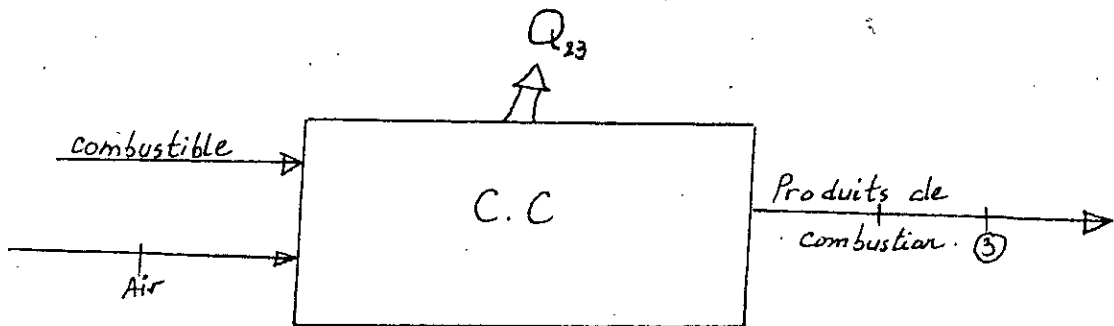
$$M = \frac{\sum n_i \cdot M_i}{\sum n_i} \quad (3.23)$$

ce qui donne pour les produits de combustion :

$$M_G = \frac{n_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + n_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + n_{O_2} \cdot M_{O_2} + n_{N_2} \cdot M_{N_2}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}}$$

$$\text{d'où : } M_G = \frac{289,15 \cdot \lambda + 17,22}{10,026 \cdot \lambda + 1,014} \quad (3.24)$$

3.3.5) - LA CHALEUR DE LA RÉACTION :



La chaleur de la réaction est définie [3] comme la différence entre l'enthalpie des produits et celle des réactants, lorsqu'une combustion complète se produit à une température et une pression données.

$$Q'_{23} = (H_P - H_R)_{T_0} \quad ; T_0 : \text{température de référence.}$$

$$Q_{23} = \frac{(H_P - H_R)_{T_0}}{M_c} \quad [KJ/Kg \text{ de combustible}]$$

$$q_{23} = \frac{(H_P - H_R)_{T_0}}{M_c \cdot AC} \quad [KJ/Kg \text{ d'air}] \quad (3.25)$$

L'excès d'air ne participe pas à la réaction chimique et se trouve par conséquent dans le même état thermodynamique au sein des réactants et des produits. Il n'est donc pas nécessaire d'en tenir compte lors du calcul de la chaleur de réaction et de l'exergie de combustible.

On choisit la température de référence égal à 298.15 K pour simplifier les calculs et parceque l'influence de celle-ci sur la chaleur de réaction et de l'exergie de combustible est très faible .

Dans ce cas on a :

$$H_R = HFC$$

$$H_P = 1,093 (\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 2,027 (\bar{h}_f^\circ)_{H_2O}$$

Selon l'équation (3.25) ;

$$q_{23} = \frac{1}{m_c AC} [1,093 (\bar{h}_f^\circ) + 2,027 (\bar{h}_f^\circ)_{H_2O} - HFC] \quad (3.26)$$

3.3.6)- L'EXERGIE DU COMBUSTIBLE :

L'exergie du combustible est définie [1] comme étant le travail maximum qu'il est possible d'obtenir à partir d'une transformation thermodynamique dans un système ouvert qui est le siège d'une combustion complète, à l'aide d'opérations réversibles; les produits de combustion sortant dans le même état de référence que celui dans lequel entre le mélange.

$$e_{\text{comb}} = \frac{(e_R - e_P)_{T_0}}{M_C A_C} \quad (\text{KJ/kg d'air}) \quad (3.27)$$

e_R : l'exergie des réactants à T_0

e_P : l'exergie des produits de combustion à T_0

$$\text{avec: } e_R = H_R - T_0 S_R \quad (3.28)$$

$$S_R = S_{FC} + S_{\text{air}}$$

$$H_R = H_{FC} \quad (3.29)$$

$$S_{FC} = 0,83 \bar{S}_{\text{CH}_4} + 0,07 \bar{S}_{\text{C}_2\text{H}_6} + 0,02 \bar{S}_{\text{C}_3\text{H}_8} + 0,0085 \bar{S}_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 0,0029 \bar{S}_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + 0,0014 \bar{S}_{\text{C}_6\text{H}_{14}} \quad (3.30)$$

$$\bar{S}_i = \bar{S}^{\circ} - R \ln \left(x_i \frac{P}{P_0} \right) \quad (3.31)$$

où: \bar{S}_i : l'entropie du composant ou mélange ;

S : l'entropie absolue à la même température et 0.1 MPa

x : fraction molaire du composant;

P : la pression du mélange;

P : 0.1 MPa

$S_{air} = S_{O_2}$ (l'excès d'air ne participe pas à la réaction)

$$S_{O_2} = \bar{S}^\circ - R \ln \frac{0,21 P}{P_0}$$

de la même façon :

$$e_p = H_p - T_a S_p \quad \text{avec:}$$

$$H_p = 1,093 (\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 2,027 (\bar{h}_f^\circ)_{H_2O}$$

$$S_p = 1,093 \bar{S}_{CO_2} + 2,027 \bar{S}_{H_2O} \quad (3.32)$$

3.3.7) - PERTES EXERGETIQUES DANS LA CHAMBRE

DE COMBUSTION /

$$L_{cc} = e_p - e_R = (H_p - T_a S_p) - (H_R - T_a S_R)$$

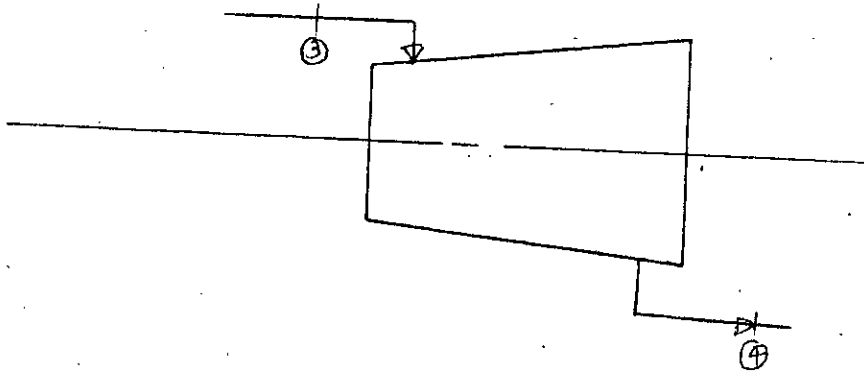
$$= (H_p - H_R) - T_a (S_p - S_R) = T_a (S_R - S_p)$$

$$L_{cc} = T_a (S_R - S_p) \quad (3.33)$$

$$\text{avec: } S_R = S_{FC} + 2,106 \lambda [0,21 \bar{S}_{O_2} + 0,79 \bar{S}_{N_2}]$$

$$S_p = 1,093 \bar{S}_{CO_2} + 2,027 \bar{S}_{H_2O} + (\lambda - 1) 2,106 \bar{S}_{O_2} + 7,92 \lambda \bar{S}_{N_2}$$

3.4) - ANALYSE DE LA DETENTE /



La turbine est considérée adiabatique, mais l'analyse tient compte des pertes qui surviennent à son niveau en supposant un rendement polytropique pour la détente.

On a assimilé les gaz de combustion à un gaz parfait pour les besoins du calcul. la chaleur spécifique à pression constante des gaz d'échappement est considérée comme une fonction polynomiale de la température et est donnée par l'équation (3.22)

Le rendement polytropique est défini [2] par:

$$\eta_{Pt} = \frac{WT}{WT + W_f} = \frac{dh}{v dP} \quad (3.34)$$

où : W_f : travail de frottement.

de l'équation (3.34) on a :

$$\eta_{Pt} v dP = dh$$

$$\eta_{Pt} v dP = C_p dT \quad (3.34)'$$

La chaleur spécifique des gaz de combustion est de la forme :

$$C_{pG} = C_0 + C_{-1}T^{-1} + C_1T + C_2T^2$$

L'équation (3.34') devient :

$$\frac{1}{\eta_{Pt}} \left(C_{-1}T^{-1} + C_0 + C_1T + C_2T^2 \right) dT = RT \frac{dP}{P}$$

$$\left(\frac{C_{-1}}{C_0} \frac{1}{T^2} + \frac{1}{T} + \frac{C_1}{C_0} + \frac{C_2}{C_0} T \right) dT = \frac{R_G \eta_{Pt}}{C_0} \frac{dP}{P}$$

ce qui donne :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{R_G}{C_{G0}} \eta_{Pt}} \cdot \text{EXP}(X_3 - X_4) \quad (3.35)$$

avec : $X = -\frac{C_{G-1}}{C_0} \frac{1}{T} + \frac{C_{G1}}{C_0} T + \frac{C_{G2}}{C_0} \left(\frac{T^2}{2} \right)$

La seule inconnue dans l'équation (3.35) est la température à la sortie de la turbine (T_4)

La résolution de cette équation se fera par une méthode numérique.

3.4.1) - TRAVAIL DE LA DÉTENTE :

Le travail réel fourni par la turbine, rapporté au kilogramme d'air en évolution a pour expression :

$$W_T = C_{pG} (T_3 - T_4) \quad (3.36)$$

La variation de l'entropie de l'évolution est :

$$\Delta S = S_4 - S_3 = C_{pG} \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - R_G \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \quad (3.37)$$

avec $R_G = \frac{8,31}{M_G}$ en (KJ/Kg.K)

3.4.2) PERTES EXERGETIQUES DANS LA TURBINE :

Les pertes exergetiques à travers la turbine sont définies [1] comme étant la différence entre le travail maximum que le système peut produire si l'évolution était totalement réversible et le travail réel fourni par la turbine.

$$LT = W_{rev} - WT \quad (3.38)$$

D'autre part, le travail réversible de la turbine est égal à la décroissance d'exergie entre l'entrée et la sortie de la turbine.

$$W_{rev} = e_3 - e_4 = (h_3 - T_a S_3) - (h_4 - T_a S_4) = (h_3 - h_4) - T_a (S_3 - S_4)$$

ce qui donne :

$$LT = T_a (S_4 - S_3) \quad (3.39)$$

En vertu de l'équation (3.37), on a :

$$LT = T_a \left[C_{pG} \ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right) - R_G \ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right) \right]$$

3.4.3) RENDEMENT EXERGETIQUE DE LA TURBINE :

Le rendement exérgétique de la turbine est défini par le rapport entre le travail de la turbine et la diminution d'exergie subit par le fluide au cours de sa détente. Soit :

$$\eta_{ex} = \frac{WT}{e_3 - e_4} \quad (3.40)$$

Soit donc :

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{T_a (s_4 - s_3)}{e_3 - e_4} \quad (3.41)$$

3.5) RENDEMENT THERMIQUE DU CYCLE :

PAR définition :

$$\eta_{th} = \frac{\text{travail net}}{\text{quantité de chaleur fourni}}$$

SOIT:

$$\eta_{th} = \frac{WU}{q_{2-3}} \quad (3.42)$$

3.5.1) RENDEMENT EXERGETIQUE DU CYCLE :

Le rendement exergetique du cycle est défini par :

$$\eta_{ex} = \frac{\text{tavail utile}}{\text{l'exergie du combustible}}$$

Soit:
$$\eta_{ex} = \frac{WU}{s_{comb}} \quad (3.43)$$

Chapitre

-4-

Traitement
Informatique

4.1) - DESCRIPTION GENERALE :

Dans notre programme, on a utilisé les tables thermodynamiques introduites sous forme de fichiers de données :

L'ordre donné au programme est:

- Données tabulaires
- Programme principal
- Sous programmes de détermination de la température à la sortie du compresseur et à la sortie de la turbine.
- Sous programmes de calcul de la chaleur spécifique moyenne du gaz de combustion.

4.2) - TABLES THERMODYNAMIQUES :

Elles sont au nombre de cinq :

- 1-table de l'air
- 2-table d'entropie et la différence d'enthalpie de CO_2
- 3-table d'entropie et de la différence d'enthalpie de H_2O
- 4-table d'entropie et de la différence d'enthalpie de N_2
- 5-table d'entropie et de la différence d'enthalpie de O_2

a) - TABLES D'ENTROPIE ET DE LA DIFFERENCE D'ENTHALPIE /

Elles sont des matrices de 27 lignes et 3 colonnes, la première colonne est réservée pour les températures, la

deuxième pour les différences d'enthalpie, la troisième pour les entropies.

b)-TABLE DE L'AIR :

C'est une matrice de 91 lignes et 3 colonnes, chaque valeur de la table est repérée par les indices (i,j).

c)-METHODE D'INTERPOLATION /

Les tables sont correctement placées, indépendamment l'une de l'autre formant ainsi un code numérique bien précis.

