

13/87

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

1ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المكتبة الوطنية المتعددة اللغات  
BIBLIOTHEQUE المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT : **DE GENIE - MECANIQUE**

## PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

**ANALYSE CONCEPTUELLE  
D'UN CYCLE COMBINE  
GAZ - VAPEUR**

Proposé Par :

**M. A. AIT ALI**

Etudié par :

**MOUACI  
Fatah-Eddine**

Dirigé par :

**M. A. AIT ALI**

PROMOTION : **Janvier**



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DEPARTEMENT : DE GENIE - MECANIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

ANALYSE CONCEPTUELLE  
D'UN CYCLE COMBINE  
GAZ - VAPEUR

Proposé Par :  
M. A. AIT ALI

Etudié par :  
MOUACI  
Fatah-Eddine

Dirigé par :  
M. A. AIT ALI

PROMOTION : Janvier 1987

Ministere de l'Enseignement Supérieur  
Ecole Nationale Polytechnique

وزارة التعليم العالي  
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département : Mécanique  
Promoteur : M.A.AIT ALI  
Elève Ingénieur : F.E.MOUACI

دائرة : الهندسة الميكانيكية  
الموجه : م.م. أيت علي  
الطالب : فاتح الدين مواصي

الموضوع : تحليل ابتكاري لدورة غازية - بخارية مائية مزدوجة

المخلص : تتمثل هذه الدراسة في إعداد برنامج معلوماتي لحساب الخصائص الديناميكية الحرارية لدورة مزدوجة غازية - بخارية تحتوي على عنفة بخارية، عنفة غازية ومهوض حرارة الغازات الناتجة من الاحتراق لهذه الأخيرة. يسمح هذا البرنامج بحساب العمل النوعي والمردود الحراري للدورة وتحسينها التي من أجلها ينبغي الأخذ بعين الاعتبار المعطيات الديناميكية الحرارية للدورة المزدوجة.

SUJET : Analyse conceptuelle d'un cycle combiné gaz-vapeur

RESUME : Cette étude est une mise au point d'un programme informatique pour le calcul thermodynamique d'un cycle combiné gaz-vapeur comprenant une turbine à vapeur, une turbine à gaz et un récupérateur de chaleur des gaz d'échappement de cette dernière. Le programme développé permet de calculer le travail net spécifique et le rendement thermique pour lequel on spécifie les paramètres thermodynamiques du cycle combiné, et de maximiser le travail net ou le rendement de ce cycle combiné.

SUBJECT : Conceptual analysis of gas-steam combined cycle

ABSTRACT : This project is aimed at developing a computer program to evaluate the performance of a thermodynamic gas and steam combined cycle, made of a gas turbine, steam generator and a steam turbine.

The developed program will calculate the specific net work and the cycle efficiency for which we specify and vary the relevant parameters in order to maximize the net work or the efficiency.

- REMERCIEMENTS -

A monsieur M.A AIT ALI, Professeur à l'E.N.P.A, mon promoteur, pour son aide et son soutien durant toute la période de préparation de mon projet.

A monsieur GAHMOUSSE, Professeur à l'E.N.P.A d'avoir présidé ce Juré

A messieurs BENBRAIKA et YOUNSI, Chargés de cours à l'E.N.P.A d'avoir accepté de faire partie du Juré.

A tous ceux qui ont contribué à ma formation depuis mon jeune âge.

- DEDICACES -

A ma mère qui s'est toujours sacrifiée pour moi.

A mon père

A mes deux sœurs et leurs familles.

A Nadia pour le rôle qu'elle a joué dans ma vie au cours de la réalisation de ce mémoire.

A toute ma famille pour son soutien moral.

A tous mes amis(es)

Je dédie ce modeste travail.

Jatah

# SOMMAIRE



## CHAPITRE I : INTRODUCTION

- 1/ Généralités 1
- 2/ Objectif de l'étude 3

## CHAPITRE II : CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA VAPEUR D'EAU

- 1/ Exploitation des résultats de l'étude du cycle vapeur 6
- 2/ Choix du cycle à vapeur pour le cycle combiné 12
- 3/ Analyse des transformations du cycle vapeur 13
- 4/ Travail net spécifique et puissance électrique du turbogroupe à vapeur 18

## CHAPITRE III : CYCLE THERMODYNAMIQUE POUR LA TURBINE A GAZ

- 1/ Exploitation des résultats de l'étude du cycle à gaz 20
- 2/ Choix du cycle à gaz pour le cycle combiné 24
- 3/ Analyse des transformations du cycle à gaz 26
- 4/ Notions sur la combustion 29
- 5/ Travail net spécifique et puissance électrique du turbogroupe à gaz. 37

## CHAPITRE IV : CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR

1/ Variantes de centrales combinées à turbine à gaz et à vapeur	41
2/ Choix du cycle combiné gaz-vapeur	45
3/ Principaux composants de la centrale	48
4/ Travail et rendement du cycle combiné	50
5/ Approche analytique de l'optimisation	51

## CHAPITRE V : ELABORATION DU PROGRAMME D'ORDINATEUR

1/ Méthode d'optimisation utilisée	55
2/ Description générale du programme	58
3/ Notations et symboles utilisés dans le programme	64
4/ Organigramme	67
5/ Programme	Annexe
6/ Resultats	83

## APPENDICE : APPLICATION DE LA METHODE UTILISEE

CONCLUSION ET DISCUSSION	86
BIBLIOGRAPHIE	

## NOTATIONS UTILISEES

Les principales notations utilisées dans ce projet se trouvent résumées dans le tableau suivant :

Symbole	Objet
$h$	enthalpie spécifique, kJ/kg
$s$	entropie spécifique, kJ/kg
$x$	titre de la vapeur d'eau
$T$	température K
$P$	pression Mpa
$\gamma$	taux de compression
$\lambda$	excès d'air
$Q$	quantité de chaleur
$D_v$	débit de vapeur kg/s
$D_c$	débit de combustible kg/s
$D_A$	débit d'air kg/s
$W_c$	travail spécifique du compresseur kJ/kg
$W_t$	travail spécifique de la turbine kJ/kg
$C_{pa}$	chaleur spécifique de l'air kJ/kg.K
$C_{pg}$	chaleur spécifique des gaz kJ/kg.K



Symbole	objet
$W_{netv}$	travail net spécifique de la turbine à vapeur kJ/kg
$W_{netG}$	travail net spécifique de la turbine à gaz kJ/kg
$W_{netc}$	travail net spécifique du cycle combiné kJ/kg
$P_c$	Puissance électrique du cycle combiné kw
$P_v$	Puissance électrique du turbogroupe à vapeur kw
$P_g$	Puissance électrique du turbogroupe à gaz kw
$\eta_{ip}$	rendement interne de la pompe
$\eta_{it}$	rendement interne de la turbine à vapeur
$\eta_{al}$	rendement de l'alternateur
$\eta_{cc}$	rendement de la combustion
$\eta_c$	rendement du compresseur
$\eta_t$	rendement de la turbine à gaz
$\eta_g$	rendement thermique du cycle combiné
$R$	rapport de réduction
$\alpha$	nombre d'OR
$N_{max}$	nombre d'itérations maximal
$\eta_{ca}$	rendement de Carnot.

# CHAPITRE I

## INTRODUCTION



### 1/ Généralités

De tout temps, les ingénieurs se sont efforcés d'améliorer les systèmes et machines existants. Ils apportent sans cesse leur contribution à ce que les biens d'équipement restent plus longtemps et plus sûrement en service. En même temps, ils s'efforcent d'améliorer le rendement des machines, des installations et des processus ; l'objectif de ces améliorations est d'augmenter la rentabilité des installations de production avec les moyens de la technique moderne, afin d'augmenter la productivité de l'homme donc son niveau de vie.

Dans le domaine de la production d'énergie électrique, les progrès réalisés ont abouti à la réalisation de centrales combinées à turbines à gaz et à vapeur.

Une centrale combinée à turbines à gaz et à vapeur est un ensemble constitué d'une turbine à gaz et d'une turbine à vapeur, la chaleur contenue dans les gaz d'échappement de la première servant à la production dans une chaudière de récupération de la vapeur alimentant la seconde.

Comme le cycle d'une turbine à gaz est caractérisé

par une température de source chaude élevée et le cycle vapeur par une basse température de source froide, on obtient un rendement de Carnot élevé.

De ce fait, parmi les propositions destinées à améliorer le rendement global, la combinaison des cycles à gaz et à vapeur est la solution qui s'impose de plus en plus dans la pratique pour la conversion de l'énergie thermique en énergie électrique.

Cette association permet d'augmenter de façon appréciable aussi bien la puissance développée que le rendement de la transformation énergétique globale.

Ainsi, un bon choix du cycle thermodynamique confère à la centrale électrique les meilleures performances permettant une économie sensible de l'utilisation des combustibles, une économie d'eau de cycle et de refroidissement et une puissance relativement insensible aux variations climatiques.

A titre d'exemple, pour les pays pauvres en eau les besoins en eau d'appoint d'une centrale de 200 MW peuvent ainsi être réduits à environ 3 à 5 m<sup>3</sup>/h. La production simultanée d'électricité et de vapeur permet un facteur d'utilisation du combustible supérieur à 80% avec un rendement thermique supérieur à 50%.

De ce fait, le choix de l'emplacement est soumis à

des considérations économiques très strictes, la possibilité de disposer d'eau pour la centrale en quantité suffisante étant un des points de vue les plus importants.

Les évaluations techniques pour un meilleur choix du cycle sont très complexes et nécessitent l'utilisation de l'informatique qui facilite ainsi la résolution de tels problèmes.

## 2/ Objectif de l'étude.

Cette étude consiste en une mise au point d'un programme informatique utilisant des données d'un cycle à vapeur combiné à un cycle à gaz pour la production d'électricité.

Dans ce cas, on complète une turbine à gaz par une chaudière et une turbine à vapeur, afin d'augmenter aussi bien la puissance que le rendement de l'installation; une telle combinaison est donc fondée essentiellement sur la possibilité de récupération de la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, et de la manière la plus optimale de récupérer cette chaleur.

Dans une centrale thermique utilisant une turbine à gaz ou une turbine à vapeur, la production d'un supplément de travail net spécifique nécessite des températures très élevées

à l'entrée et très basses à la sortie des deux turbines.

Cependant, dans un cycle combiné gaz-vapeur la température de sortie de la turbine à gaz est la température d'entrée de la turbine à vapeur. Cela veut dire que si le travail net spécifique de l'une des deux turbines est important, celui de l'autre devra être faible.

De ce fait, l'objectif principal de la présente étude est de proposer une méthode mathématique permettant de calculer la température optimale de sortie de la turbine à gaz de façon à rendre maximum le travail net spécifique ou le rendement du cycle combiné.

Pour atteindre le but cité ci-dessus, nous avons envisagé d'aborder notre sujet selon les axes suivants:

- Exploitation des résultats de l'étude d'un cycle à vapeur et description du cycle à vapeur utilisé pour le cycle combiné gaz-vapeur
- Exploitation des résultats de l'étude d'un cycle à gaz et description du cycle à gaz utilisé pour le cycle combiné gaz-vapeur.
- L'étude du cycle combiné gaz-vapeur fait l'objet d'une analyse détaillée des différentes transformations thermodynamiques que subissent les fluides moteurs.

L'élaboration du programme prend une grande partie

de notre étude. Le programme développé utilise les tables thermodynamiques de la vapeur et des gaz de combustion pour calculer le travail net spécifique et le rendement thermique, pour lequel on spécifie :

- \* Pour la turbine à gaz : la température et la pression d'entrée du compresseur, le taux de compression et la température des gaz d'échappements.

- \* Pour la turbine à vapeur : la pression d'entrée, la pression au condenseur, le titre minimal à la sortie de la turbine

- \* Le rapport de réduction pour l'optimisation.

Ce programme utilise une méthode numérique pour maximiser le rendement thermique et le travail net spécifique.

Il nous a permis de constater l'influence de la température des gaz d'échappement sur ces deux derniers.

## CHAPITRE II

### CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA VAPEUR D'EAU

1/ Exploitation des résultats de l'étude du cycle à vapeur.

L'étude thermodynamique du cycle vapeur adopté tient compte des conditions suivantes :

- La vapeur peut-être surchauffée ou saturée sèche à l'entrée de la turbine, et cela pour réduire l'humidité de la vapeur sortant de la turbine.
- Le titre minimal à la sortie de la turbine est limité.
- Il y a possibilité de faire une deuxième resurchauffe si le titre minimal n'est pas atteint.
- Les régénérateurs sont à mélange.
- La détente et la compression sont réelles.
- On néglige les pertes de charge et de chaleur quise produisent dans tous les appareils autres que la turbine et la pompe.

Le cycle thermodynamique étudié est représenté en figure (II-1)

L'étude déjà effectuée par M<sup>e</sup> Berouaken pour un tel cycle a aboutit aux résultats représentés par les figures (1), (2), (3) (5) et (6).

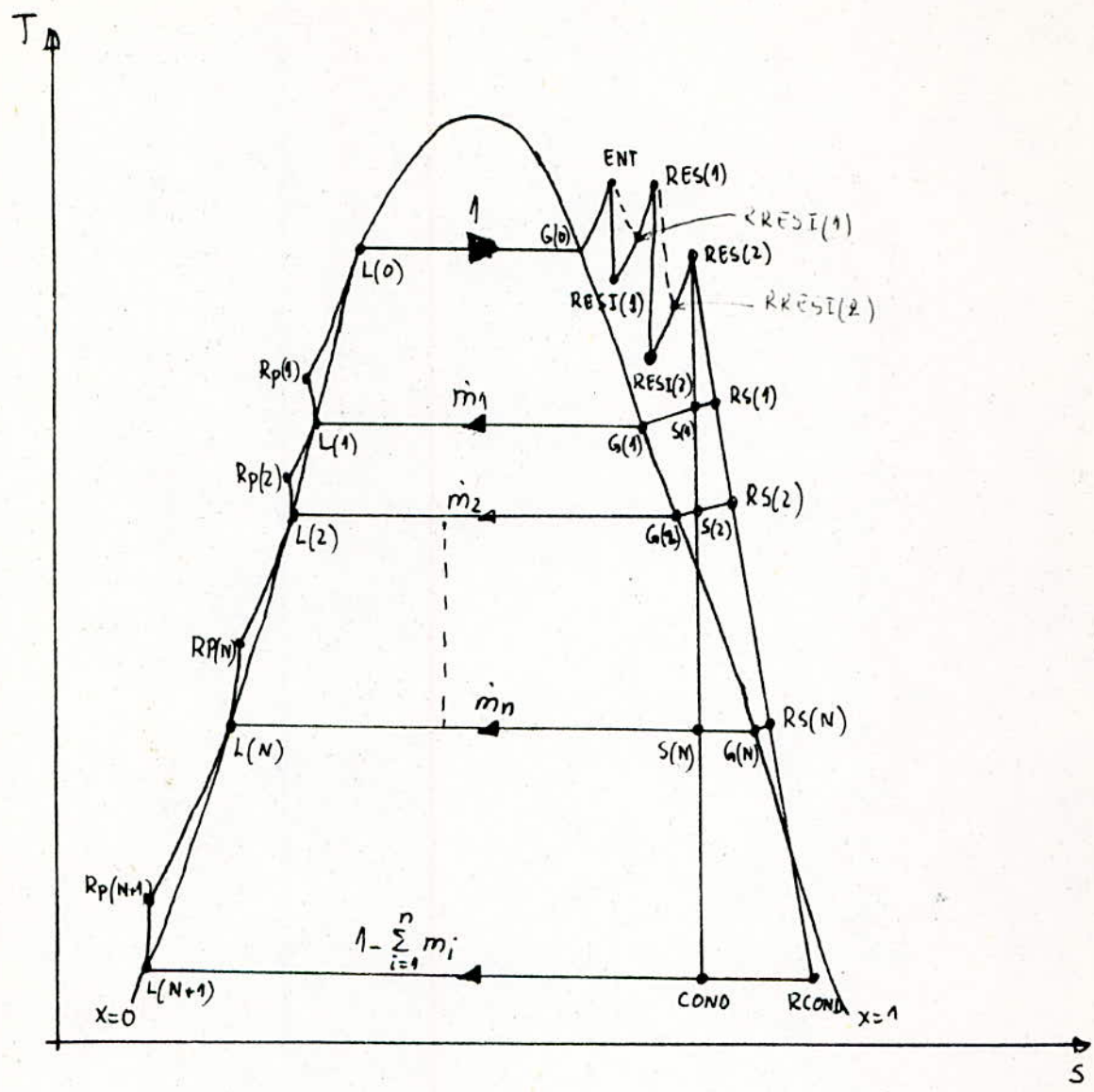


Fig II-1

Diagramme (T,s) d'un cycle de Hirn à n régénérations et deux resurchauffes



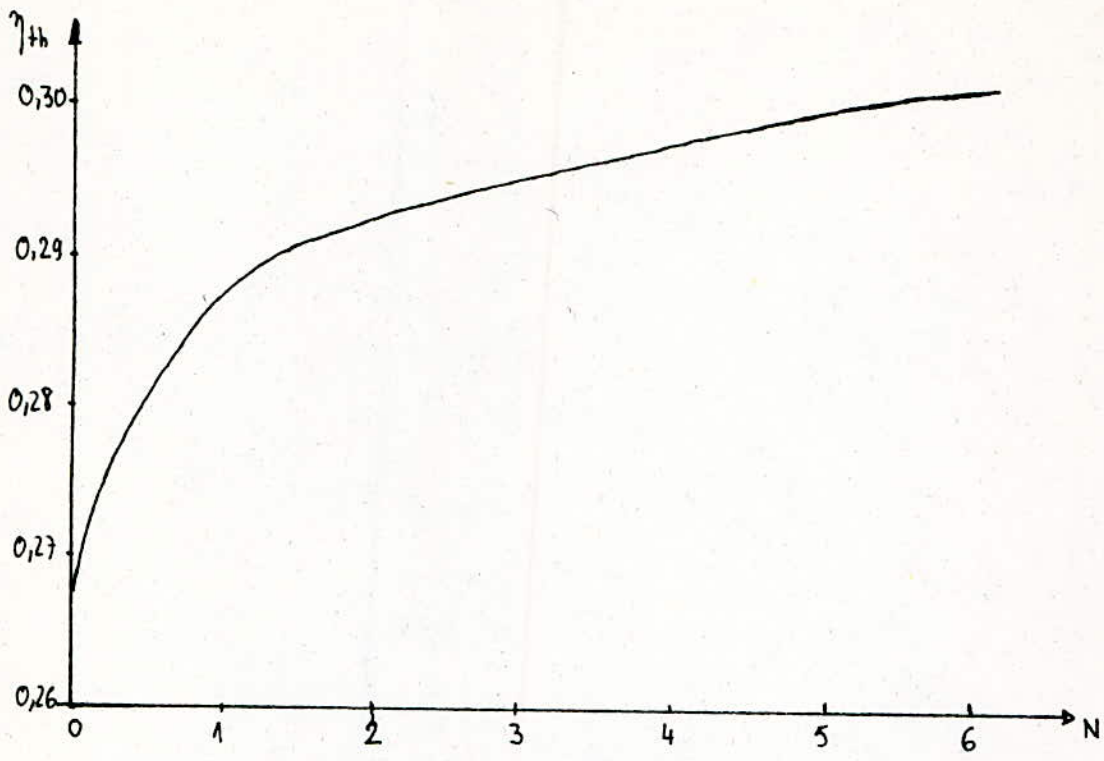


Fig 1 - Variations du rendement thermique  $\eta_{th}$  en fonction du nombre de soutirages  $N$

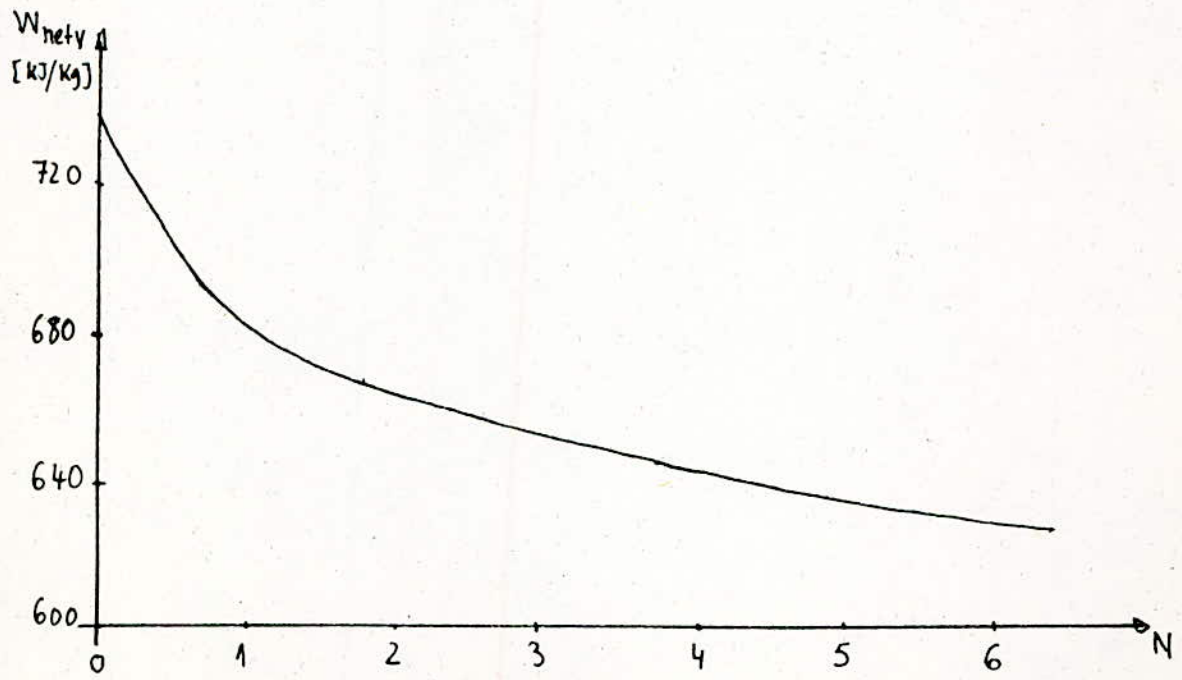


Fig 2 - Variations du travail net spécifique  $W_{netv}$  en fonction du nombre de soutirages  $N$ .

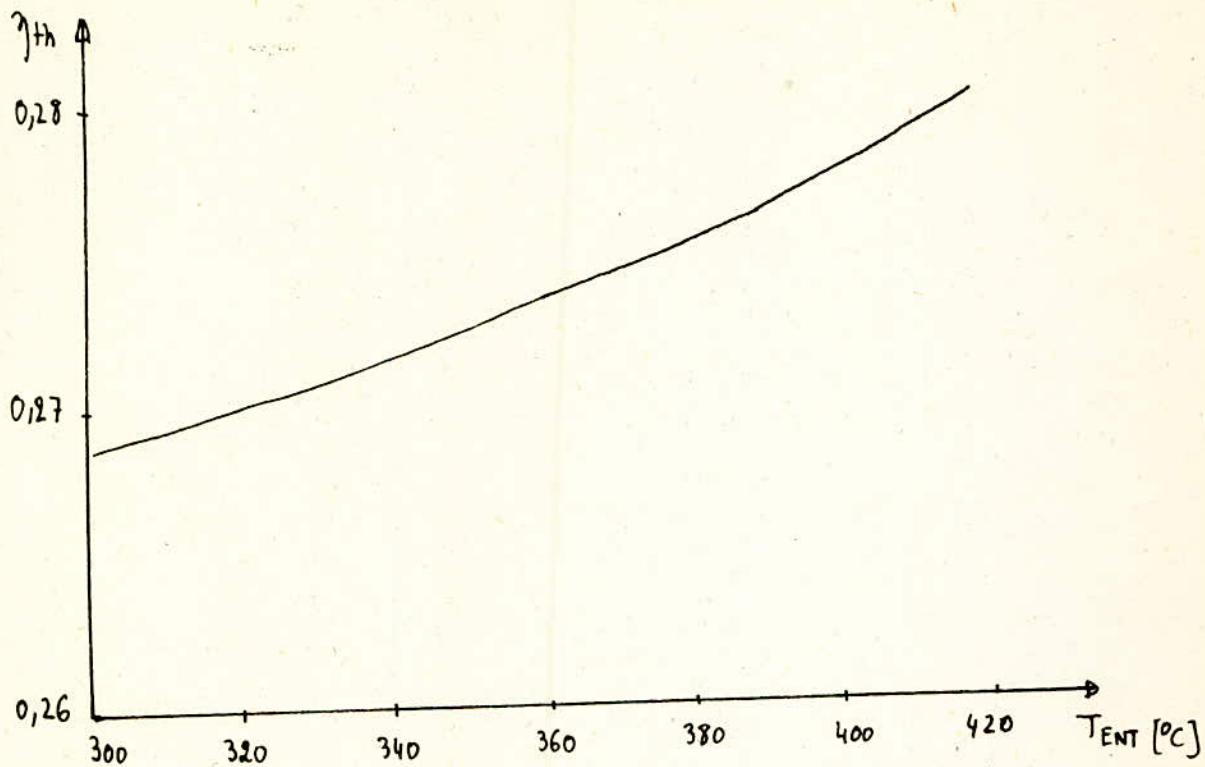


Fig-3- Variations du rendement thermique en fonction de la température d'admission à la turbine  $T_{ENT}$

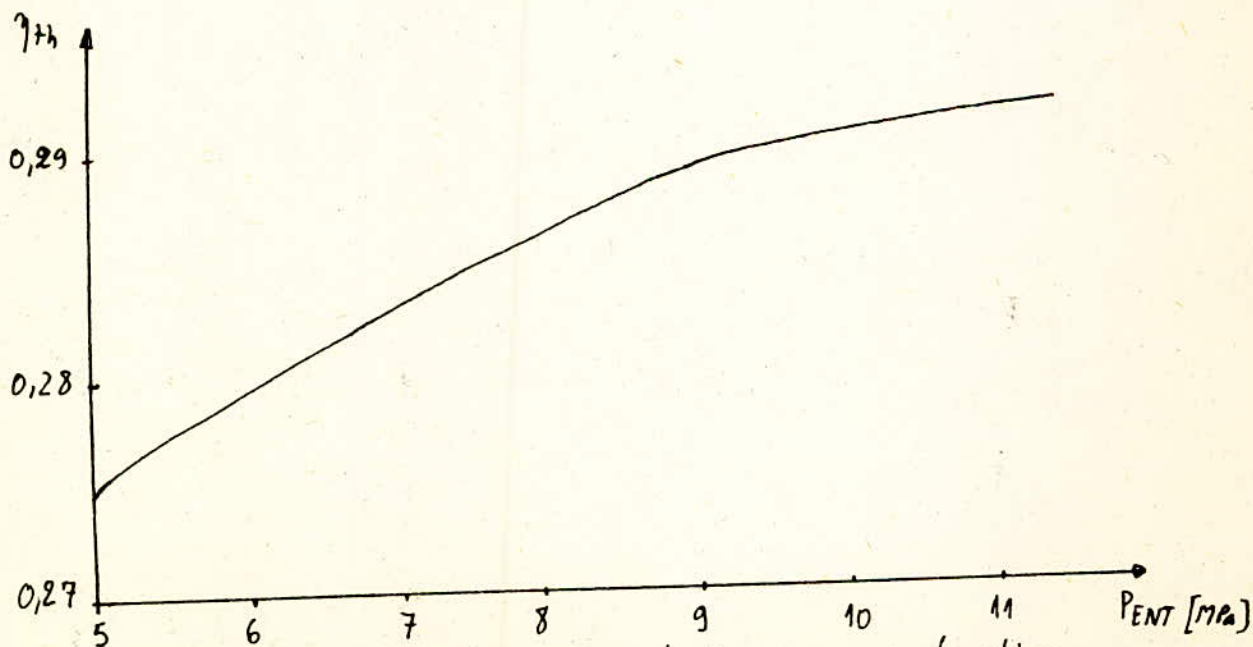


Fig-4- Variations du rendement thermique en fonction de la pression d'admission à la turbine  $P_{ENT}$