Tous les calculs se rapportant aux tables sont faits par les sous programmes suivants:

- Sous programme FAIR
- Sous programme FCO₂
- Sous programme FH₂O
- Sous programme FN₂
- Sous programme FO₂

Du programme principal on spécifié les données de bases nécessaires et on fait appel au sous programme approprié.

Le sous programme recherche la matrice puis la ligne correspondante aux données spécifiées et fait une interpolation entre deux lignes consécutives.

Ensuite, les résultats sont transmis à l'endroit de l'appel du sous programme.

SOUS PROGRAMME FAIR :

IL determine l'enthalpie et l'entropie de l'air pour une temperature donnée.

SOUS PROGRAMME TEMP:

IL determine la temperature à la sortie du compresseur et de la turbine pour des chaleurs spécifiques qui sont fonctions de la temperature.

SOUS PROGRAMMES FEO₂, FO₂, FH₂O, FN₂ :

Ils donnent les entropies et les différences d'enthalpies de la substance considérée entre les conditions actuelles et les conditions standard pour une temperature donnée.

REMARQUE:

- Le programme est fait en langage FORTRAN sur le VAX
- Les courbes sont tracées sur OLLIVETTI

4.3) NOTATIONS ET SYMBOLES UTILISES DANS LE

PROGRAMME :

Les différents symboles qui ont été utilisés dans le programme sont choisis de telle façon à permettre une impression de tous les paramètres calculés et ainsi de rendre l'exposé le plus clair possible.

SYMBOLE :

OBJET :

TI	la température à l'entrée du compresseur
PI	la pression à l'entrée du compresseur
TA	la température atmosphérique.
PA	la pression atmosphérique
RENDC	rendement polytropique du compresseur
CAI	coefficients de la chaleur spécifique à pression constante de l'air (i 0, i, 2)
RENDEXC	rendement exergetique du compresseur
RLC	pertes exergetiques dans le compresseur
WC	travail du compresseur
TAUXC	taux de compression
TAUXCC	rapport de perte de charge dans la chambre de combustion.
TAUXT	rapport de pression de la turbine
TI	température à l'état i, i 1, 2, 3, 4
QCC	chaleur fournie par la chambre de combustion
E	l'exergie
RN	nombre de moles des gaz de combustion

RLCC	pertes exergetiques dans la chambre de combustion
RLT	perte exergetique dans la turbine
RMG	masse molaire des produits de combustion
RLAMDA	l'excès d'air
RNH2O	nombre de moles de H_2O
RNC02	nombre de moles de CO_2
RNO2	nombre de moles de O_2
S	entropie
H	enthalpie
HF	enthalpie de formation
WT	travail de la turbine
WU	travail net par kg d'air
rendcyc	rendement thermique du cycle
RNDE	rendement exergetique

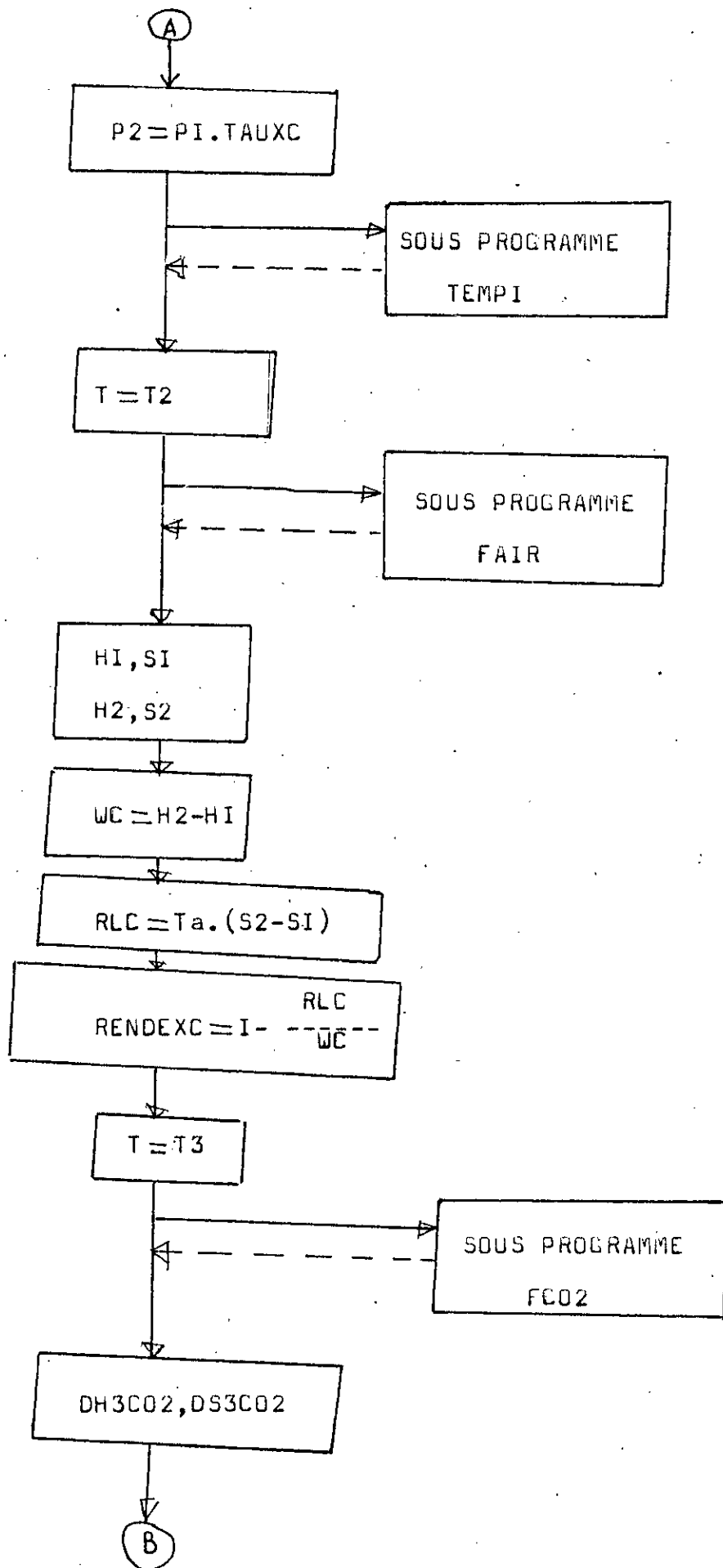
4-4) ORGANIGRAMME

debut

- lecture des données tabulaires :
table de l'air:matrice AIR (i,j)
- l'entropie et la différence d'enthalpie de CO2
matrice CO2(i,j)
- l'entropie et la différence d'enthalpie de H2O
matrice H2O(i,j)
- l'entropie et la différence d'enthalpie de N2
matrice TN2(i,j)

- lecture des données du cycle :
 - température et pression atmosphérique
Ta,Pa
 - température et pression de l'air à l'entrée du
compresseur : TI,PI
 - taux de compression :TAUXC
 - rendement polytropique du compresseur :RENDCC
 - la température à l'entrée de la turbine :T3
 - rendement polytropique de la turbine :RENDCT
 - les coefficients de la chaleur spécifique à
pression constante de l'air et des gaz de combu-
stion:CAi, CiH2O, CiCO2, CiN2, CiO2 (i=-1,0,1,2)

A



ⓑ

SOUS PROGRAMME
FH20

DH3H20, DS3H20

SOUS PROGRAMME
FO2

DH3O2, DS3O2

SOUS PROGRAMME
FTN2

DH3N2, DS3N2

$$HFC = 0.83.HFC_{H4} + 0.07.HFC_{2H6} + 0.02.HFC_{3H8} + 0.0085.HFC_{4H10} + 0.0029.HFC_{5H12} + 0.0014.HFC_{6H14}$$

$$AHP = 1.093.(HFC_{O2} + DH3CO2) + 2.027.(HFH20 + DH3H20) - 2.106.(HF_{O2} + DH3O2)$$

$$BHP = 7.92.(HF_{N2} + DH3N2) + 2.106.(HF_{O2} + DH3O2)$$

$$RLAMDA = (AHR - AHP) / (BHP - BHR)$$

$$EC = HFC - T_a . SFC$$

ⓒ

Ⓢ

$$EA = HF02 - Ta \cdot SF02$$

$$E3P = HFP - Ta \cdot SFP$$

$$Ec = EC + EA - E3P$$

$$AC = 2.106 \cdot RLAMDA \cdot 28.96 / Mc$$

$$Ec = Ec / AC \cdot Mc$$

$$P3 = P2 \cdot TAU XCC$$

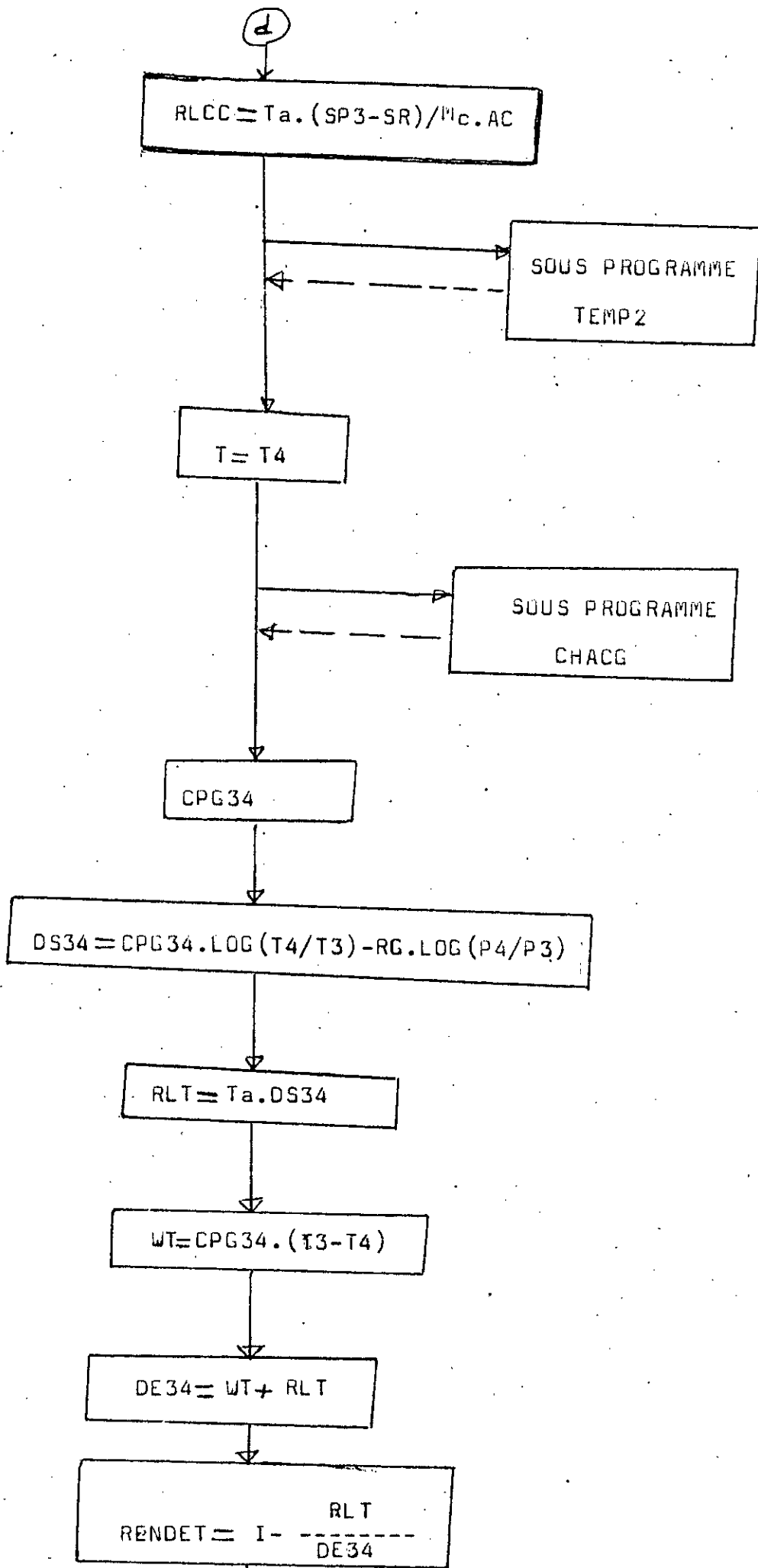
$$P4 = P3 \cdot TAU XT$$

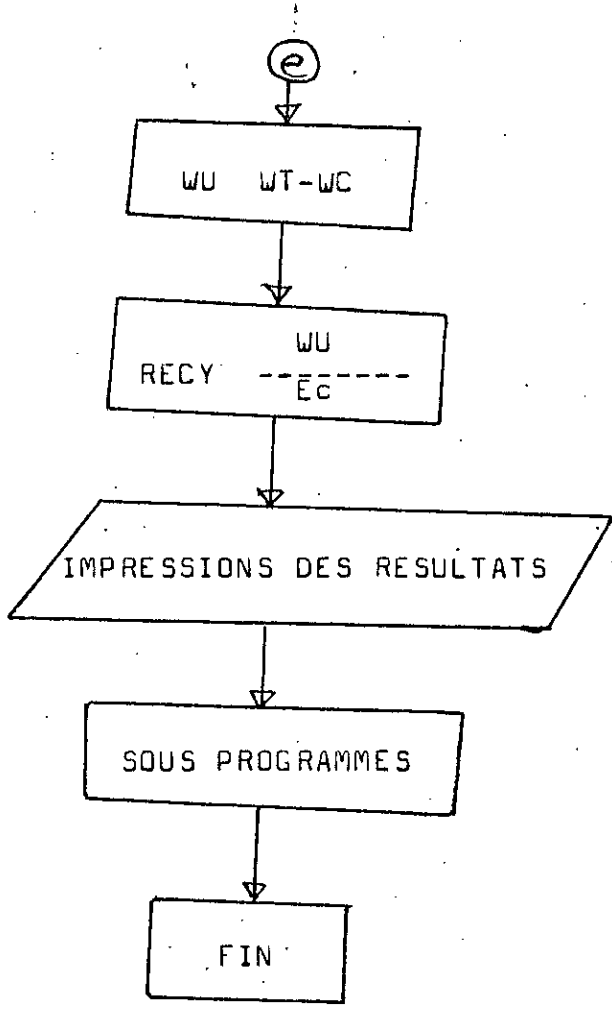
$$MG = (17.2I + 289.15 \cdot RLAMDA) / (1.014 + 10.026 \cdot RLAMDA)$$

$$RN = 3.12 + (RLAMDA - 1) \cdot 2.016 + 7.92 \cdot RLAMDA$$

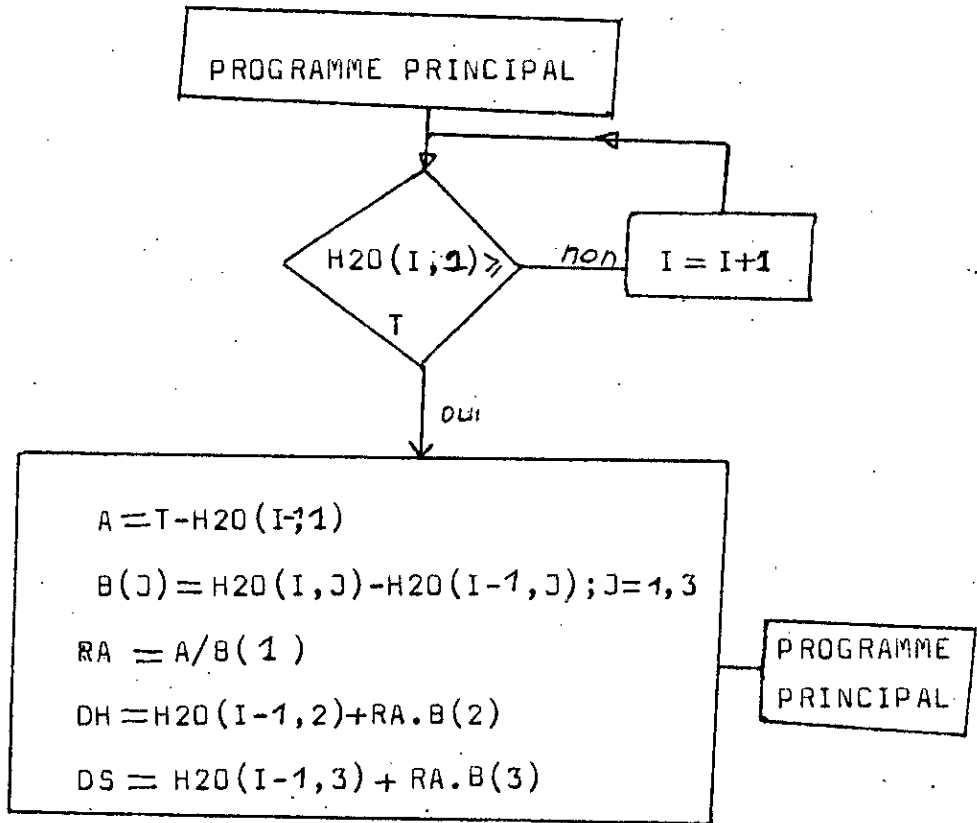
$$SP3 = 1.093 \cdot S3C02 + 2.027 \cdot S3H20 + (RLAMDA - 1) \cdot 2.106 S302 + 7.92 \cdot RLAMDA \cdot S3W2$$

Ⓢ

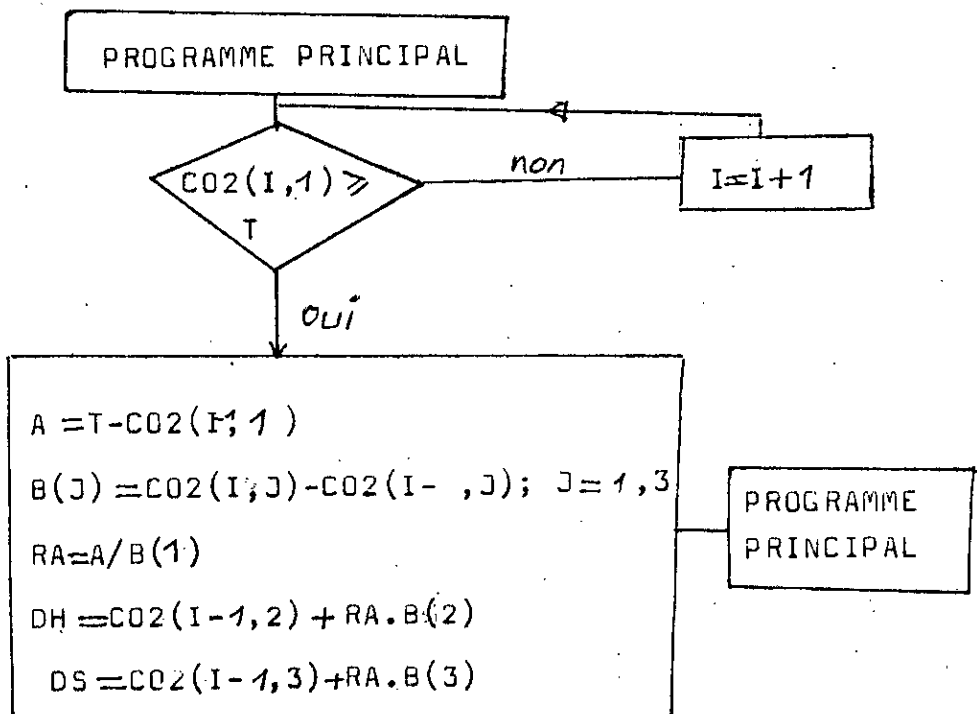




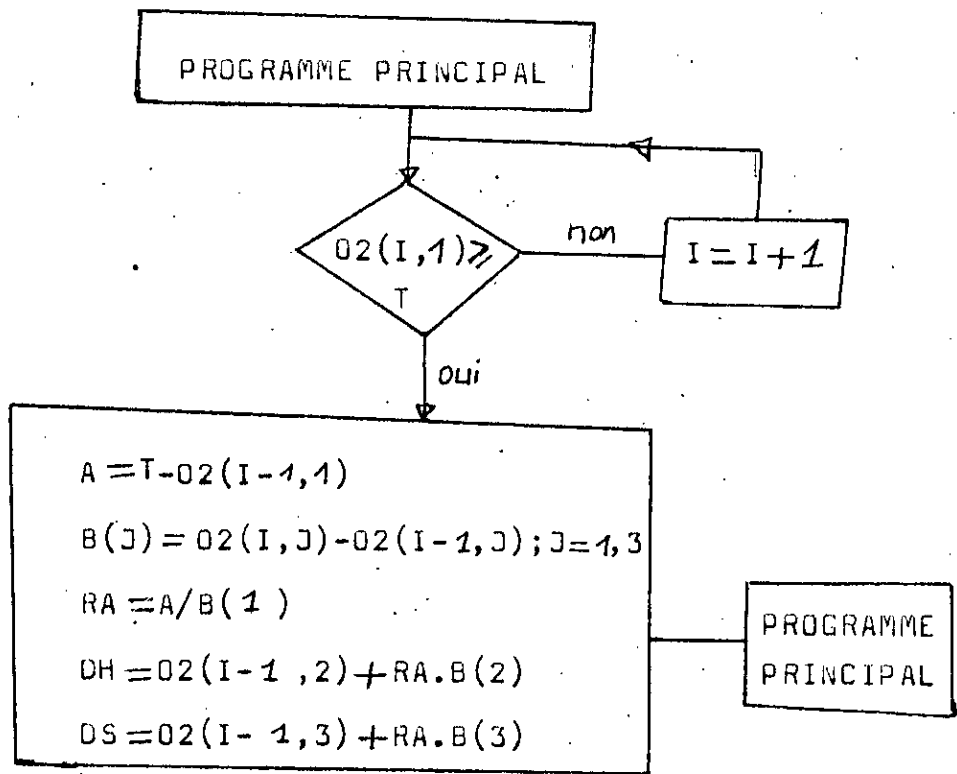
SOUS PROGRAMME FH20 :



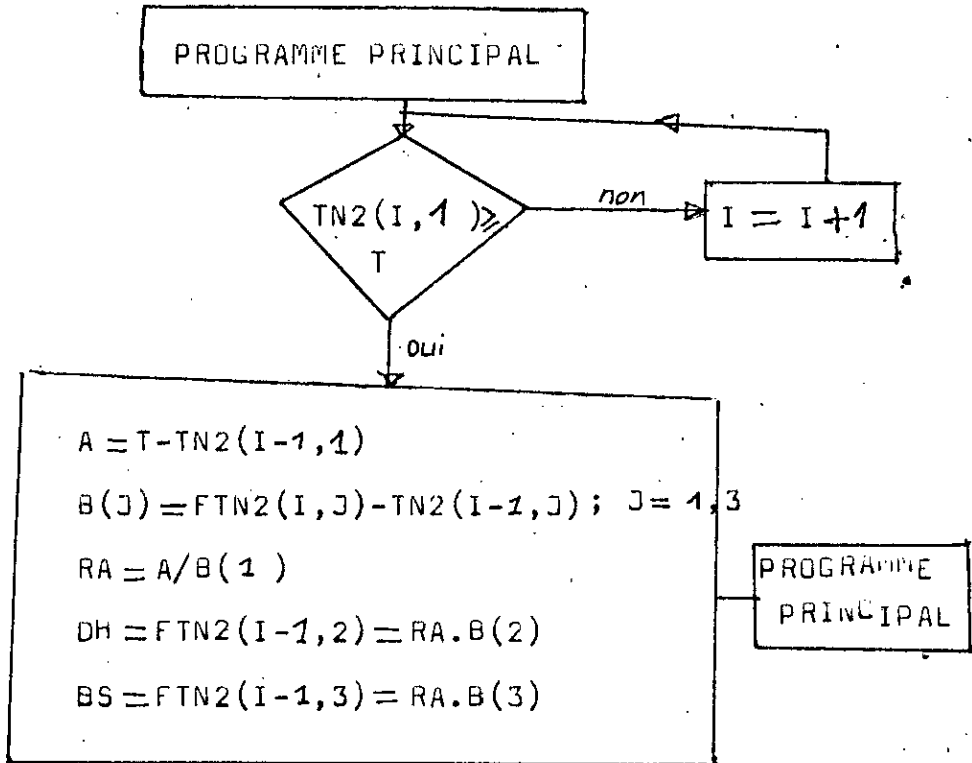
SOUS PROGRAMME FCO2 /



SOUS PROGRAMME FO2 :



SOUS PROGRAMME FTN2 :



Chapitre

-5-

Resultats

Et

Interpretations

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Dans notre étude nous nous sommes intéressés essentiellement à mettre en évidence l'influence du rapport de compression (B_c) et de la température de fin de combustion (T_3) sur les performances du cycle de la turbine à gaz.