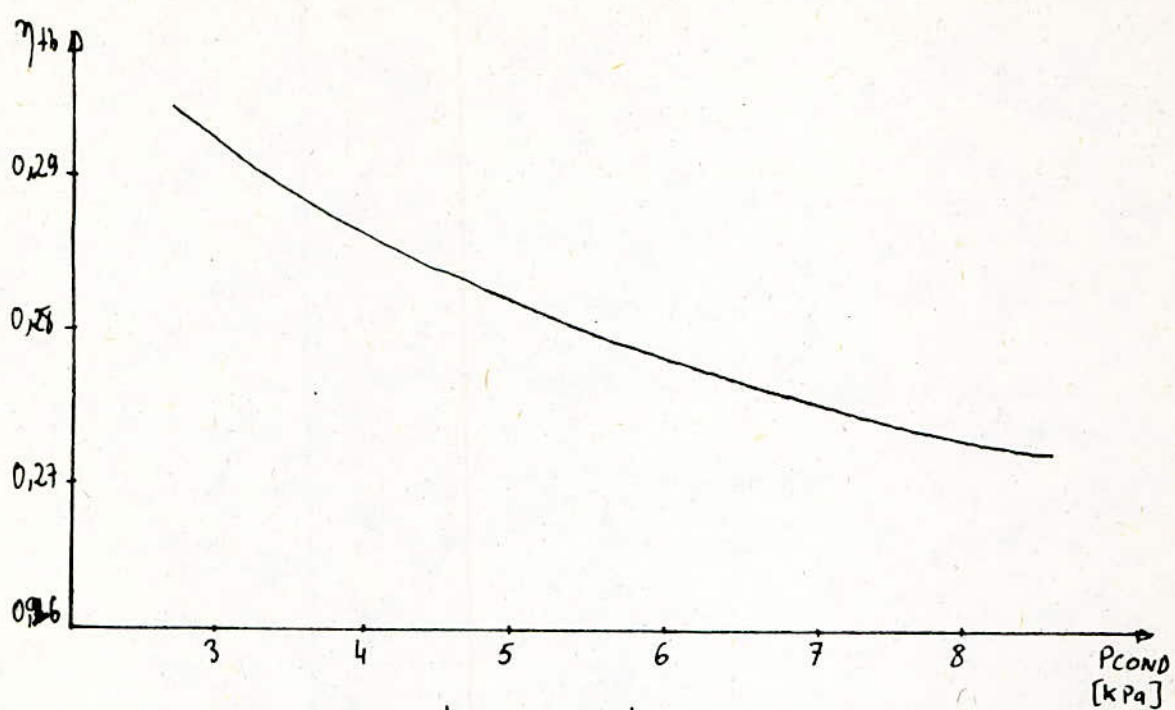


Fig-5- Variations du rendement thermique en fonction de la pression de condensation.

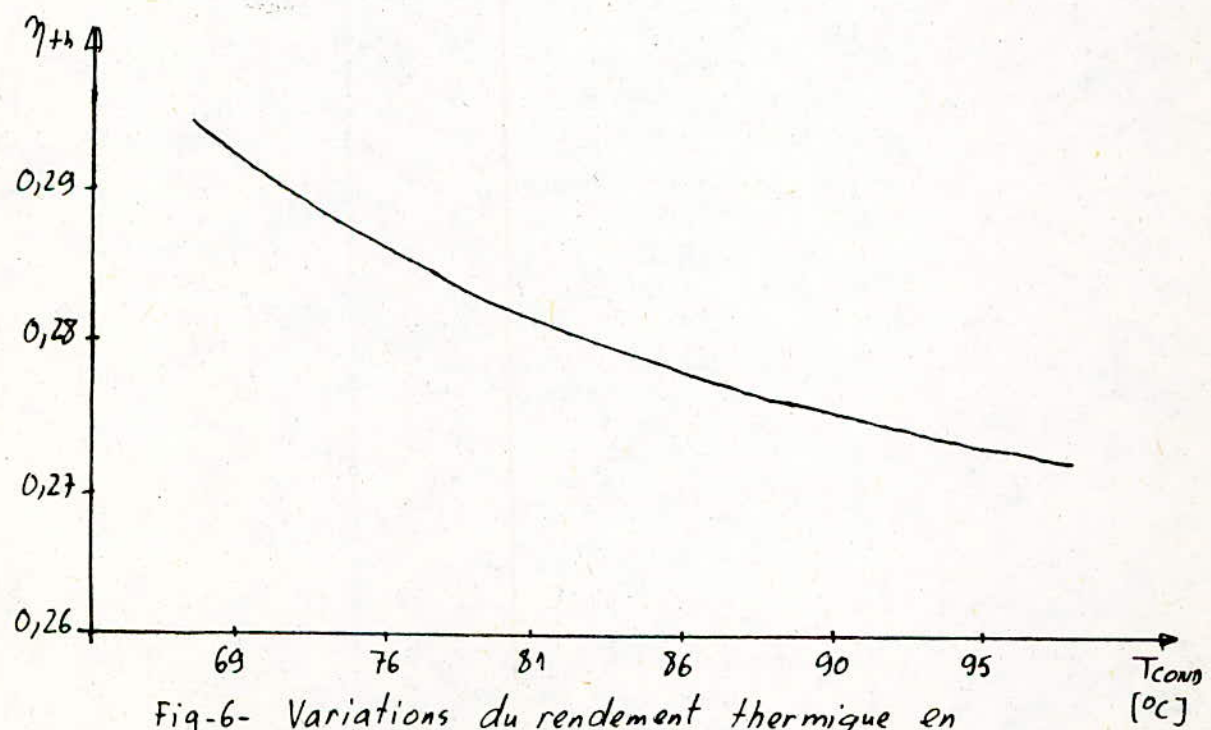


Fig-6- Variations du rendement thermique en fonction de la température de condensation.

Les résultats obtenus montrent que :

- Le rendement thermique augmente avec le nombre de soutirage, cependant l'augmentation de rendement qu'entraîne l'introduction d'un nouveau soutirage est d'autant plus faible que le nombre de soutirages existants est plus élevé. C'est pourquoi on limite toujours en pratique le nombre de soutirage.

- Le rendement thermique augmente constamment avec la température d'admission à la turbine. Cependant, on ne doit pas dépasser une température maximale sans compromettre la conservation des matériaux utilisés dans la construction de la turbine.

- Le rendement thermique augmente avec la pression  $P_{ENT}$  d'admission à la turbine. Cependant, l'élévation de cette pression fait augmenter, pour une même température d'admission à la turbine, l'humidité de la vapeur à l'échappement, ce qui peut compromettre la conservation des aubages des derniers étages de la machine. Donc, en augmentant la pression initiale, on a intérêt à augmenter aussi la température de la vapeur à l'admission de la turbine.

- Le rendement thermique augmente avec la diminution de la température et de la pression de condensation, donc

il y a intérêt à minimiser ces deux paramètres au condenseur par circulation d'eau froide.

### II-2/ Choix du cycle à vapeur pour le cycle combiné.

Pour conférer à l'installation une efficacité économique maximale, le cycle thermodynamique choisi doit être facilement réalisable en pratique, et concorder avec les résultats obtenus lors de l'étude du cycle à vapeur. De ce fait, le cycle thermodynamique choisi est le cycle de Hirn représenté en figure (II-2)

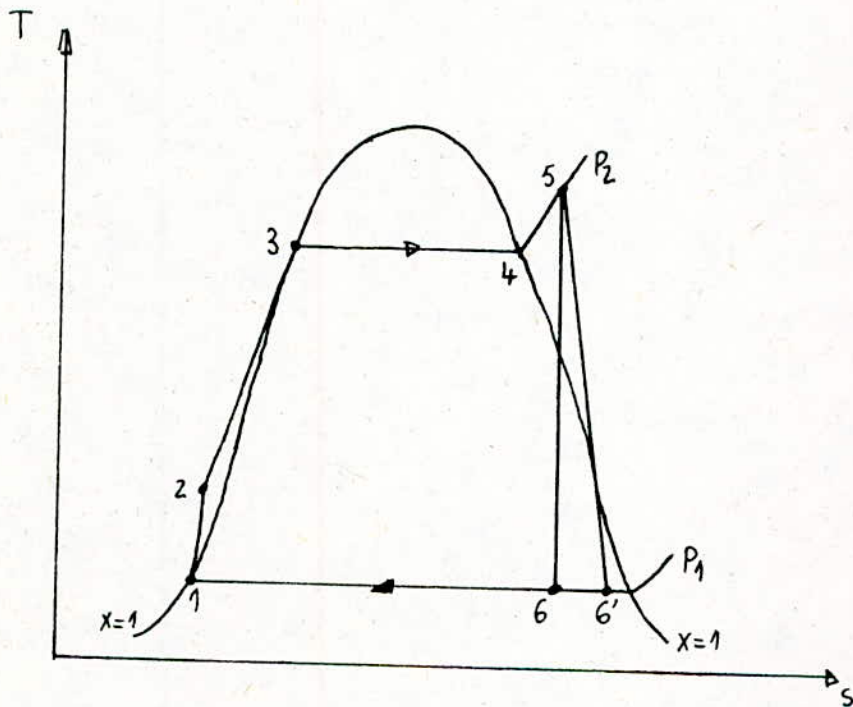


Fig II-2 Diagramme thermodynamique (T-s) du cycle de Hirn

L'eau soumise à la pression  $P_1$  est refoulée par la pompe dans la chaudière où elle reçoit de la chaleur suivant l'isobare  $P_2$ .

Dans la chaudière, l'eau est d'abord portée à la température d'ébullition (étape 2-3). Ensuite, la température d'ébullition étant atteinte, c'est la vaporisation qui commence (étape 3-4).

La vapeur saturée sèche obtenue dans la chaudière passe dans un surchauffeur où elle est portée à une température supérieure à celle de saturation (étape 4-5). Ensuite, elle est introduite dans la turbine où elle se détend jusqu'à la pression  $P_2$ . La vapeur humide détendue est renvoyée dans le condenseur si bien que le cycle se ferme.

### II-3/ Analyse des transformations du cycle à vapeur.

La vapeur d'eau est un gaz réel et par suite ne se conforme pas aux lois simples des gaz parfaits : C'est pourquoi on calcule les transformations de la vapeur d'eau à l'aide de tables, ou de graphiques.

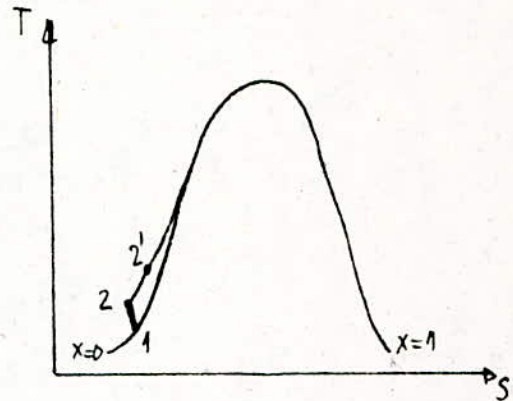
L'emploi du diagramme ( $T-s$ ) donne le procédé le plus commode pour évaluer la variation des variables d'état dans les diverses transformations.

II-3-a/ Compression adiabatique d'un liquide incompressible.

L'eau sort du condenseur en phase complètement liquide. Cette eau est ensuite pompée adiabatiquement dans la chaudière.

(1-2) : Compression isentropique

(1-2') : compression réelle.

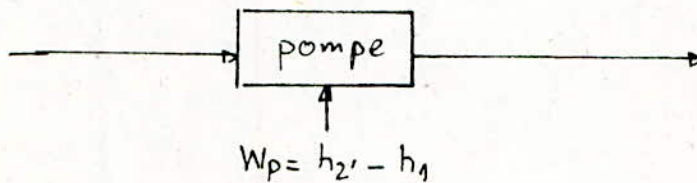


Liquide saturé  
 $x=0$

Compression adiabatique

Liquide comprimé

$P_1 = P_{COND}$   
 $S_1$



$P_2 = P_{chaudière}$   
 $S_{2'} > S_1$

Le travail effectué par la pompe lors de la compression isentropique (1-2) est  $W_p = h_2 - h_1$

Lors de la compression réelle, la pompe effectue le travail  $W_p = h_{2'} - h_1$

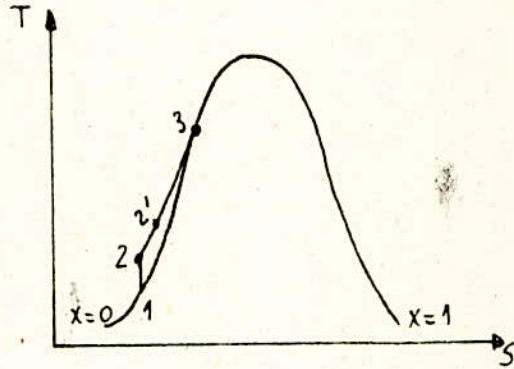
Le rendement interne de la pompe étant  $\eta_{ip} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$

$h_{2'}$  s'écrit  $h_{2'} = h_1 + \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{ip}}$

Sur le diagramme (T-s), les points 1 et 2' sont tellement proches l'un de l'autre qu'on néglige le travail de la pompe.

II-3-b/ Chauffage isobare dans la chaudière.

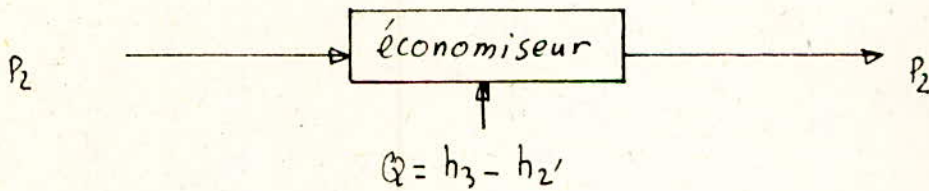
(2'-3): chauffage isobare



Liquide comprimé

Chauffage isobare

Liquide saturé



L'eau liquide passant de la température  $T_{2'}$  à la température de saturation  $T_3$ , la chaleur fournie lors de cette transformation s'écrit :

$$Q = h_3 - h_{2'}$$

Le point 3 se trouve sur la ligne de saturation ( $x=0$ )

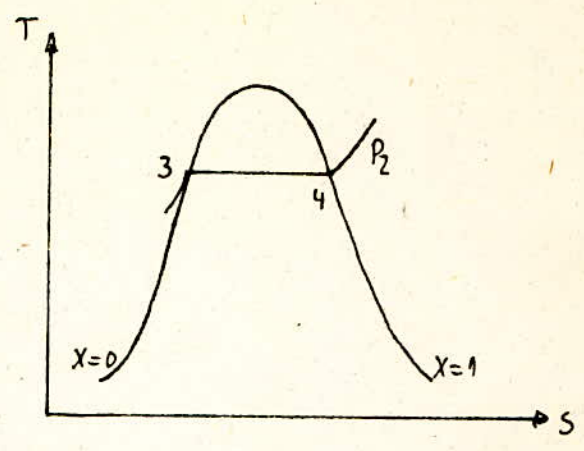
II-3-c/ Evaporation isobare

Cette transformation se fait à pression et à température constantes. L'eau passe de l'état liquide saturé à la vapeur



saturante sèche .

(3-4) : évaporation isobare

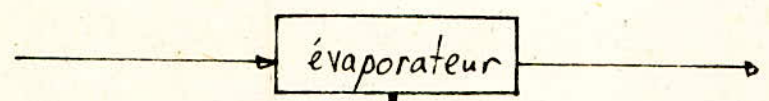


Liquide saturé  
 $x=0$

Evaporation isobare

Vapeur saturée sèche  
 $x=1$

$T_3$   
 $P_3 = P_2$

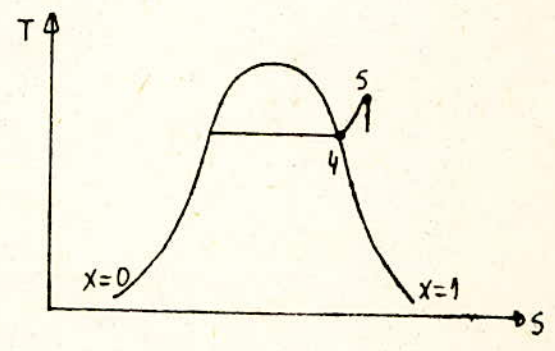


$T_4 = T_3$   
 $P_4 = P_3$

$Q = h_4 - h_3$

II-3-d/ Surchauffe isobare

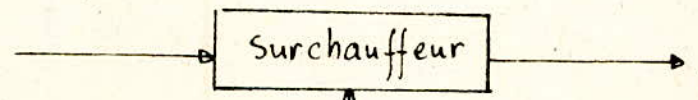
(4-5) : Surchauffe isobare



Vapeur saturante sèche

Vapeur surchauffée

$P_2$   
 $T_3$

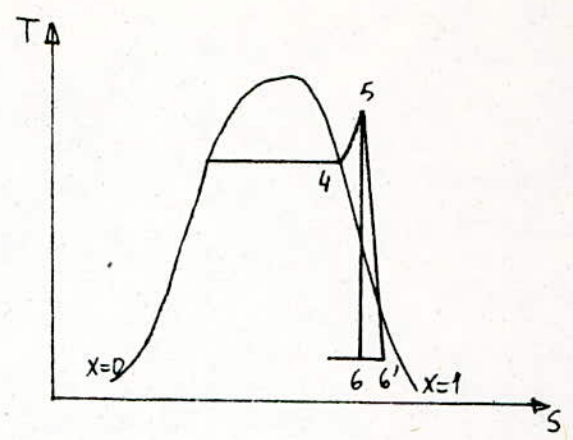


$P_5 = P_2$   
 $T_5$

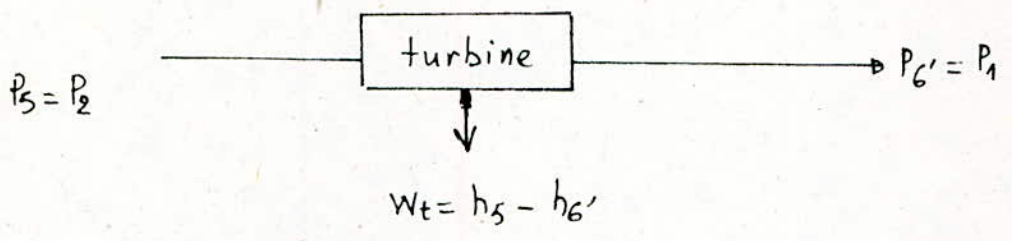
$Q = h_5 - h_4$

### II-3-e/ Détente adiabatique

- (5-6) : détente isentropique
- (5-6') : détente réelle



Vapeur surchauffée                      détente adiabatique                      vapeur humide



La vapeur est introduite à l'entrée de la turbine, puis en se détendant elle acquiert une énergie cinétique importante. Cette énergie se transforme en énergie mécanique dans l'aubage mobile.

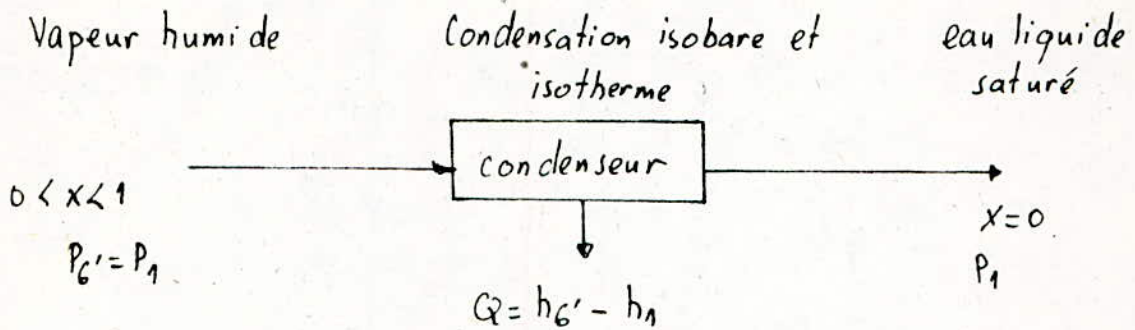
A l'échappement de la turbine, la vapeur est humide et se compose de deux phases.

En réalité la détente dans la turbine n'est pas isentropique, et on définit son rendement interne par :  $\eta_{it} = \frac{h_5 - h_{6'}}{h_5 - h_6}$

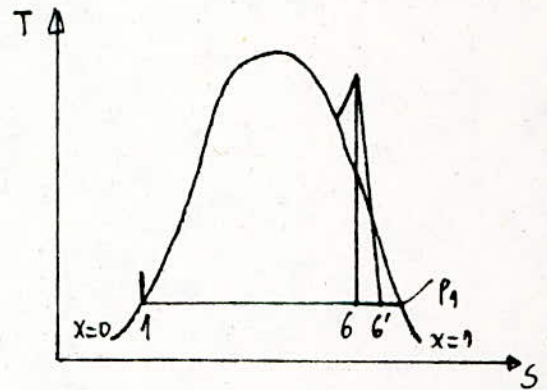
### II-3-f/ Condensation isobare

Le fluide sortant de la turbine au point 6' est constitué d'un mélange de vapeur et d'eau liquide, puis se condense

Jusqu'au point de saturation (point 1)



(6'-1) condensation isobare



4/ Travail net spécifique et puissance électrique du turbogroupe à vapeur

En négligeant le travail de compression de la pompe, le travail net spécifique est égal au travail de détente de la vapeur dans la turbine.

$$W_{netv} = h_5 - h_{6'}$$

avec 
$$h_{6'} = h_5 - \eta_{it} (h_5 - h_6)$$

$$W_{netv} = \eta_{it} (h_5 - h_6)$$

Le turbogroupe à vapeur entraîne une génératrice électrique délivrant ainsi une puissance électrique :

$$P_v = W_{netv} \cdot D_v \cdot \eta_{al}$$

où  $D_v$  : débit de vapeur par seconde

$\eta_{al}$  : rendement de l'alternateur.

### CHAPITRE III

## CYCLE THERMODYNAMIQUE POUR LA TURBINE A GAZ

III-1/ Exploitation des résultats de l'étude du cycle à gaz.

L'étude thermodynamique du cycle à gaz déjà effectuée par M<sup>r</sup> Meraška tient compte des hypothèses suivantes :

- La détente et la compression sont réelles
- On néglige les pertes de charge et de chaleur qui se produisent dans tous les appareils autres que la turbine, le compresseur et la chambre de combustion.
- La quantité de fluide moteur dans le cycle reste invariable.
- L'échappement des gaz brûlés dans l'atmosphère est remplacé par le transfert isobare de la chaleur sur la source froide.
- Le fluide moteur dans la turbine est un gaz de composition invariable.

De plus, l'étude réalisée nous montre qu'on peut rapprocher considérablement les cycles des turbines à gaz du cycle de Carnot, et améliorer de ce fait les qualités économiques de l'installation thermique si l'on utilise au maximum la

chaleur des gaz d'échappement de la turbine pour réchauffer l'air à la sortie du compresseur.

Le cycle thermodynamique étudié est représenté en figure (III-1). Cette étude a aboutit aux résultats représentés par les figures (1) et (2).

D'après les courbes obtenues, on voit que le travail net spécifique maximal de l'installation  $W_{netG}$  ne concorde pas avec le rendement maximal  $\eta_{th}$ .

En d'autres termes, si l'on veut obtenir le plus fort rendement  $\eta_{th}$ , il faut adopter un rapport de compression différent de celui qui nous a donné précédemment le maximum de  $W_{netG}$ .

La compression optimale correspondant au rendement maximal du cycle est un peu supérieure à la compression qui correspond au travail net spécifique maximal.

La température des gaz à la sortie de la turbine a une grande influence sur le rendement du cycle. Il en est évidemment de même des rendements de la turbine et du compresseur.

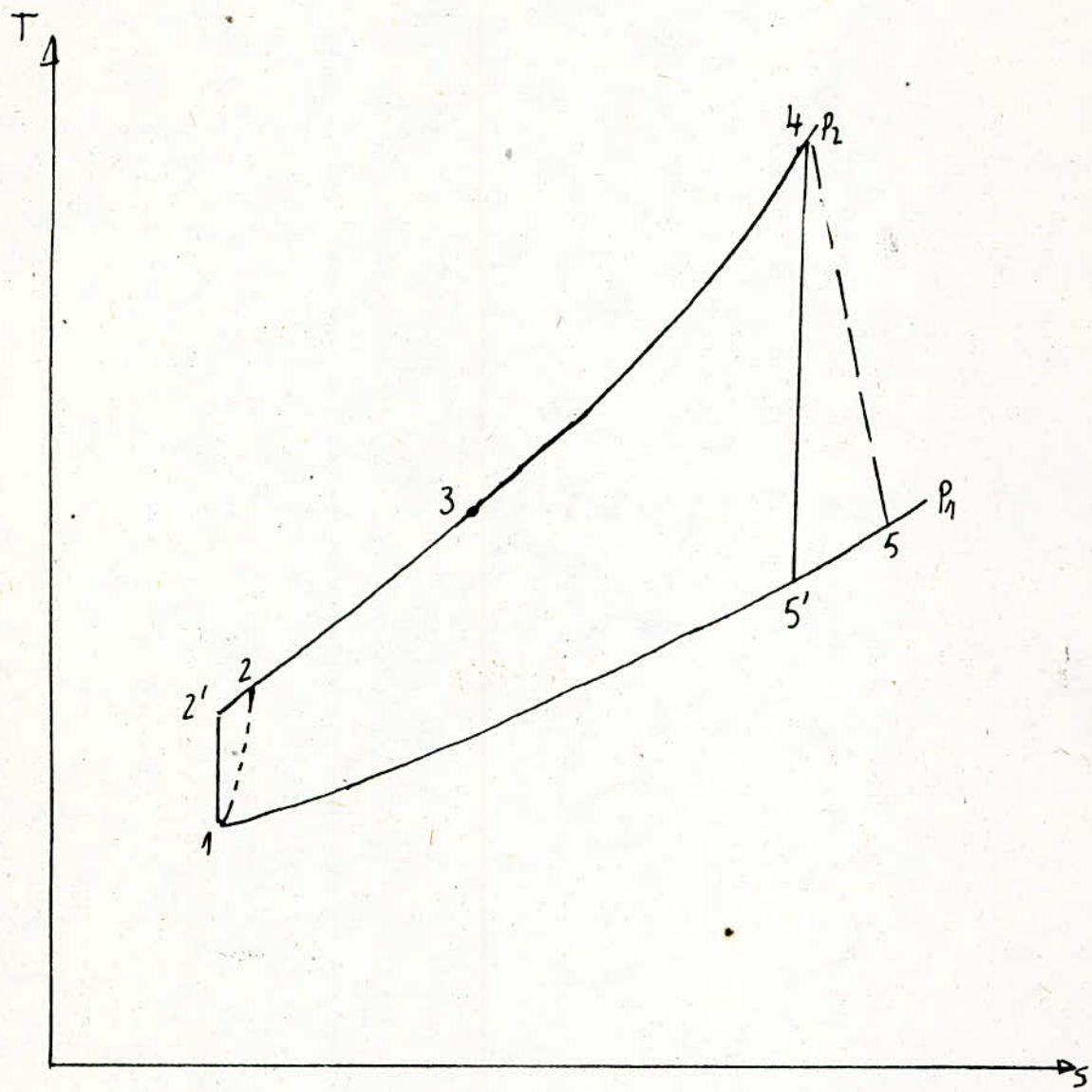


fig-III 1- Diagramme (T-s) d'un cycle à gaz avec récupération.