Les sorties du programme nous ont permis de présenter les résultats sous forme de tableaux et sous formes de graphiques.

Les figures de (5,1) à (5,5) représentent respectivement les pertes exergétiques dans le compresseur, les pertes exergétiques dans la chambre de combustion, le travail spécifique net du cycle, le rendement thermique du cycle et enfin le rendement exergétique du cycle en fonction du rapport de compression (B_c) pour diverses valeurs de la température d'admission à la turbine à gaz (T_3).

Nous avons représenté les pertes exergétiques relatives à l'exergie du combustible pour pouvoir mettre en évidence leur importance dans chaque composant de l'installation relativement aux autres composants. Nous avons omis de représenter les pertes exergétiques au niveau de la turbine, car nous avons constaté qu'elles sont du même ordre et qu'elles suivent la même allure de variation que les pertes exergétiques qui se manifestent dans le compresseur.

Les figures (5,1) , (5,2) et (5,6) montrent que la répartition des pertes exergetiques differe , et même parfois considerablement, d'un organe à un autre.

Les plus importantes se trouvent au niveau de la chambre de combustion. Ceci est du à la nature fortement irréversible que presentent les phénomènes de réaction chimique entre le combustible et l'air d'une part, et d'autre part le transfert de chaleur entre la chambre de combustion (qui se trouve à des températures très élevées) et le milieu extérieur (dont la température est comparative- tivement très basse).

Dans la turbine et dans le compresseur , les pertes sont très faibles ; elles dues en grande partie aux phéno- mènes dissipatifs résultant du frottement gaz-solide (irré- versibilité mécanique interne).

Cependant, les gaz sortant de la turbine contiennent une quantité appréciable. En effet , si l'on considère les ré- sultats obtenus pour $(B_c)=4.5$ et $T_3=1200$ K par exemple, on voit bien que (tableau (5.1)):

les pertes exergetiques relatives dans le compresseur sont de 3.35 %.

Les pertes exergetiques relatives dans la chambre de com- bustion sont de 42.79 %.

Les pertes exergetiques relatives dans la turbine sont de 4.72 % .

Le rendement exergetique du cycle est de 22.13 % .

Ceci signifie que les gaz quittent la turbine avec un con- tenu exergetique qu'on peut évaluer à :

$$100 - (3.35 + 42.72 + 22.13) = 26.99 \%$$

La répartition des pertes exergetiques constitue une information extrêmement précieuse pour les chercheurs. Il s'agit en effet d'un véritable diagnostic permettant de localiser les éléments sièges d'importantes pertes exergetiques et sur lesquels on doit donc investir si l'on veut améliorer les performances des installations motrices à gaz .

A ce titre, la chambre de combustion et les gaz d'échappement doivent être considérés avec beaucoup d'attention.

Parmi les nombreuses solutions concernant les gaz d'échappement; la plus originale consiste à les utiliser pour produire de la vapeur vive servant dans une installation à vapeur (cycle - combié).

Pour la chambre de combustion, toute solution sérieuse semble devoir passer par la suppression de la combustion elle-même. Jusqu'à présent , les chercheurs ne sont pas arrivés à une solution sérieuse dans ce domaine. cependant, les procédés de la conversion directe de l'énergie pourrait dans l'avenir, constituer une alternative au problème.

Remarquons , pour clore cette discussion sur les pertes exergetiques qu'elles sont d'autant plus faibles que la température des gaz est plus élevée. Les figures (5,3) et (5,4) montrent que pour une température des gaz à l'admission (T_3) donnée, les taux de compression optimum pour un maximum de travail spécifique net et du rendement thermique(et exergetique) sont différents.

On constate en effet que le taux de compression optimum pour un travail spécifique net maximum est inférieur au taux de compression optimum pour un rendement maximum .

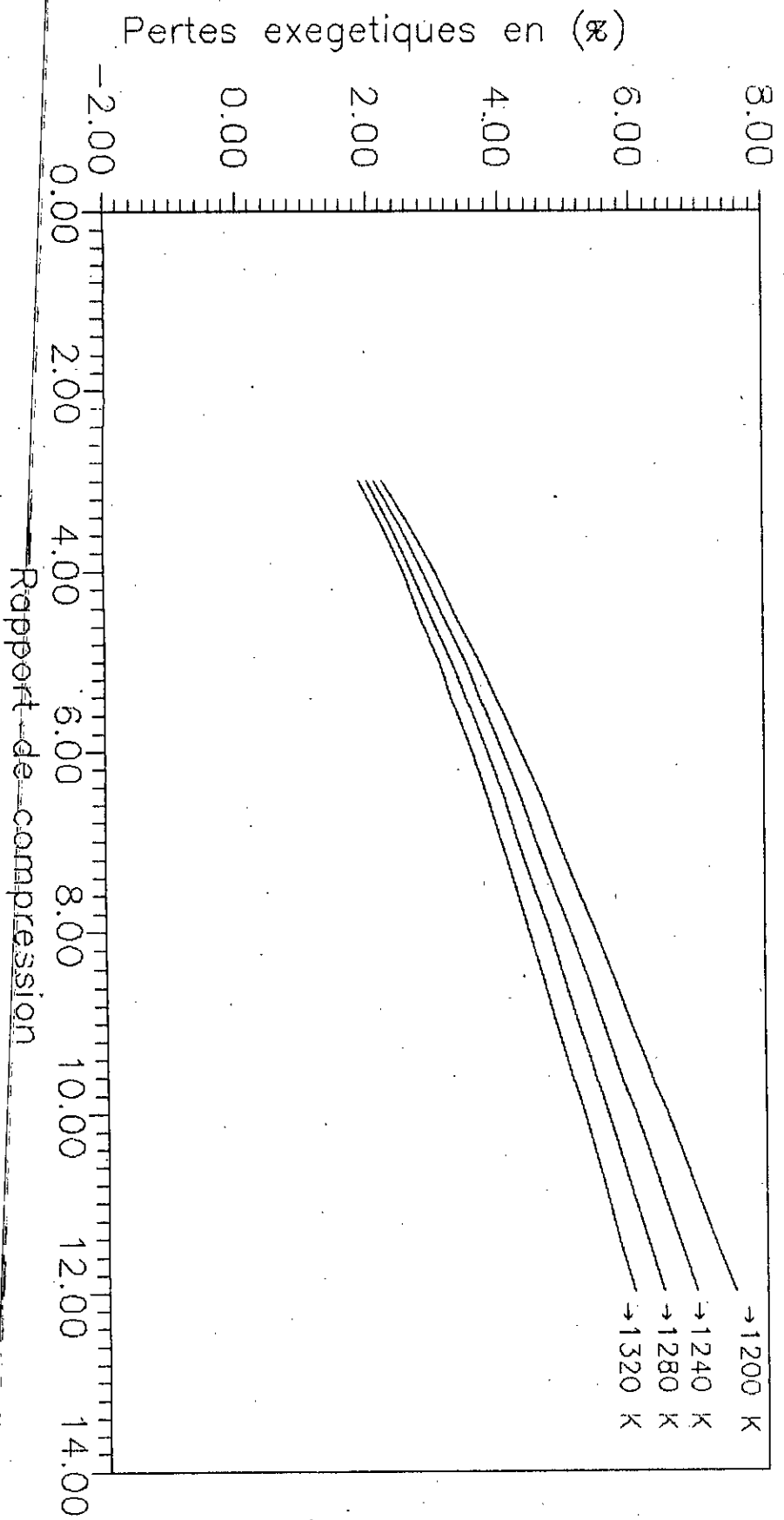
DE ce fait , la question de choix du rapport de compression conduit à un compromis entre les deux alternatives suivantes :

-Si l'on choisit le rapport correspondant au travail utile maximum , le rendement sera faible , ce qui entraînera des frais d'exploitation élevés.

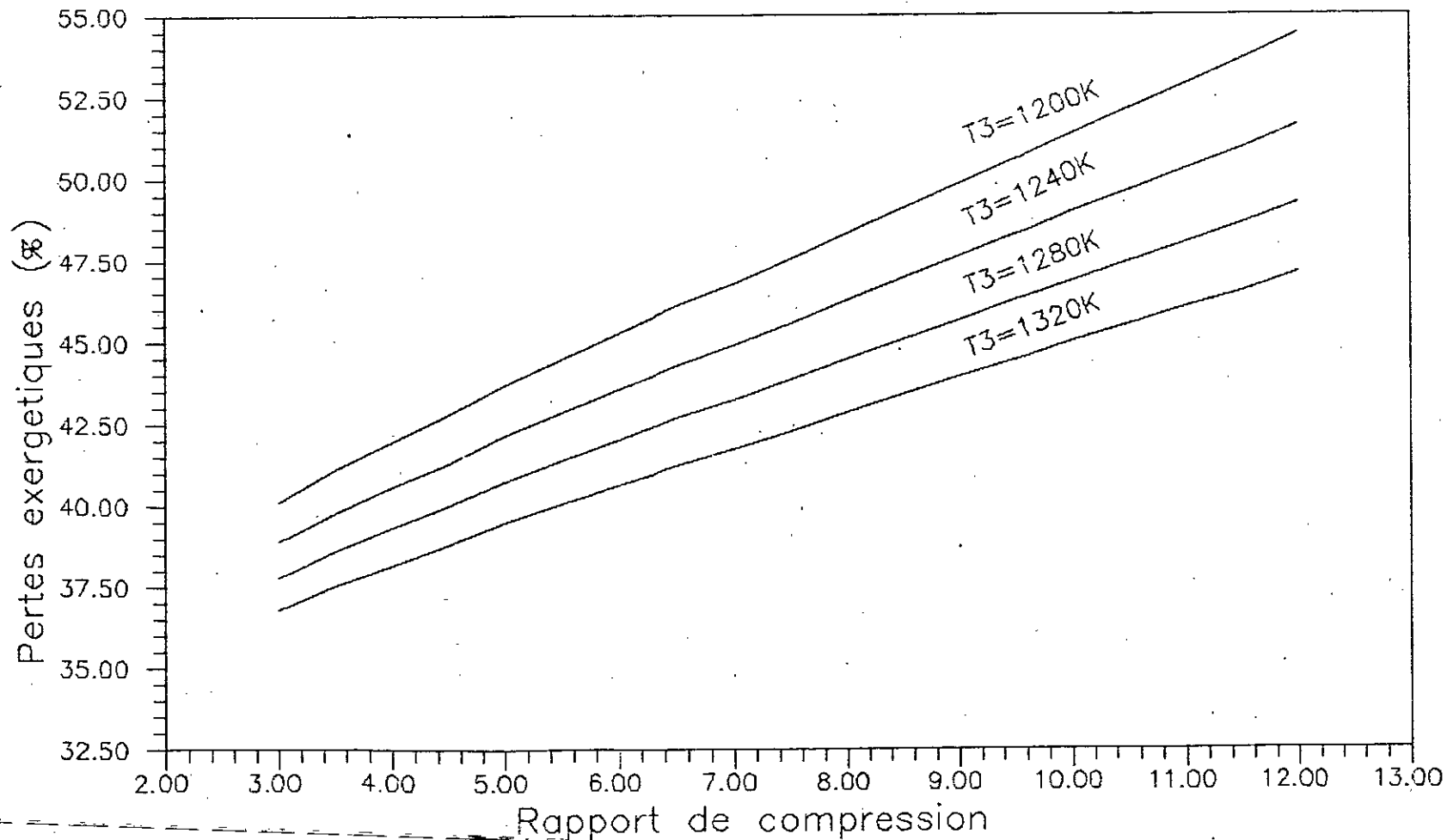
-Si l'on choisit le rapport correspondant au rendement maximum , le travail utile sera faible, ce qui pour une puissance donnée conduira un débit d'air plus important, donc à de grandes dimensions et finalement à des frais d'installation élevés.

En fin de compte , suivant le cas, ce sont ou les frais d'exploitation ou bien les frais d'installation qui sont prédominantes .