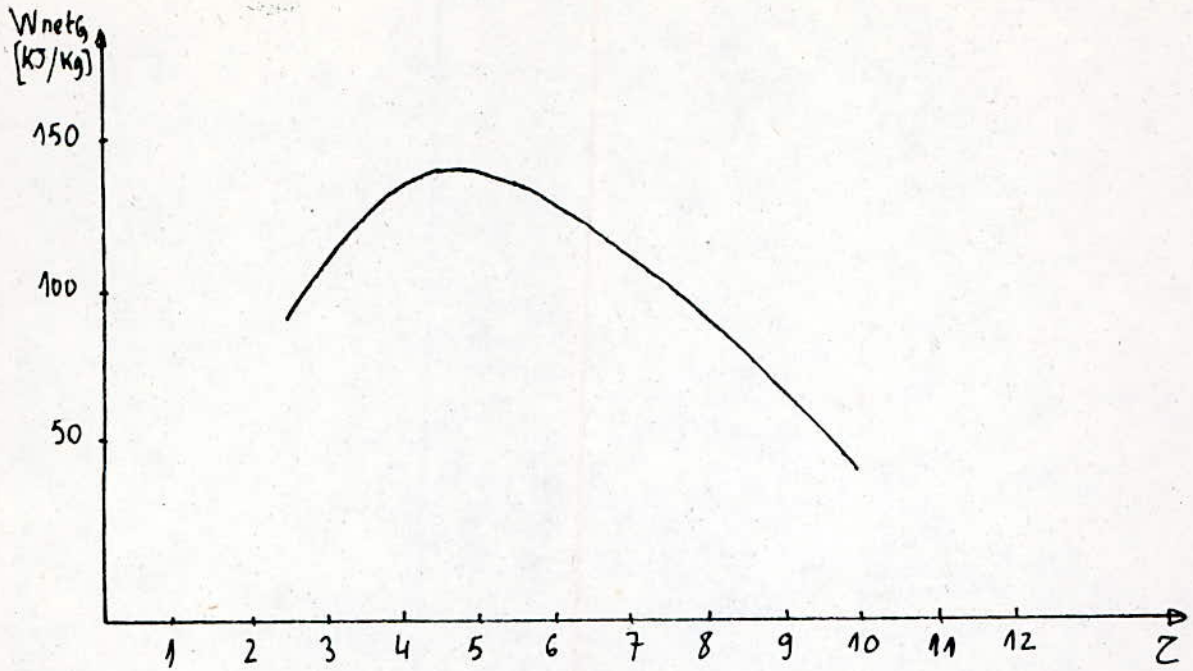


Fig 1- Variations du travail net spécifique en fonction du taux de compression.

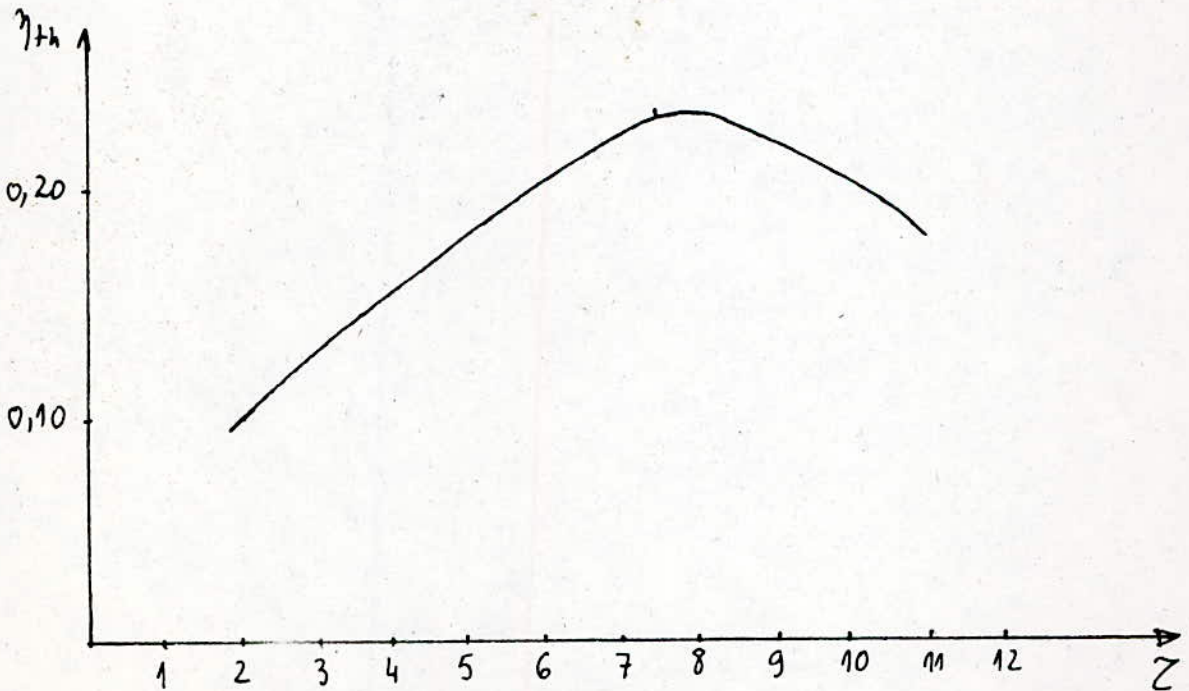


Fig 2- Variations du rendement thermique en fonction du taux de compression  $\chi$ .



### III-2/ Choix du cycle à gaz pour le cycle combiné

Le diagramme énergétique doit être le plus simple qui puisse être conçu et ne doit comporter que les appareils qui sont strictement nécessaires au fonctionnement de l'installation.

Pour rendre l'installation souple et économique, la récupération de la chaleur pour chauffer l'air du compresseur n'est pas utilisée. De ce fait, le cycle à gaz utilisé dans l'étude du cycle combiné est le cycle de Joule. Ce dernier présente un grand intérêt pratique et c'est suivant ce cycle que sont réalisées la plus part des installations modernes. Le diagramme énergétique et le cycle thermodynamique d'une telle installation sont représentés en figures (III-2) et (III-3)

L'air atmosphérique est aspiré par le compresseur 1, qui est habituellement du type axial; ce compresseur refoule l'air dans la chambre de combustion 3. Les gaz de combustion se détendent dans la turbine 2 et s'échappent finalement dans l'atmosphère.

Pour récupérer la chaleur de ces gaz d'échappement, un récupérateur devant chauffer l'eau nécessaire au fonctionnement de la turbine à vapeur est placé en aval de la turbine à gaz.

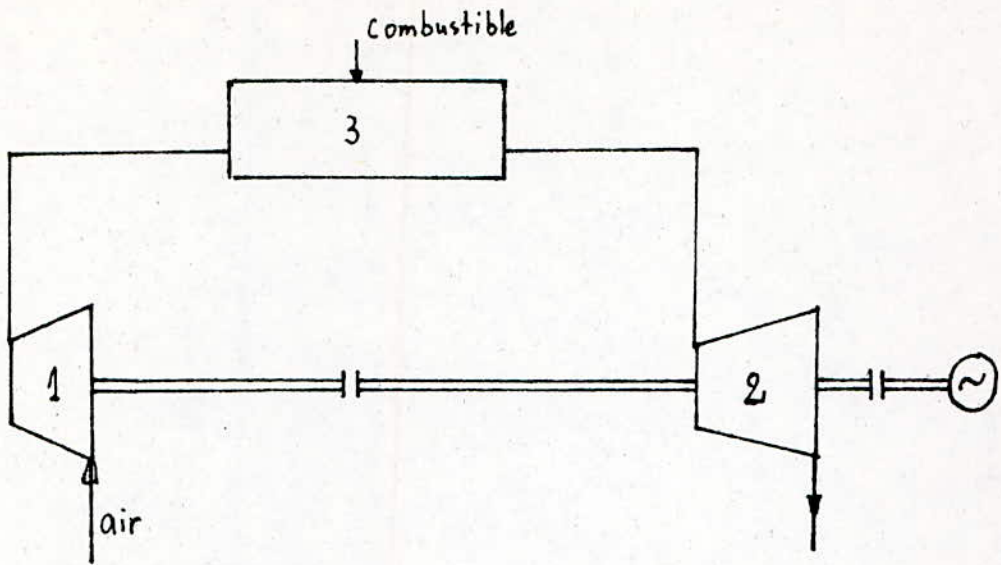


Fig III-2 : Diagramme énergétique d'une installation thermique employant le cycle de Joule.

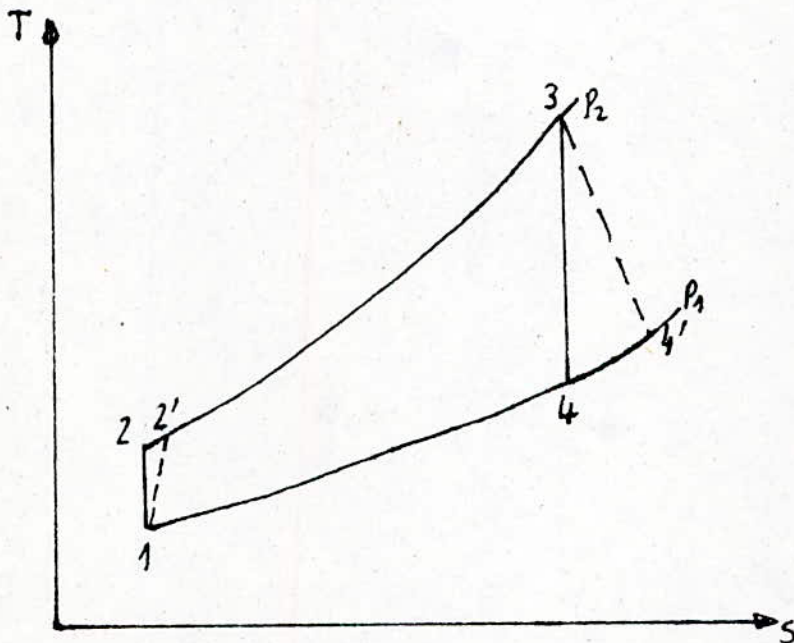


Fig III 3 . Diagramme thermodynamique (T-s) du cycle de Joule .

### III-3/ Analyse des transformations du cycle à gaz

Les gaz mis en jeu sont supposés parfaits ; la chaleur spécifique ne dépend donc que de la température.

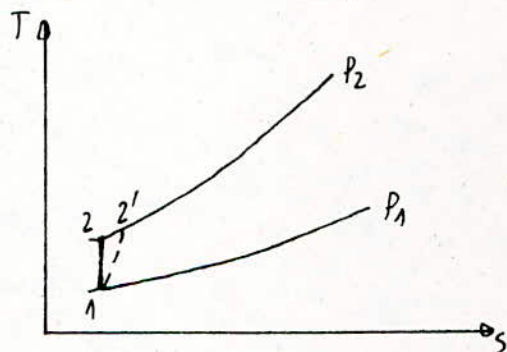
Nous négligerons la différence entre les propriétés physiques de l'air sortant du compresseur et celles du mélange gazeux admis dans la turbine.

#### 3a/ Compression adiabatique de l'air

Comme le compresseur n'est muni d'aucun dispositif de réfrigération, la compression de l'air est adiabatique.

(1-2) : compression isentropique

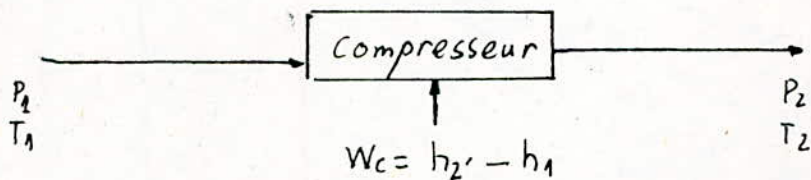
(1-2') : compression réelle.



air aux conditions  
ambiantes

Compression adiabatique

air comprimé



Le travail spécifique de compression réelle produit dans le compresseur est donné par  $W_c = h_{2'} - h_1$

Le rendement isentropique du compresseur étant  $\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$

$$h_{2'} \text{ s'écrit } \quad h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_c}$$

où  $(h_2 - h_1)$  représente le travail de compression théorique

$$\text{d'où } \quad W_c = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c}$$

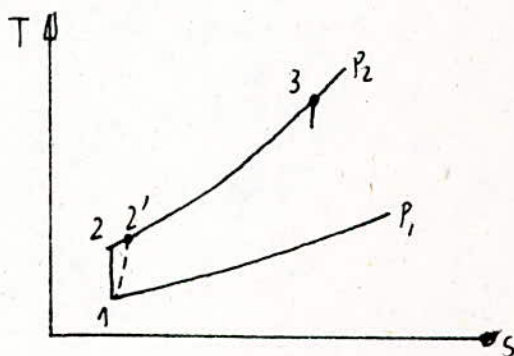
D'autre part, l'augmentation d'enthalpie  $(h_2 - h_1)$  peut s'écrire en fonction de la température. De ce fait on a :

$$W_c = \frac{C_{pa}}{\eta_c} [T_2 - T_1]$$

### 3b/ Combustion isobare

L'apport de chaleur isobare (2'-3) se fait dans la chambre de combustion à la pression  $P_2$ .

(2'-3) : combustion isobare.



Pendant la transformation isobare (2'-3) on fournit au gaz la quantité de chaleur suivante :

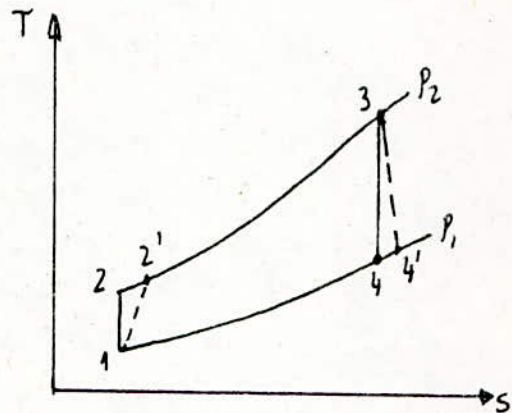
$$Q = C_{pg} [T_3 - T_{2'}]$$

## 3c/ Détente adiabatique

Les produits résultant de la combustion se détendent adiabatiquement de la pression  $P_2$  à la pression  $P_1$ . Par suite des pertes inévitables qui accompagnent l'écoulement des gaz dans la partie active, la détente s'effectue suivant l'étape (3-4').

(3-4): détente isentropique

(3-4'): détente réelle.



Le travail spécifique de détente réelle du gaz dans la turbine est donné par

$$W_t = h_3 - h_{4'}$$

Soit  $\eta_t$  le rendement isentropique de la turbine

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4}$$

D'où  $W_t = \eta_t [h_3 - h_4]$

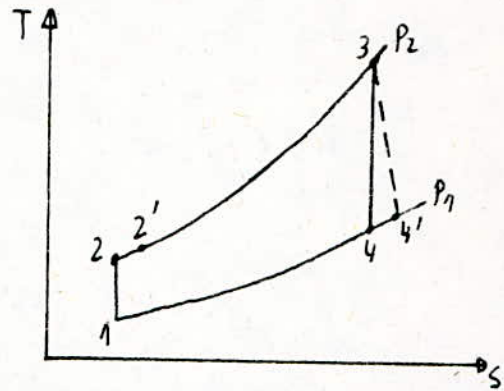
En écrivant les enthalpies en fonction des températures et de la chaleur spécifique on obtient:

$$W_t = \eta_t C_{p_{g2}} [T_3 - T_4]$$

## 3-d/ Echappement des gaz de la turbine

Le prélevement de chaleur des gaz brûlés à l'échappement (4'-1) se fait à pression constante.