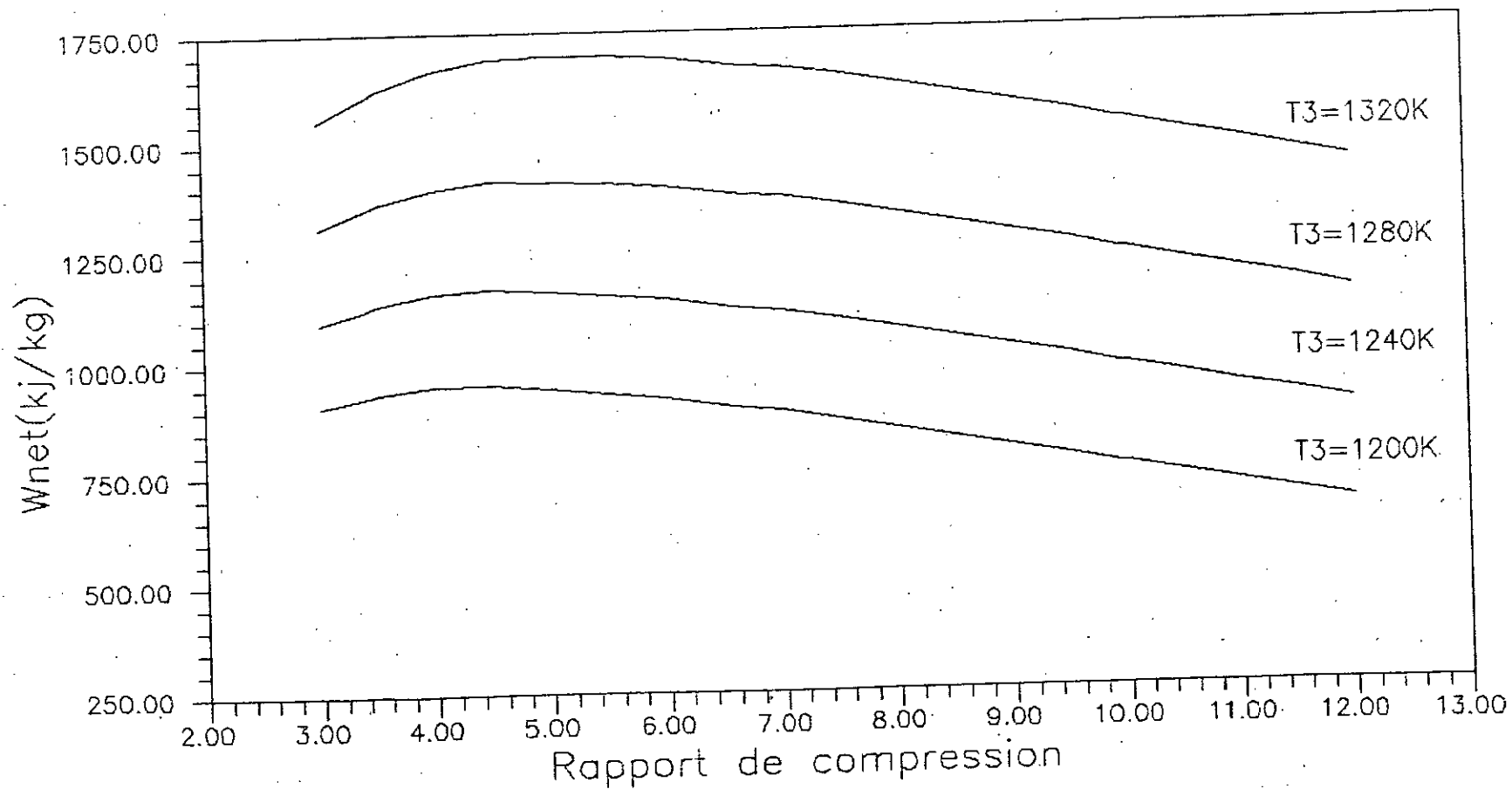
FIG(5-1) Pertes exergetiques dans le compresseur



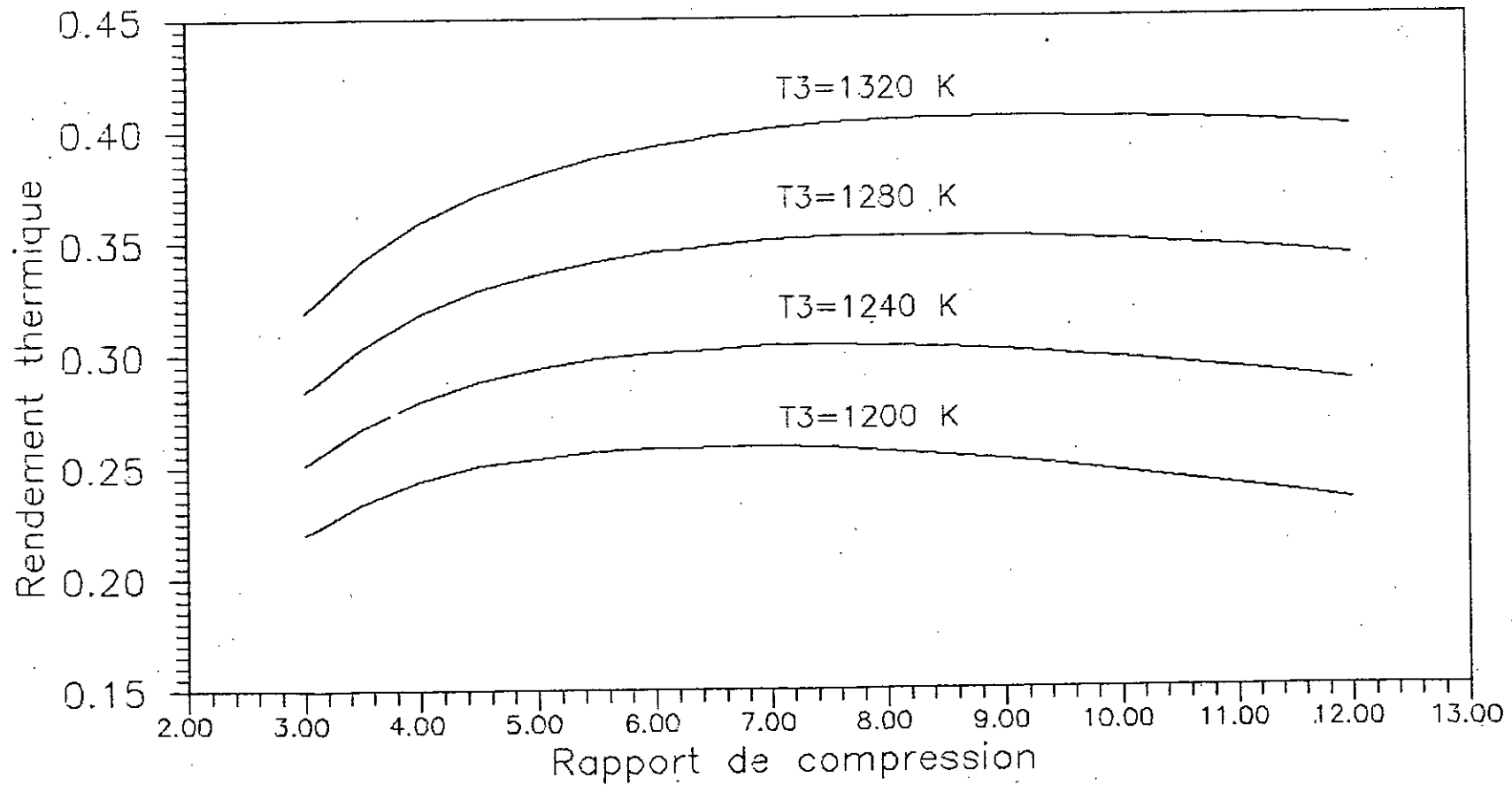
FIG(5-2) Pertes exergetiques dans la chambre de combustion



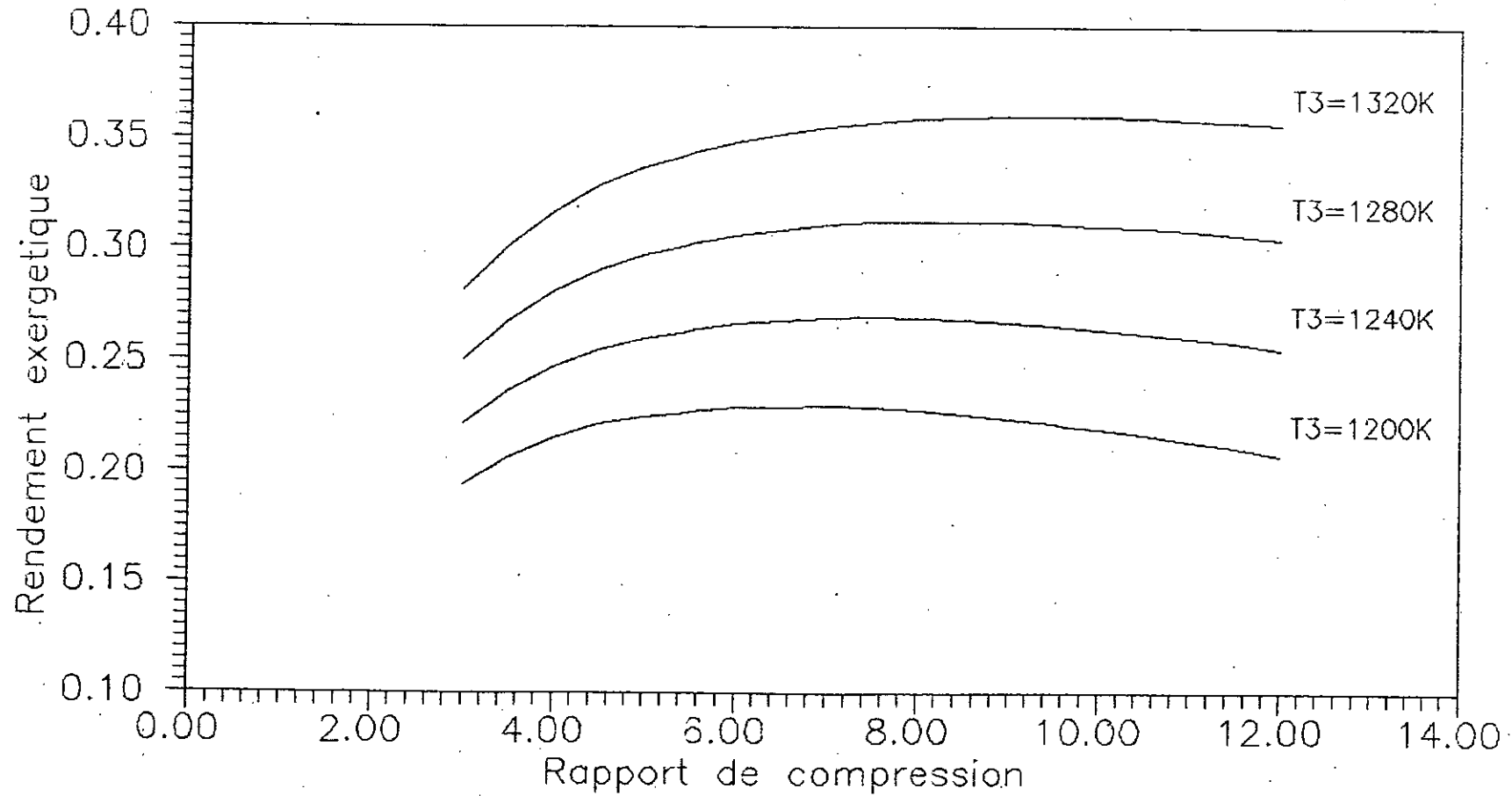
FIG(5-3) Travail net en fonction du rapport de compression & T3