(4'-1) : échappement



## III 4/ Notions sur la combustion

Le combustible utilisé est le gaz naturel de Hassi-Rmel dont les caractéristiques sont les suivantes :

Densité massique :  $0,843 \text{ kg/m}^3$

Pouvoir calorifique supérieur :  $9,36 \cdot 10^3 \text{ kcal/m}^3$

Pouvoir calorifique inférieur :  $8,25 \cdot 10^3 \text{ kcal/m}^3$

Masses molaires :  $C = 12,010 \text{ g}$  ;  $H = 1,008 \text{ g}$  ;  $O = 16,000 \text{ g}$

et  $N = 14,008 \text{ g}$

La composition moyenne volumétrique en % est  $P_i$  :

- He  $\rightarrow 0,16$
- $N_2$   $\rightarrow 6,06$
- $CO_2$   $\rightarrow 0,20$
- $CH_4$  méthane  $\rightarrow 83,21$
- $C_2H_6$  éthane  $\rightarrow 7,05$

- propane  $C_3H_8 \rightarrow 2,04$

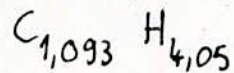
- butane  $C_4H_{10} \rightarrow 0,85$

- pentane  $C_5H_{12} \rightarrow 0,29$

- hexane  $C_6H_{14} \rightarrow 0,14$

#### 4a/ Formule fictive du gaz naturel

Les calculs relatifs à la détermination de la formule brute d'une mole de gaz naturel ont abouti à la formule



#### 4b/ Rapport de mélange

Par définition, c'est le rapport entre la quantité de combustible et la quantité d'air réelles entrant dans la chambre de combustion.

On le désigne par  $(C/A)$

Ce rapport est lié à la richesse par la relation

$$\phi = \frac{(C/A)}{(C/A)_{st}} \quad -1-$$

ou  $\phi$  désigne la richesse

et  $(C/A)_{st}$  désigne le rapport de mélange stœchiométrique.

D'autre part, la relation liant la richesse  $\phi$  à l'excès

d'air  $\lambda$  s'écrit  $\phi = \frac{1}{1+\lambda}$  -2-

En égalisant les relations -1- et -2- on obtient:

$$\left(\frac{C}{A}\right) = \frac{(C/A)_{st}}{1+\lambda}$$

calcul du rapport  $(C/A)_{st}$  :

La masse d'oxygène nécessaire à la combustion de 100 moles de gaz naturel est

$$m_{O_2} = \sum n_i \cdot P_i \cdot 32$$

ou  $P_i$  est la composition moyenne volumétrique de chaque alcane dans le gaz naturel.

$n_i$  est le nombre de moles d'oxygène réagissant avec cet alcane.

$$m_{O_2} = [(83,21 \times 2) + (7,05 \times 3,5) + (2,04 \times 5) + (0,85 \times 6,5) + (0,29 \times 8) + (0,14 \times 9,5)] \cdot 32$$

$$m_{O_2} = 210,47 \times 32 = 6735,04 \text{ g}$$

La masse d'azote correspondant à cette masse d'oxygène est

$$m_{N_2} = 210,47 \times 28,016 \times 3,76$$

$$m_{N_2} = 22170,943 \text{ g}$$

La masse d'air nécessaire à la combustion de 100 moles de gaz naturel est  $m_{air} = m_{O_2} + m_{N_2}$



$$m_{air} = 6735,04 + 22170,943$$

$$m_{air} = 28905,98 \text{ g}$$

La masse de 100 moles de gaz naturel est

$$m_{G.N} = 18,9839 \times 100$$

$$m_{G.N} = 1898,39 \text{ g}$$

Le rapport (C/A)<sub>st</sub> étant :

$$[C/A]_{st} = \frac{m_{G.N}}{m_{air}}$$

On a donc :

$$\left(\frac{C}{A}\right)_{st} = \frac{1898,39}{28905,98} = 0,0657$$

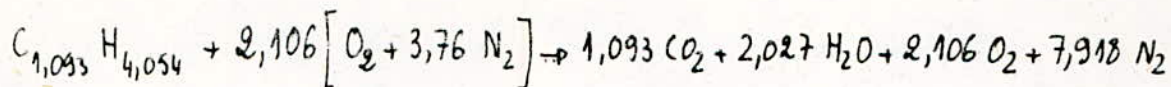
Enfin le rapport de mélange s'écrit

$$\left(\frac{C}{A}\right) = \frac{0,0657}{1 + \lambda}$$

4c/ Equation de la combustion

4c-1/ Combustion stœchiométrique

La réaction de combustion stœchiométrique du gaz naturel  $C_{1,093} H_{4,054}$  avec l'air atmosphérique composé de 3,76 moles d'azote pour une mole d'oxygène s'écrit :

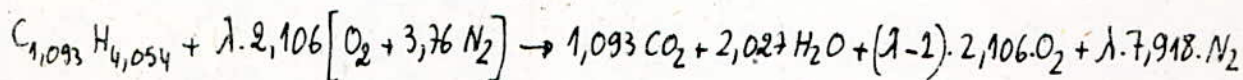


Cette combustion est supposée complète et sans dissociation.

#### 4c-2/ Combustion réelle

La combustion réelle nécessite un certain excès d'air pour être aussi complète que possible et réduire la température de combustion que les aubes de la turbine ne peuvent supporter sans être refroidies.

La réaction de la combustion avec excès d'air complète et sans dissociation s'écrit :



#### 4d/ Calcul de l'excès d'air

Le calcul de l'excès d'air se fait à partir de l'équation de combustion réelle à laquelle on applique le bilan énergétique approprié à une combustion adiabatique selon laquelle

$$Q - W = H_p - H_R$$

avec  $Q - W = 0$

Donc l'enthalpie des produits est égale à l'enthalpie

des réactants, chacune étant évaluée par rapport aux conditions standards.

L'enthalpie des produits de combustion s'écrit :

$$H_P = \sum n_p (h_{of} + \Delta h_{T,P})_P$$

L'enthalpie des réactants est :

$$H_R = \sum n_R (h_{of} + \Delta h_{T,P})_R$$

avec  $h_{of}$  : enthalpie de formation aux conditions standards.

$\Delta h_{T,P}$  : différence d'enthalpie de la substance considérée entre les conditions actuelles et les conditions standards.

On suppose que le gaz naturel est injecté à 25 °C à la pression de la chambre de combustion.

On suppose, en outre, que l'air et le gaz naturel à l'entrée de la chambre de combustion sont des gaz parfaits.

$$H_P = 1,093 (h_{of} + \Delta h_{T,P})_{CO_2} + 2,027 (h_{of} + \Delta h_{T,P})_{H_2O} + (\lambda - 1) \cdot 2,106 (h_{of} + \Delta h_{T,P})_{O_2} + \lambda \cdot 7,918 (h_{of} + \Delta h_{T,P})_{N_2}$$

$$H_R = 2,106 (\Delta h_{T,P})_{air} + 0,83 \cdot \Delta h_{C_2H_4} + 0,07 \cdot \Delta h_{C_2H_6} + 0,02 \cdot \Delta h_{C_3H_8} + 85 \cdot 10^{-4} \Delta h_{C_4H_{10}} + 29 \cdot 10^{-4} \Delta h_{C_5H_{12}} + 14 \cdot 10^{-4} \Delta h_{C_6H_{14}}$$

L'égalité de l'enthalpie des produits et de l'enthalpie des réactants permet de déterminer l'excès d'air  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{H_R - 1,093(h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_{CO_2} - 2,027(h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_{H_2O} + 2,106(h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_{O_2}}{2,106(h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_{O_2} + 7,918(h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_{N_2}}$$

#### 4-e/ Calcul des chaleurs spécifiques

La chaleur spécifique  $c_p$  dépend non seulement de la température mais aussi du mode d'évolution de la chaleur, c'est-à-dire dans ce cas une transformation isobare.

#### 4e-1/ Chaleur spécifique de l'air

La chaleur spécifique de l'air est donnée par :

$$c_{p,air} = \frac{\sum n_i \cdot c_{p_i}}{\sum n_i}$$

$c_{p_i}$  : chaleur spécifique de chaque composant de l'air.

$n_i$  : nombre de moles de ce composant dans l'air.

$$c_{p,air} = \frac{2,106 \cdot \lambda \cdot c_{p_{O_2}} + 7,918 \cdot \lambda \cdot c_{p_{N_2}}}{10,024 \cdot \lambda \cdot 28,96}$$

Les tables thermodynamiques nous donnent :

$$c_{p_{O_2}} = 37,432 + 0,020 \cdot \theta^{3,5} - 1,786 \cdot \theta^{-1,5} + 236,88 \cdot \theta^{-2}$$

$$c_{p_{N_2}} = 39,060 - 512,780 \cdot \theta^{-1,5} + 1072,7 \cdot \theta^{-2} - 820,4 \cdot \theta^{-3}$$

$$\text{avec } \theta = \frac{T}{100} \quad [K]$$

d'où

$$c_{p_{air}} = 1,336 + 0,146 \cdot 10^6 \cdot T^{1,5} - 0,153 \cdot 10^{+5} \cdot T^{-1,5} + 0,309 \cdot 10^6 \cdot T^{-2} - 0,224 \cdot 10^8 \cdot T^{-3}$$

4-e-2/ Chaleur spécifique des gaz de combustion.

De la même manière que pour l'air, la chaleur spécifique des gaz de combustion est donnée par :

$$c_{p_g} = \frac{\sum n_i \cdot c_{p_{g_i}}}{\sum n_i}$$

$c_{p_{g_i}}$  : chaleur spécifique de chaque composant des gaz de combustion.

$n_i$  : nombre de moles de ce composant dans les gaz de combustion

$$c_{p_{CO_2}} = -3,7357 + 30,529 \cdot \theta^{0,5} - 4,1034 \cdot \theta + 0,0242 \cdot \theta^2$$

$$c_{p_{H_2O}} = 143,05 - 183,54 \cdot \theta^{0,25} - 82,751 \cdot \theta^{0,5} - 3,6989 \cdot \theta$$

$$\text{avec } \theta = \left[ \frac{T}{100} \right] \quad [K]$$

$$C_{Pg} = \frac{n_{CO_2} \cdot C_{PCO_2} + n_{H_2O} \cdot C_{PH_2O} + n_{O_2} \cdot C_{PO_2} + n_{N_2} \cdot C_{PN_2}}{n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2}}$$

$$C_{Pg} = \left\{ \begin{aligned} &1,093 [-3,7357 + 30,529 \cdot \theta^{0,5} - 4,1034 \cdot \theta + 0,0242 \cdot \theta^2] + \\ &+ 2,027 [143,05 - 183,54 \cdot \theta^{0,25} - 82,751 \cdot \theta^{0,5} - 3,6989 \cdot \theta] + \\ &+ 2,106(\lambda - 1) [37,432 + 0,020 \cdot \theta^{1,5} - 1,786 \cdot \theta^{-1,5} + 236,88 \cdot \theta^{-2}] + \\ &+ 7,918 \lambda [39,060 - 512,780 \cdot \theta^{-1,5} + 1072,7 \cdot \theta^{-2} - 820,4 \cdot \theta^{-3}] \end{aligned} \right\} /$$

$$/ \left\{ (1,093 + 2,027 + 2,106(\lambda - 1) + 7,918 \lambda) m_g \right\}$$

$$C_{Pg} = \left\{ \begin{aligned} &207,047 + 388,187 \cdot \lambda + 2,6448 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 4,2335 \cdot 10^{-5} (\lambda - 1) T^{1,5} - \\ &- 0,120 \cdot T + 20,110 \cdot T^{0,5} - 117,648 \cdot T^{0,25} + (3,761 \cdot 10^5 - 4,437 \cdot 10^6 \lambda) T^{-1,5} + \\ &+ (-4,989 \cdot 10^6 + 89,946 \cdot 10^6 \lambda) T^{-2} - 6,497 \cdot 10^{19} \lambda \cdot T^{-3} \end{aligned} \right\} /$$

$$/ \left\{ (1,014 + 10,026 \cdot \lambda) m_g \right\}$$

avec  $m_g = \frac{17,229 + 289,278 \lambda}{1,014 + 10,026 \cdot \lambda}$

III-5/ Travail net spécifique et puissance électrique du turbogroupe à gaz

Le cycle thermodynamique à gaz pour le cycle combiné est représenté en figure (III-3)

Le travail de compression s'écrit :

$$W_c = \frac{C_{pa}}{\eta_c} [T_2 - T_1]$$

En supposant que les gaz mis en jeu dans le cycle sont des gaz parfaits, et que le taux de compression est constant on peut écrire :

Pour la compression 
$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(K_1-1)/K_1}$$

soit  $Z = \frac{P_2}{P_1}$  le taux de compression

et  $Z^{(K_1-1)/K_1} = Z_1$

avec  $K_1 = 1,39$  pour l'air entre 200 et 600 K

donc 
$$\frac{T_2}{T_1} = Z_1$$

Pour la détente 
$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(K_2-1)/K_2}$$

avec  $Z^{(K_2-1)/K_2} = Z_2$

et  $K_2 = 1,33$  pour les gaz de combustion entre 600 et 1300 K

donc 
$$\frac{T_3}{T_4} = Z_2$$

Le travail de compression est donc

$$W_c = \frac{C_{pa}}{\eta_c} T_1 [Z_1 - 1]$$

Le travail spécifique de la turbine s'écrit :

$$W_t = \eta_t C_{pg2} [T_3 - T_4] = \eta_t C_{pg2} T_3 \left[ 1 - \frac{T_4}{T_3} \right]$$

$$W_t = \eta_t C_{pg2} T_3 \left[ 1 - \frac{1}{Z_2} \right]$$

ou  $C_{pg2}$  : chaleur spécifique entre  $T_3$  et  $T_4$ .