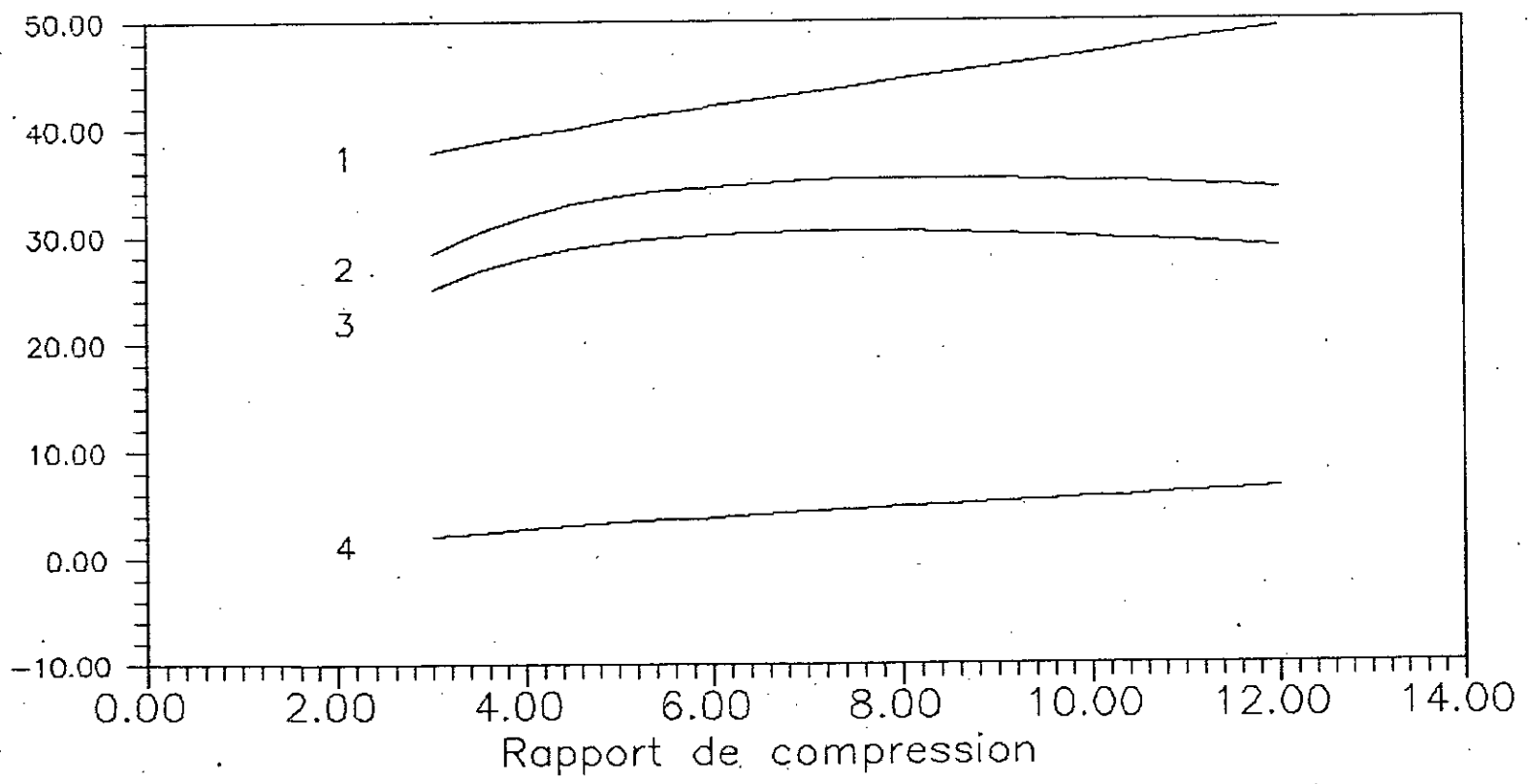
FIG(5-4) Rendement thermique en fonction
du rapport de compression & T3



FIG(5-5) Rendement exergetique en fonction
du rapport de compression & T3



FIG(5-6): 1-Pertes exergetiques dans la .c.de combustion
2-Rendement thermique
3-Rendement exergetiques
4-Pertes exegetiques dans le compresseur



Conclusion

C O N C L U S I O N

La théorie de l'exergie constitue un outil de travail extrêmement pratique dès que l'on veut mettre en évidence la qualité thermodynamique d'un système.

Elle nous a permis de poser un véritable diagnostic concernant le cycle étudié.

Le programme développé nous a permis de faire tous les calculs thermodynamiques du cycle et de déterminer l'influence des paramètres caractérisant le fonctionnement de l'installation tels que le taux de compression et la température d'admission à la turbine.

Ces conditions optimales seront obtenues par des températures des gaz de combustion élevées, mais cette condition sera limitée par la résistance des matériaux aux contraintes thermiques.

L'étude exérgétique nous a permis de localiser et de quantifier les sources d'irréversibilités dans notre cycle et nous oriente par conséquent à apporter des solutions au niveau de la chambre de combustion, et au niveau des gaz qui quittent la turbine.

Concernant la chambre de combustion, le problème est très délicat étant donné qu'il s'agit de remplacer le processus de combustion pour un autre moins irréversible.

Quant aux gaz de combustion, qui sont aussi d'une importante quantité d'énergie encore utilisable, les solutions sont nombreuses: à côté de la récupération et de la cogénération; ces dernières années, les chercheurs ont développé des centrales thermiques combinées exploitant l'énergie des gaz pour produire de la vapeur pour un cycle utilisant une petite turbine à vapeur.

A N N E X E

A N N E X E : A

R E S U L T A T S

-----T3-----									
1200.00K									
BC	WC	PRLC	PRLCC	WT	WU	RNCY	PRLT	T4	RENDECY
3.0	130.04	2.24	40.15	1037.10	907.05	0.2204	4.14	928.47	0.1942
3.5	154.51	2.66	41.13	1089.99	935.47	0.2340	4.41	896.07	0.2065
4.0	174.94	3.02	41.99	1125.01	950.07	0.2437	4.60	869.15	0.2152
4.5	193.38	3.35	42.79	1147.42	954.04	0.2505	4.72	846.24	0.2213
5.0	212.92	3.70	43.69	1157.13	944.21	0.2542	4.79	826.40	0.2247
5.5	229.43	4.01	44.49	1163.17	933.73	0.2569	4.84	808.96	0.2273
6.0	244.98	4.31	45.28	1164.80	919.82	0.2585	4.85	793.45	0.2287
6.5	260.58	4.61	46.09	1161.75	901.17	0.2587	4.84	779.51	0.2291
7.0	273.07	4.86	46.77	1160.10	887.02	0.2592	4.82	766.90	0.2295
7.5	286.66	5.14	47.53	1153.83	867.18	0.2583	4.78	755.39	0.2289
8.0	300.29	5.43	48.32	1145.16	844.87	0.2567	4.72	744.83	0.2275
8.5	312.89	5.70	49.08	1136.08	823.19	0.2548	4.66	735.09	0.2259
9.0	324.46	5.95	49.82	1126.81	802.34	0.2528	4.59	726.06	0.2242
9.5	336.08	6.22	50.58	1116.15	780.07	0.2502	4.50	717.65	0.2220
10.0	347.71	6.49	51.37	1104.30	756.59	0.2472	4.41	709.79	0.2194
10.5	358.31	6.74	52.11	1093.28	734.96	0.2442	4.32	702.43	0.2168
11.0	368.94	7.00	52.88	1081.38	712.44	0.2409	4.21	695.50	0.2139
11.5	378.54	7.24	53.60	1070.61	692.07	0.2377	4.11	688.96	0.2112
12.0	389.22	7.52	54.42	1057.28	668.06	0.2336	3.99	682.78	0.2076

TABLEAU:(5-1)

T3									

	1240.00K							T4	RENDECY
BC	WC	PRLC	PRLCC	WT	WU	RNCY	PRLT		
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
3.0	130.04	2.11	38.92	1226.03	1095.99	0.2513	4.72	959.41	0.2215
3.5	154.51	2.51	39.81	1290.75	1136.24	0.2678	5.07	925.94	0.2363
4.0	174.94	2.84	40.58	1334.20	1159.27	0.2798	5.32	898.12	0.2470
4.5	193.38	3.15	41.32	1362.68	1169.30	0.2884	5.50	874.45	0.2548
5.0	212.92	3.48	42.13	1376.31	1163.39	0.2939	5.62	853.95	0.2598
5.5	229.43	3.76	42.85	1385.37	1155.94	0.2981	5.71	835.92	0.2636
6.0	244.98	4.03	43.55	1389.15	1144.17	0.3009	5.76	819.89	0.2663
6.5	260.58	4.31	44.28	1387.41	1126.83	0.3024	5.79	805.50	0.2677
7.0	273.07	4.54	44.88	1387.02	1113.94	0.3039	5.81	792.46	0.2691
7.5	286.66	4.79	45.56	1381.28	1094.63	0.3040	5.81	780.57	0.2694
8.0	300.29	5.05	46.26	1372.70	1072.41	0.3034	5.79	769.66	0.2689
8.5	312.89	5.30	46.94	1363.53	1050.64	0.3025	5.76	759.59	0.2682
9.0	324.46	5.53	47.59	1354.06	1029.60	0.3014	5.72	750.26	0.2673
9.5	336.08	5.77	48.26	1342.94	1006.86	0.2997	5.67	741.57	0.2659
10.0	347.71	6.01	48.96	1330.40	982.70	0.2975	5.61	733.45	0.2641
10.5	358.31	6.24	49.61	1318.74	960.43	0.2954	5.54	725.84	0.2623
11.0	368.94	6.47	50.28	1306.04	937.09	0.2929	5.47	718.68	0.2601
11.5	378.54	6.69	50.91	1294.55	916.00	0.2905	5.40	711.93	0.2581
12.0	389.22	6.93	51.62	1280.13	890.92	0.2873	5.31	705.54	0.2553

TABLEAU:(5-2)

T3

1320.00K									
BC	WC	PRLC	PRLCC	WT	WU	RNCY	PRLT	T4	RENDECY
3.0	130.04	1.89	36.80	1681.53	1551.49	0.3192	5.93	1021.31	0.2813
3.5	154.51	2.24	37.54	1775.48	1620.97	0.3419	6.42	985.68	0.3016
4.0	174.94	2.54	38.19	1839.95	1665.01	0.3588	6.79	956.07	0.3168
4.5	193.38	2.80	38.80	1883.69	1690.31	0.3714	7.08	930.87	0.3282
5.0	212.92	3.09	39.47	1907.49	1694.57	0.3804	7.29	909.04	0.3363
5.5	229.43	3.33	40.07	1924.49	1695.05	0.3876	7.46	889.85	0.3428
6.0	244.98	3.57	40.65	1934.04	1689.06	0.3931	7.60	872.79	0.3479
6.5	260.58	3.81	41.24	1936.08	1675.50	0.3970	7.70	857.47	0.3515
7.0	273.07	4.00	41.73	1939.24	1666.17	0.4006	7.79	843.59	0.3548
7.5	286.66	4.22	42.28	1935.33	1648.67	0.4028	7.85	830.93	0.3569
8.0	300.29	4.43	42.85	1927.51	1627.22	0.4041	7.90	819.31	0.3582
8.5	312.89	4.64	43.39	1918.67	1605.78	0.4049	7.93	808.60	0.3591
9.0	324.46	4.83	43.92	1909.19	1584.73	0.4055	7.95	798.66	0.3597
9.5	336.08	5.03	44.45	1897.45	1561.37	0.4054	7.95	789.41	0.3598
10.0	347.71	5.23	45.00	1883.76	1536.05	0.4049	7.95	780.77	0.3594
10.5	358.31	5.42	45.52	1870.99	1512.68	0.4043	7.94	772.67	0.3589
11.0	368.94	5.61	46.05	1856.79	1487.84	0.4033	7.92	765.05	0.3581
11.5	378.54	5.79	46.54	1843.96	1465.42	0.4023	7.91	757.86	0.3574
12.0	389.22	5.99	47.10	1827.40	1438.18	0.4006	7.87	751.06	0.3559

TABLEAU:(5-3)

```

=====
= Pertes Exergetiques dans le compresseur En fonctin du Taux =
= de compression en(%) pour divers valeurs de T3 =
=====
T3 ! 1200 K ! 1240 K ! 1280 K ! 1320 K ! 1360 k ! 1400 K
----- !
TAUXC !
-----
3.0 2.24 2.11 2.00 1.89 1.80 1.71
3.5 2.66 2.51 2.37 2.24 2.13 2.02
4.0 3.02 2.84 2.68 2.54 2.40 2.28
4.5 3.35 3.15 2.97 2.80 2.65 2.52
5.0 3.70 3.48 3.27 3.09 2.92 2.77
5.5 4.01 3.76 3.54 3.33 3.15 2.99
6.0 4.31 4.03 3.79 3.57 3.37 3.19
6.5 4.61 4.31 4.05 3.81 3.59 3.40
7.0 4.86 4.54 4.26 4.00 3.77 3.57
7.5 5.14 4.79 4.49 4.22 3.97 3.75
8.0 5.43 5.05 4.73 4.43 4.17 3.94
8.5 5.70 5.30 4.95 4.64 4.36 4.12
9.0 5.95 5.53 5.16 4.83 4.54 4.28
9.5 6.22 5.77 5.38 5.03 4.72 4.45
10.0 6.49 6.01 5.60 5.23 4.91 4.62
10.5 6.74 6.24 5.81 5.42 5.08 4.78
11.0 7.00 6.47 6.02 5.61 5.26 4.94
11.5 7.24 6.69 6.21 5.79 5.42 5.09
12. 7.52 6.93 6.43 5.99 5.60 5.25
=====

```

TABLEAU:(5-4)

=====
 Pertes exergetiques dans la chambre de combustion en fonction du taux
 de compressin en(%) pour divers valeurs de T3
 =====

T3 !	1200 K	1240 K	1280 K	1320 K	1360 K	1400K
Tauxc !						
3.0	40.15	38.92	37.82	36.80	35.86	35.01
3.5	41.13	39.81	38.63	37.54	36.55	35.64
4.0	41.99	40.58	39.34	38.19	37.14	36.20
4.5	42.79	41.32	40.00	38.80	37.70	36.71
5.0	43.69	42.13	40.74	39.47	38.32	37.28
5.5	44.49	42.85	41.39	40.07	38.86	37.78
6.0	45.28	43.55	42.02	40.65	39.39	38.26
6.5	46.09	44.28	42.68	41.24	39.93	38.76
7.0	46.77	44.88	43.23	41.73	40.38	39.17
7.5	47.53	45.56	43.84	42.28	40.88	39.62
8.0	48.32	46.26	44.46	42.85	41.39	40.09
8.5	49.08	46.94	45.07	43.39	41.88	40.54
9.0	49.82	47.59	45.65	43.92	42.36	40.97
9.5	50.58	48.26	46.25	44.45	42.84	41.41
10.0	51.37	48.96	46.86	45.00	43.34	41.86
10.5	52.11	49.61	47.44	45.52	43.80	42.28
11.0	52.88	50.28	48.04	46.05	44.28	42.71
11.5	53.60	50.91	48.59	46.54	44.71	43.10
12.0	54.42	51.62	49.22	47.10	45.21	43.55

=====
 TABLEAU:(5-5)

=====
 Rendement thermique en fonction du rapport de compression et pour divers
 valeurs de la temperature d'admission
 =====

T3	! 1200K	! 1240K	! 1280K	! 1320K	! 1360K	! 1400K
Tauxc	!					
3.0	0.2204	0.2513	0.2842	0.3192	0.3564	0.3959
3.5	0.2340	0.2678	0.3037	0.3419	0.3825	0.4255
4.0	0.2437	0.2798	0.3181	0.3588	0.4020	0.4477
4.5	0.2505	0.2884	0.3287	0.3714	0.4168	0.4648
5.0	0.2542	0.2939	0.3359	0.3804	0.4275	0.4775
5.5	0.2569	0.2981	0.3416	0.3876	0.4363	0.4879
6.0	0.2585	0.3009	0.3457	0.3931	0.4432	0.4961
6.5	0.2587	0.3024	0.3484	0.3970	0.4483	0.5025
7.0	0.2592	0.3039	0.3509	0.4006	0.4530	0.5083
7.5	0.2583	0.3040	0.3521	0.4028	0.4562	0.5125
8.0	0.2567	0.3034	0.3524	0.4041	0.4584	0.5157
8.5	0.2548	0.3025	0.3524	0.4049	0.4602	0.5184
9.0	0.2528	0.3014	0.3522	0.4055	0.4615	0.5206
9.5	0.2502	0.2997	0.3513	0.4054	0.4623	0.5221
10.0	0.2472	0.2975	0.3500	0.4049	0.4625	0.5230
10.5	0.2442	0.2954	0.3487	0.4043	0.4626	0.5238
11.0	0.2409	0.2929	0.3469	0.4033	0.4623	0.5242
11.5	0.2377	0.2905	0.3453	0.4023	0.4620	0.5245
12.0	0.2336	0.2873	0.3428	0.4006	0.4609	0.5241

=====
 TABLEAU:(5-6)

=====

= Travail net en fonction du rapport de compression pour divers valeurs =

= de la temperature d'admission =

=====

T3	1200K	1240K	1280K	1320K	1360K	1400K
Tauxc						
3.0	907.05	1095.99	1309.88	1551.49	1823.33	2127.34
3.5	935.47	1136.24	1363.74	1620.97	1910.64	2234.84
4.0	950.07	1159.27	1396.53	1665.01	1967.57	2306.42
4.5	954.04	1169.30	1413.63	1690.31	2002.33	2351.98
5.0	944.21	1163.39	1412.38	1694.57	2013.02	2370.12
5.5	933.73	1155.94	1408.56	1695.05	2018.57	2381.55
6.0	919.82	1144.17	1399.41	1689.06	2016.35	2383.77
6.5	901.17	1126.83	1383.74	1675.50	2005.36	2375.86
7.0	887.02	1113.94	1372.44	1666.17	1998.42	2371.78
7.5	867.18	1094.63	1353.90	1648.67	1982.30	2357.39
8.0	844.87	1072.41	1331.95	1627.22	1961.60	2337.71
8.5	823.19	1050.64	1310.26	1605.78	1940.63	2317.44
9.0	802.34	1029.60	1289.13	1584.73	1919.82	2297.09
9.5	780.07	1006.86	1266.02	1561.37	1896.35	2273.65
10.0	756.59	982.70	1241.25	1536.05	1870.60	2247.58
10.5	734.96	960.43	1218.39	1512.68	1846.80	2223.46
11.0	712.44	937.09	1194.28	1487.84	1821.30	2197.38
11.5	692.07	916.00	1172.50	1465.42	1798.30	2173.87
12.0	668.06	890.92	1146.33	1438.18	1770.01	2144.56

TABLEAU :(5-7)

=====
 Rendement exergetique en fonction du rapport de compression pour divers
 valeurs de T3
 =====

T3	1200K	1240K	1280K	1320K	1360K	1400K

Tauxc						
3.0	0.1942	0.2215	0.2505	0.2813	0.3141	0.3490
3.5	0.2065	0.2363	0.2680	0.3016	0.3374	0.3754
4.0	0.2152	0.2470	0.2808	0.3168	0.3549	0.3953
4.5	0.2213	0.2548	0.2904	0.3282	0.3682	0.4106
5.0	0.2247	0.2598	0.2969	0.3363	0.3780	0.4221
5.5	0.2273	0.2636	0.3021	0.3428	0.3859	0.4315
6.0	0.2287	0.2663	0.3059	0.3479	0.3922	0.4391
6.5	0.2291	0.2677	0.3084	0.3515	0.3969	0.4449
7.0	0.2295	0.2691	0.3108	0.3548	0.4012	0.4502
7.5	0.2289	0.2694	0.3120	0.3569	0.4042	0.4542
8.0	0.2275	0.2689	0.3124	0.3582	0.4064	0.4572
8.5	0.2259	0.2682	0.3125	0.3591	0.4081	0.4597
9.0	0.2242	0.2673	0.3124	0.3597	0.4094	0.4618
9.5	0.2220	0.2659	0.3117	0.3598	0.4102	0.4633
10.0	0.2194	0.2641	0.3106	0.3594	0.4105	0.4642
10.5	0.2168	0.2623	0.3095	0.3589	0.4107	0.4651
11.0	0.2139	0.2601	0.3081	0.3581	0.4106	0.4655
11.5	0.2112	0.2581	0.3067	0.3574	0.4104	0.4659
12.0	0.2076	0.2553	0.3046	0.3559	0.4095	0.4656

TABLEAU:(5-8)

A N N E X E : B

P R O G R A M M E

 Republique Algerienne Democratique et Populaire
 Ministere de l'Enseignement Superieur
 Ecole nationale Polytechnique El-Harrach
 Departement : Genie Mecanique
 Promoteur : H. Bennour
 Eleve Ingenieur : Chita -Lakhdar
 Sujet : Etude Thermodynamique d'un cycle Turbine A gaz
 par la methode Exergetique
 Annee universitaire : 89 /90

DIMENSION AIR(91,3),CO2(27,3),O2(27,3),H2O(27,3),TN2(27,3)
 LECTURE DES DONNEES

```

OPEN(UNIT=1,FILE='NAC1.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=2,FILE='NAC2.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=3,FILE='NAC3.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=4,FILE='NAC4.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=5,FILE='NAC5.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=6,FILE='RES.DAT',STATUS='NEW')
OPEN(UNIT=7,FILE='RES2.DAT',STATUS='NEW')
OPEN(UNIT=8,FILE='RES3.DAT',STATUS='NEW')
READ(1,A)((AIR(I,J),J=1,3),I=1,91)

READ(2,A)((CO2(I,J),J=1,3),I=1,27)

READ(3,A)((O2(I,J),J=1,3),I=1,27)

READ(4,A)((H2O(I,J),J=1,3),I=1,27)

READ(5,A)((TN2(I,J),J=1,3),I=1,27)
PRINT*,((TN2(I,J),I=1,27),J=1,3)
DATA T1,CA0,CA1,CA2 /298.15,0.99,-0.043E-3,0.21E-6/
DATA TAUXCC,TA,PI,RA/ 0.99,288.15,0.1,0.287/
DATA RENDC,RENT,TAUXS / 0.85,0.85,0.99/
WRITE(7,100)
FORMAT(15X,'RESULTATS',/,12X,19(H-))
DO 111 T3=1200,1400,40
WRITE(7,110)
WRITE(8,110)
FORMAT(15X,'T3',/,12X,10(H-))
WRITE(7,120)T3
WRITE(8,120)T3
FORMAT(13X,F8.2,'K')
WRITE(7,2)
FORMAT(2X,'BC',4X,'WC',7X,'RLC',5X,'RNDXC',5X,'WT',
6X,'WD',5X,'RNCY',4X,'RLT',3X,'RENDET',3X,'RENDECY')
WRITE(7,113)
FORMAT(1X,4(H-),2X,4(H-),4X,5(H-),3X,7(H-),2X,6(H-),
2X,6(H-),2X,6(H-),2X,6(H-),2X,6(H-))
WRITE(8,222)
FORMAT(2X,'BC',4X,'WC',7X,'PRLC',5X,'PRLCC',5X,'WT',
6X,'WD',5X,'RNCY',4X,'PRLT',3X,'T4',3X,'RENDECY')
    
```

```

WRITE(8,213)
FORMAT(1X,4(H-),2X,4(H-),4X,5(H-),3X,7(H-),2X,6(H-),
2X,6(H-),2X,6(H-),2X,6(H-),2X,6(H-),2X,6(H-))
DO 80 TauxC=3,12,.5

DETERMINATION DE H1,S1
-----
CALL FAIR(91,3,T1,AIR,H1,S1)
PRINT A,'TAUXC=',TAUXC
WRITE(6,5) H1,S1
  PRINTA,'H1=',H1
  PRINTA,'S1=',S1
FORMAT(5X,'H1=',F8.2,'KJ/KG',/,5X,'S1=',F8.3,'KJ/KG.K')
DETERMINATION DE LA TEMPERATURE A LA SORTIE DU COMPRESSEUR
CALL TEMPI(T1,TAUXC,CA0,CA1,CA2,RA,RENDC,T2)
WRITE(6,6) T2
  PRINTA,'T2=',T2
FORMAT(5X,'T2=',F6.2,'K')
P2=PI*TAUXC
TAUXT=1/(TAUXC*TAUXCC*TAUXS)
WRITE(6,66)TAUXT
  PRINTA,'TAUXT=',TAUXT
FORMAT(5X,'TAUXT=',F10.4)
P3=TAUXCC*P2
DETERMINATION DE H2,S2
CALL FAIR(91,3,T2,AIR,H2,S2)
WRITE(6,7)H2,S2
  PRINTA,'H2=',H2
  PRINTA,'S2=',S2
FORMAT(5X,'H2=',F8.2,'KJ/KG',/,5X,'S2=',F8.3,'KJ/KG.K')
LE TRAVAIL DU COMPRESSEUR
WC=H2-H1
WRITE(6,8) WC
  PRINTA,'WC=',WC
  FORMAT(5X,'WC=',F8.2)
PERTES EXERGETIQUES AU NIVEAU DU COMPRESSEUR
DS=S2-S1
RLC=TA*DS
PRINTA,'RLC=',RLC
WRITE(6,9) RLC
  FORMAT(5X,'RLC=',F10.3)
RENDEMENT EXERGETIQUE DU COMPRESSEUR
RENDEXC=1-RLC/WC
WRITE(6,10) RENDEXC
  FORMAT(5X,'RENDEXC=',F11.4)
PRINTA,'RENDEXC=',RENDEXC

DATA HEC4,HEC2H6,HEC3H8,HEC4H10,HEC5H12,HEC6H14,
HECO2,HFH20,HFO2/-74873.,-84667.,-103847.,
-126148.,-146475.,-167233.,-393522.,-241827.,0./
DATA SEC4,SEC2H6,SEC3H8,SEC4H10,SEC5H12,SEC6H14,
SECO2,SEH20,SEO2,SEN2/186.16,229.49,270.019,310.237,
348.69,388.40,213.64,188.833,205.322,191.611/

Calcul de la chaleur de reaction
GCC=(HEC+(1.093+4.054/4.)*HFO2) - (1.093*HECO2+(4.054/2.)*HFH20)