Le travail net spécifique de la turbine à gaz est donc :

$$W_{net G} = W_t - W_c$$

$$W_{net G} = \eta_t C_{pg2} T_3 \left[ 1 - \frac{1}{Z_2} \right] - \frac{C_{pa}}{\eta_c} T_1 [Z_2 - 1]$$

La chaleur fournie par la combustion est :

$$Q = C_{pg1} [T_3 - T_{2'}]$$

ou  $C_{pg1}$  : chaleur spécifique entre  $T_{2'}$  et  $T_3$

avec 
$$T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_c}$$



$$\text{d'ou } Q = C_{pg} \left[ T_3 - T_1 \left( 1 + \frac{\gamma_1 - 1}{\gamma_c} \right) \right]$$

La puissance de la turbine à gaz est

$$P_{TG} = (D_c + D_A) W_t$$

ou  $D_A$  : débit d'air par seconde

$D_c$  : débit de combustible par seconde

Le débit d'air étant donné en fonction du rapport de mélange on a

$$D_A = D_c \frac{1 + \lambda}{0,0657}$$

la puissance  $P_{TG}$  s'écrit donc

$$P_{TG} = \frac{(1,0657 + \lambda)}{0,0657} D_c \cdot W_t$$

De la même manière pour le compresseur on obtient :

$$P_c = \frac{(1 + \lambda)}{0,0657} D_c \cdot W_c$$

La puissance électrique délivrée par la génératrice entraînée par le turbogroupe à gaz s'écrit

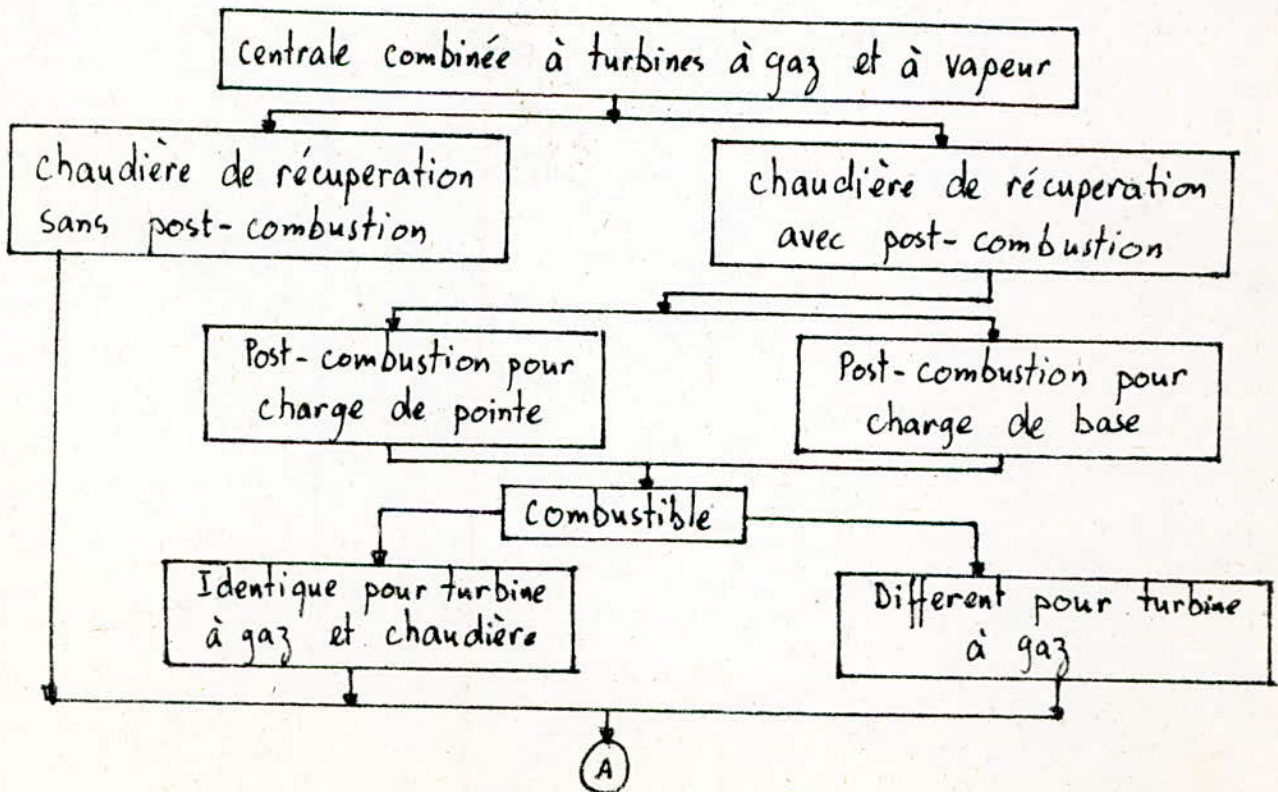
$$P_g = P_{TG} - P_c$$

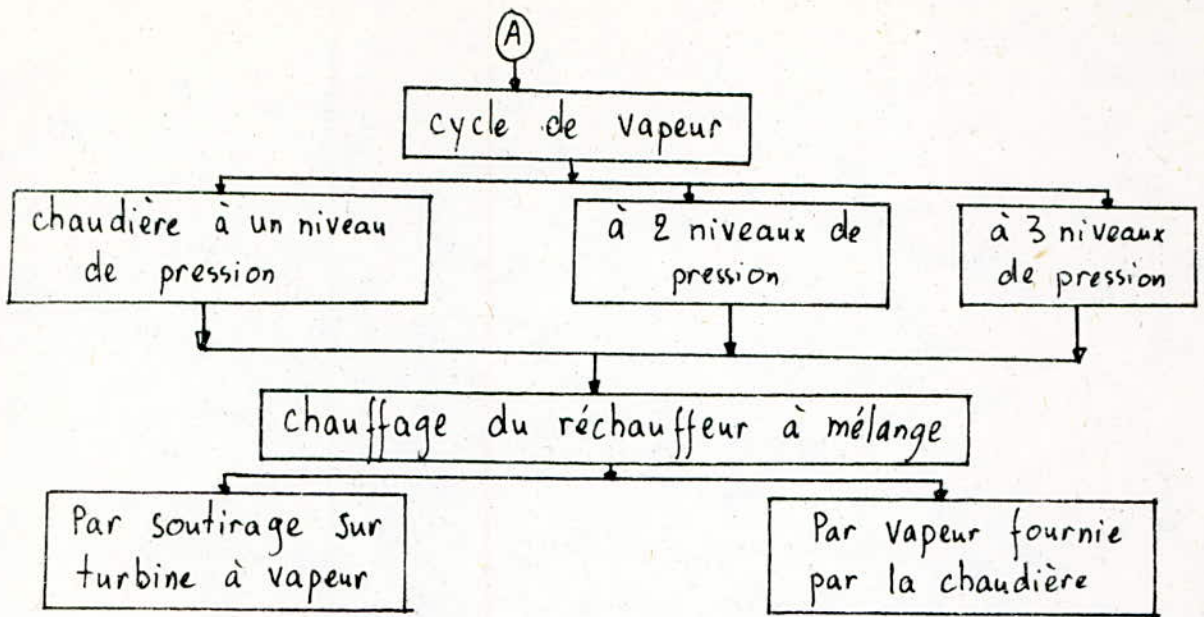
# CHAPITRE IV

## CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR

### IV-1/ Variantes des centrales combinées à turbines à gaz et à vapeur

Les centrales combinées à turbines à gaz et à vapeur diffèrent grandement les unes des autres suivant qu'il s'agit d'utiliser uniquement la chaleur d'échappement de la turbine à gaz ou d'accroître la puissance de la turbine à vapeur au delà de la puissance fournie par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. De ce fait, on distingue plusieurs variantes de combinaisons entre turbines à gaz et à vapeur selon l'organigramme suivant :





IV 1-a/ Turbine à gaz avec installation de vapeur en aval

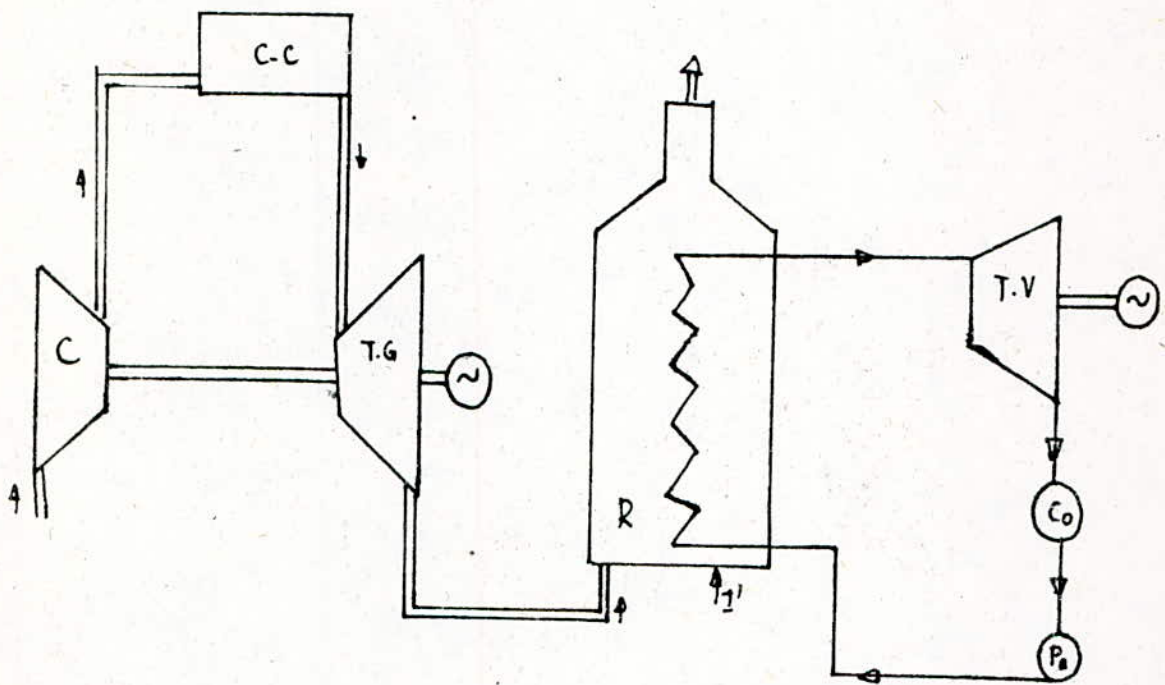
La disposition répond au schéma de la figure (1-a)

La centrale comprend une turbine à gaz, un échangeur de chaleur en aval de cette dernière pour la production de vapeur et un simple circuit à vapeur comportant une turbine à vapeur et un condenseur.

Le condenseur peut être à eau ou à air. L'installation d'un réchauffeur à mélange après le condenseur permet d'assurer le réchauffage du condensat jusqu'à la température d'entrée du récupérateur. La puissance optimale de la turbine à vapeur atteint dans ce cas environ 50% de la puissance de la turbine à gaz.

Pour une augmentation de la puissance de la centrale le récupérateur peut-être équipé d'une post-combustion permettant

de produire plus de vapeur, et par conséquent d'augmenter la puissance de la turbine à vapeur. La turbine à gaz est en général utilisée avec un coefficient d'excès d'air  $\lambda = 4$ , de sorte qu'on dispose de suffisamment d'air pour la post-combustion.



Fig(1-a)

Diagramme énergétique d'une turbine à gaz avec installation de vapeur en aval.

- = circuit air
- circuit vapeur
- C : compresseur
- cc : chambre de combustion
- T.G : turbine à gaz
- T.V : turbine à vapeur
- Co : condenseur
- Pa : Pompe alimentaire
- R : chaudière de récupération

IV 1-b/ Installation combinée avec chaudière à foyer sous-pression.  
L'installation est schématisée par la figure (1-b)

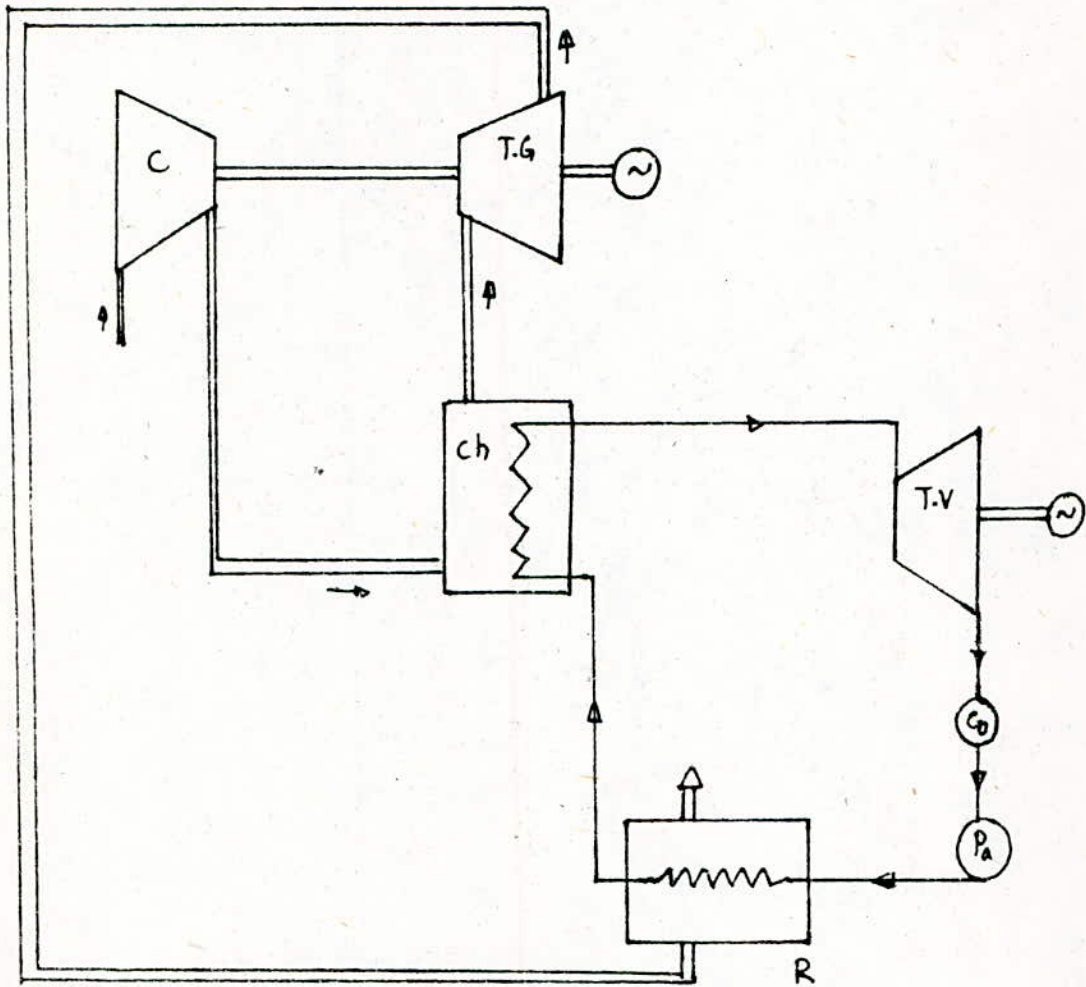


Fig 1-b  
Installation combinée avec chaudière  
à foyer sous-pression.