```

HFC=0.83*HFC4+0.07*HFC2H6+0.02*HFC3H8+0.0085*HFC4H10
 HFC=HFC+0.0029*HFC5H12+0.0014*HFC6H14
 HER=HFC+2.106*HFO2
 HFP=1.093*HFCO2+2.027*HEH2O
 GCC=(HER-HFP)
 GCC=GCC/18.98

DETERMINATION DE DH3CO2,DS3CO2

CALL FO2(27,3,T3,CO2,DH3CO2,DS3CO2)
 WRITE(6,18)DH3CO2,DS3CO2
 FORMAT(5X,'DH3CO2=',F8.2,/,5X,'DS3CO2=',F8.3)
 PRINT*, 'DH3CO2=', DH3CO2
 PRINT*, 'DS3CO2=', DS3CO2
 DETERMINATION DE DH3H2O,DS3H2O

CALL FH2O(27,3,T3,H2O,DH3H2O,DS3H2O)
 WRITE(6,20)DH3H2O,DS3H2O
 FORMAT(5X,'DH3H2O=',F8.2,/,5X,'DS3H2O=',F8.3)
 DETERMINATION DE DH3O2,DS3O2

CALL FO2(27,3,T3,O2,DH3O2,DS3O2)
 WRITE(6,22)DH3O2,DS3O2
 PRINT*, 'DH3O2=', DH3O2
 PRINT*, 'DS3O2=', DS3O2
 FORMAT(5X,'DH3O2=',F8.2,/,5X,'DS3O2=',F8.3)
 DETERMINATION DE OHN2,DSN2

CALL FTN2(27,3,T3,IN2,DH3N2,DS3N2)
 WRITE(6,25)DH3N2,DS3N2
 FORMAT(5X,'DH3N2=',F8.2,/,5X,'DS3N2=',F8.3)
 PRINT*, 'DH3N2=', DH3N2
 PRINT*, 'DS3N2=', DS3N2
 DETERMINATION DE L'ECCEZ D'AIR

AHP=1.093*(HFCO2+DH3CO2)+2.027*(HEH2O+DH3H2O)-2.106*(HFO2+DH3O2)
 PRINT*, 'AHP=', AHP
 BHP=7.920*(HEN2+DH3N2)+2.106*(HFO2+DH3O2)
 PRINT*, 'BHP=', BHP
 AHR=HFC

PRINT*, 'AHR=', AHR
 CALL FTN2(27,3,T2,IN2,DH2N2,DS2N2)
 CALL FO2(27,3,T2,O2,DH2O2,DS2O2)
 BHR=2.106*(DH2O2+3.76*DH2N2)
 PRINT*, 'BHR=', BHR
 RLAMDA=(AHR-AHP)/(BHP-BHR)
 WRITE(6,50)RLAMDA
 PRINT*, 'RLAMDA', RLAMDA
 FORMAT(5X,'RLAMDA=',F8.2)
 MC=18.98

RAPPORT AIR-COMBUSTIBLE
 AC=2.106*RLAMDA*28.97/MC

CLCUL DU POUVOIR EXERGETIQUE

P.e=ec+ea-e30
 SC=HFC-TA*SEC
 SCH4=SFCH4-8.314*LOG(.83*P2*10)

```

SC2H6=SFC2H6-8.314*LOG(.07*P2*10)
SC3H8=SFC3H8-8.314*LOG(.02*P2*10)
SC4H10=SFC4H10-8.314*LOG(.0085*P2*10)
SC5H12=SFC5H12-8.314*LOG(.0029*P2*10)
SC6H14=SFC6H14-8.314*LOG(.0014*P2*10)
SEC=0.83*SC4+0.07*SC2H6+0.02*SC3H8
SEC=SEC+0.0085*SC4H10+0.0029*SC5H12+0.0014*SC6H14
PRINTA,'SEC=',SEC
EC=SEC-TA*SEC
PRINTA,'EC=',EC
EA=SEC-TA*SEC
SC02=SFC02-8.314*LOG(.35*P2*10)
SH20=SFH20-8.314*LOG(.65*P2*10)
SPP=1.093*SC02+2.027*SH20
ESP=HEP-TA*ESP
PE=EC+EA-ESP
PE=PE/(MC*AC)
PRINTA,'PE=',PE
WRITE(6,40)PE
FORMAT(5X,'PE=',F10.2)

```

CLCUL DES PERTES EXERGETIQUES

```

-----
P3=TAUXCC*P2
P4=TAUXT*P3
LCC=TA*(SR-SP)
S02=SF02-8.314*LOG(.21*P2*10)
SN2=SFN2-8.314*LOG(.79*P2*10)
SAIR=.21*S02+.79*SN2
SR=SEC+RLAMDA*2.016*SAIR
RN=1.093+2.027+(RLAMDA-1)*2.016+7.92*RLAMDA
PRINTA,'RN=',RN
RNC02=1.093/RN
PRINTA,'RNC02=',RNC02
RNN2=2.027/RN
PRINTA,'RNN2=',RNN2
RND2=(RLAMDA-1)*2.106/RN
RNN2=RLAMDA*7.92/RN
PRINTA,'RNN2=',RNN2
H3=1.093*(HEC02+DH3C02)+2.027*(HEH20+DH3H20)
H3=H3+(RLAMDA-1)*2.106*(HEC02+DH3C02)+7.92*RLAMDA*(HEH20+DH3H20)
H3=H3/(MC*AC)
PRINTA,'H3=',H3
S3C02=DS3C02-8.314*LOG(RNC02*P3*10)
S3H20=DS3H20-8.314*LOG(RNN2*P3*10)
S302=DS302-8.314*LOG(RND2*P3*10)
S3N2=DS3N2-8.314*LOG(RNN2*P3*10)
SP3=1.093*S3C02+2.027*S3H20+(RLAMDA-1)*2.106*S302+7.92*RLAMDA*S3N2
WRITE(6,41)SP3
FORMAT(5X,'SP3=',F10.3)
LA MASSE MOLAIRE DES PRODUITS DE COMBUSTION
RMG=(17.2184+289.152*RLAMDA)/(1.014+RLAMDA*10.026)
PRINTA,'MG=',RMG
RG=8.314/RMG
QCC=QCC/AC
WRITE(6,30)QCC
FORMAT(5X,'QCC=',F10.3)
RLCC=TA*(SP3-SR)

```

```

SP4=1.093*AS4CO2+2.027*AS4H2O+(RLAMDA-1)*2.106*AS4O2+7.92*RLAMDA*AS4N2
DS34=CPG34*ALOG(T3/T4)-RA*LOG(P3/P4)
RLT=TA*DS34
WT=CPG34*(T3-T4)
DE34=WT+TA*DS34
RENDET=1-RLT/DE34
WU=WT-WC
PRINT*, 'WU=', WU
RENDCYC=WU/QCC
PRINT*, 'RENDCYC=', RENDCYC
PRINT*, 'WT=', WT
RDECY=WU/PE
PRLC=RLC*100/PE
PRLCC=RLCC*200/PE
PRLT=RLT*100/PE
WRITE(7,123)TAUXC,WC,RLC,RENDEXC,WT,WU,RENDCYC,RLT,RENDET,RDECY
FORMAT(1X,F4.1,2X,F6.2,2X,F6.2,2X,F6.4,2X,F8.2,1X,F8.2,2X,
1 F6.4,2X,F6.2,2X,F6.4,2X,F6.4)
WRITE(8,223)TAUXC,WC,PRLC,PRLCC,WT,WU,RENDCYC,PRLT,T4,RDECY
1 FORMAT(1X,F4.1,2X,F6.2,3X,F4.2,3X,F5.2,2X,F7.2,2X,F7.2,2X,
F6.4,2X,F5.2,2X,F7.2,2X,F6.4)
CONTINUE
CONTINUE
STOP
END

```

SOUS-PROGRAMME D'INTERPOLATION LINEAIRE
FOUR LE CYCLE A GAZ

```

SUBROUTINE fair(K,L,T,AIR,H,S)
DIMENSION AIR(91,3),B(3)
DO 1 I=2,K
IF(AIR(I,1).GE.T) GO TO 2
CONTINUE
A=T-AIR(I-1,1)
DO 3 J=1,L
B(J)=AIR(I,J)-AIR(I-1,J)
CONTINUE
RA=A/B(1)
H=AIR(I-1,2)+RA*B(2)
S=AIR(I-1,3)+RA*B(3)
RETURN
END

SUBROUTINE fCO2(K,L,T,CO2,DH,DS)
DIMENSION CO2(27,3),B(3)
DO 1 I=2,K
IF(CO2(I,1).GE.T) GO TO 2
CONTINUE
A=T-CO2(I-1,1)
DO 3 J=1,L
B(J)=CO2(I,J)-CO2(I-1,J)
CONTINUE
RA=A/B(1)
DH=CO2(I-1,2)+RA*B(2)
DS=CO2(I-1,3)+RA*B(3)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE FH20(K,L,T,H20,DH,DS)
DIMENSION H20(27,3),B(3)
DO 1 I=2,K
  IF(H20(I,1).GE.T) GO TO 2
  CONTINUE
A=T-H20(I-1,1)
DO 3 J=1,L
  B(J)=H20(I,J)-H20(I-1,J)
  CONTINUE
RA=A/B(1)
DH=H20(I-1,2)+RA*B(2)
DS=H20(I-1,3)+RA*B(3)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE FO2(K,L,T,O2,DH,DS)
DIMENSION O2(27,3),B(3)
DO 1 I=2,K
  IF(O2(I,1).GE.T) GO TO 2
  CONTINUE
A=T-O2(I-1,1)
DO 3 J=1,L
  B(J)=O2(I,J)-O2(I-1,J)
  CONTINUE
RA=A/B(1)
DH=O2(I-1,2)+RA*B(2)
DS=O2(I-1,3)+RA*B(3)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE FTN2(K,L,T,TN2,DH,DS)
DIMENSION TN2(27,3),B(3)
DO 1 I=2,K
  IF(TN2(I,1).GE.T) GO TO 2
  CONTINUE
A=T-TN2(I-1,1)
DO 3 J=1,L
  B(J)=TN2(I,J)-TN2(I-1,J)
  CONTINUE
RA=A/B(1)
DH=TN2(I-1,2)+RA*B(2)
DS=TN2(I-1,3)+RA*B(3)
RETURN
END

```

SUBROUTINE PERMETTANT DE CALCULER LA TEMPERATURE A LA SORTIE
DU COMPRESSEUR

```

SUBROUTINE TEMPI(T,B,CO,C1,C2,R,REND,TS)
REAL*16 D,RR
PRINT*,CO,C1,C2,R,REND,B
C11=C1/CO
C22=C2/(CO*2)
X11=C11*AT+C22*AT*AT
PRINT*, 'X11=',X11
E=R/(CO*REND)
K1=T+B*E
PRINT*, 'K1=',K1

```


Bibliographie

BIBLIOGRAPHIE :

- I-Thermodynamique: technique HOUBERECHTS 4° edition 76
- 2-Cycle de conférences PATIGNY ENP/1989
- 3-Fundamentals of classical thermodynamics VAN WILEN OPU/1967
- 4-Thermodynamique et énergétique L.BOREL Tec.Doc /84
- 5-Thermodynamique technique V.KIRILLIN MIR/81
- 6-Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes M.FEIDT Tec.Doc/87
- 7-thermique générale L.CHVETS MIR/69
- 8-La Turbine à gaz P.CHAMBADAL Ed-Eyrolles/76
- 9-COURS T.C.E M.AIT ALI ENP/87-88
- 10- COURS Thermodynamique H.BENNOUR ENP/89-90
- II-Revues BROWN-BOVERI N°13 ,II/1982
- I2-Revue ENTROPIE N° 139,142/1988
- I3-Revue ASME N° 109,110 /1987