= circuit à air  
- circuit vapeur  
R: réchauffeur de l'eau  
d'alimentation par récupération  
Co: Condenseur  
Pa: Pompe alimentaire  
ch: chaudière .

Le compresseur (C) envoie de l'air à une pression déterminée à la chaudière (Ch). Les gaz de combustion sortent de la chaudière à une température qui est de l'ordre de  $700^{\circ}\text{C}$  et sont envoyés dans la turbine à gaz (TG). Le foyer de la chaudière (Ch) est donc également la chambre de combustion de la turbine à gaz.

Le condensat qui est envoyé à la chaudière est préalablement réchauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz à l'intérieur du réchauffeur d'eau (R).

Une telle installation permet d'économiser 15% de combustible, comparativement à une installation de turbine à vapeur de même puissance.

#### IV 2/ Choix du cycle combiné gaz-vapeur

Le combustible prévu est le gaz naturel. Avec ce dernier, les gaz d'échappement de la turbine peuvent être soumis à un refroidissement plus prononcé dans la chaudière de récupération. Il en résulte un faible débit de vapeur soutiré à un niveau de pression bas. En outre, avec le fonctionnement au gaz naturel, la durée de vie des aubes de la turbine à gaz est augmentée et la pollution de l'environnement est moindre.

Les turbogroupes à gaz et à vapeur sont mécaniquement

séparés, la turbine à gaz peut être portée à pleine charge dans les plus brefs délais sans devoir tenir compte de l'état thermique momentané et d'autres critères de la turbine à vapeur.

La température moyenne est constante à l'entrée de la turbine à gaz. La puissance du turbogroupe à gaz varie avec la température de l'air extérieur; la quantité de chaleur transmise par les gaz d'échappement à la chaudière de récupération et par suite la quantité de vapeur produite par celle-ci subissent les mêmes variations.

On renonce à l'emploi d'un brûleur supplémentaire dans la chaudière de récupération. Un tel brûleur aurait bien sur permis d'obtenir une puissance totale de la centrale plus élevée et de réduire le prix du kw installé, mais avec les inconvénients suivants :

- Un rendement plus mauvais.
- Un temps de démarrage plus long.
- Une pollution accrue par kw produit.

Le cycle thermodynamique adopté tient compte des conditions citées dans les paragraphes du choix des cycles à vapeur et à gaz.

Le cycle combiné gaz-vapeur est schématisé par la figure (IV-2)

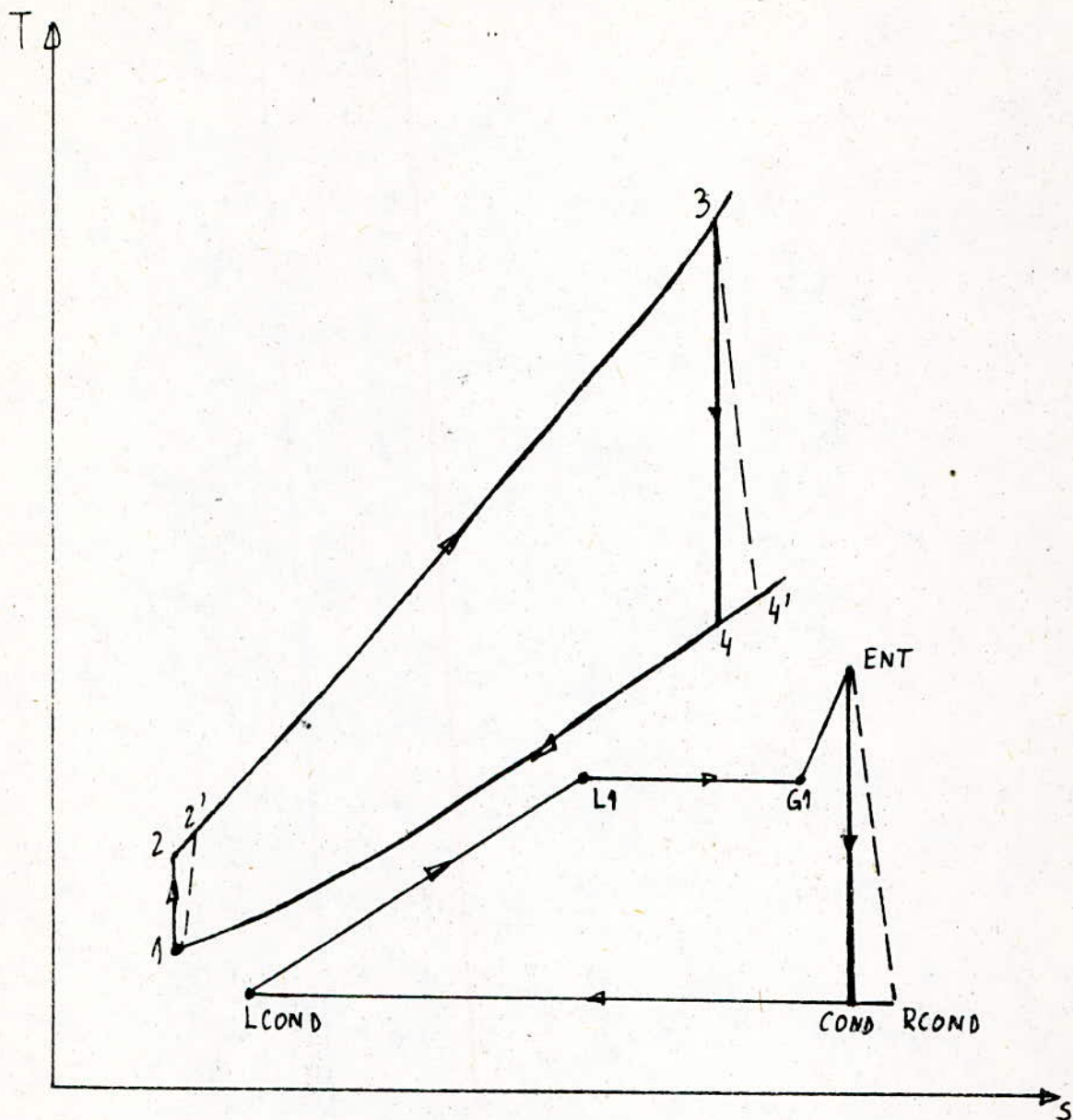


Fig IV-2 : Diagramme thermodynamique (T-s) du cycle combiné gaz-vapeur.



## La récupération

La récupération de la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz se fait à l'aide d'un récupérateur qui n'est qu'un échangeur de chaleur. Le choix du récupérateur se fait sur la base de plusieurs facteurs tels que le débit, la propreté, la température des fumées et l'efficacité.

Le critère de la température des fumées est le plus important qui intervient dans cette étude.

La différence de températures de sortie de la turbine à gaz et la température d'entrée de la turbine à vapeur est supposé constante :

$$\Delta T = T_4 - T_{ENT}$$

## IV 3/ Principaux composants de la centrale.

Le schéma thermique de la figure (IV.3) montre les principaux composants de la centrale :

- Le turbogroupe à gaz
- La chaudière de récupération avec auxiliaires.
- Le turbogroupe à vapeur avec l'installation de condensation.

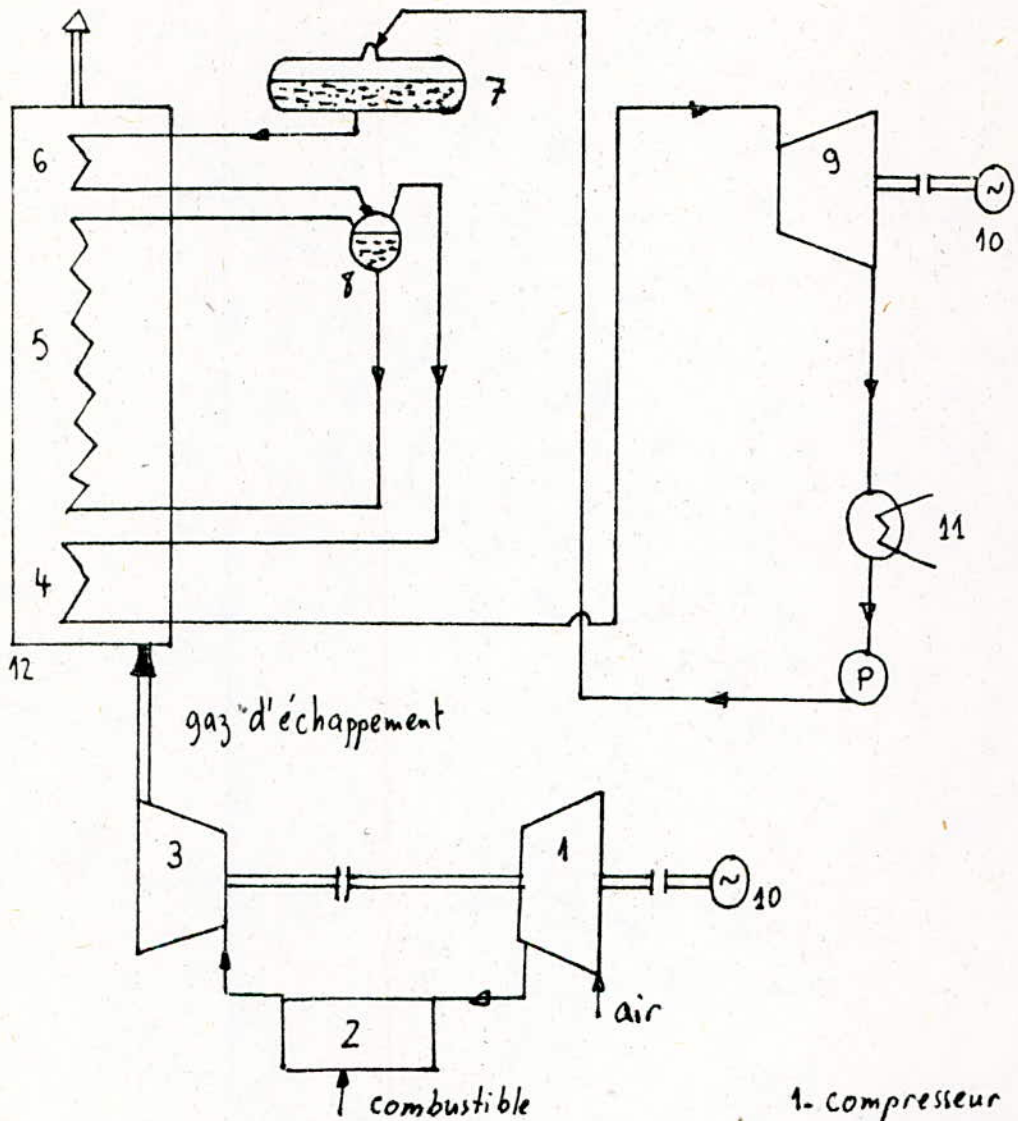


Fig IV-3

schéma physique du cycle combiné gaz-vapeur.

- 1- compresseur
- 2- chambre de combustion
- 3- turbine à gaz
- 4- surchauffeur
- 5- évaporateur
- 6- économiseur
- 7- bache alimentaire
- 8- ballon de chaudière
- 9- turbine à vapeur
- 10- turbo-alternateur
- 11- Condenseur
- 12- chaudière de récupération

#### IV-4) Travail net spécifique et rendement du cycle combiné

Les rendements des centrales combinées avec ou sans post-combustion sont influencés plus fortement par les paramètres déterminant le rendement de la turbine à gaz que par ceux du cycle vapeur.

Le travail net spécifique du cycle combiné gaz-vapeur représente la somme de chacun des travaux nets obtenus par la turbine à gaz et la turbine à vapeur.

$$W_{netc} = W_{netg} + W_{netv}$$

La puissance électrique obtenue par le cycle combiné est la somme des puissances électriques délivrées par chacune des génératrices entraînées par les turbogroupes à gaz et à vapeur

$$P_E = P_V + P_G$$

La puissance thermique fournie par la combustion s'écrit :

$$P_{cc} = P_{ci} \cdot D_c$$

avec  $P_{ci}$  : pouvoir calorifique du combustible  
 $D_c$  : débit de combustible,

Le rendement du cycle combiné s'écrit donc :

$$\eta_g = \frac{P_v + P_g}{P_{cc}}$$

IV-5/ Approche analytique de l'optimisation.

Dans notre cas, l'optimisation consiste à déterminer les températures optimales rendant le travail net spécifique et le rendement maximums.

Cette approche nous permet de situer ces températures dans des intervalles devant être utilisés pour la programmation.

Ainsi le programme effectué sera moins long et moins encombrant et le temps machine sera relativement court.

Exprimons le travail net spécifique de la turbine à vapeur en fonction du rendement de Carnot :

$$W_{netv} = \eta_{ca} \cdot \frac{c_p}{g_3} (T_4' - T_1)$$

$$\text{avec } T_4' = T_3(1 - \eta_t) + \eta_t T_4$$

$$W_{netv} = \eta_{ca} \frac{c_p}{g_3} [T_3(1 - \eta_t) - T_1 + \eta_t T_4]$$

Le travail net spécifique du cycle combiné sera donc

$$W_{netc} = W_{netv} + W_{netg}$$

avec

$$W_{netG} = \eta_t C_{pg2} T_3 \left[ 1 - \frac{T_4}{T_3} \right] - \frac{C_{pa}}{\eta_c} T_1 \left[ \frac{T_3}{T_4} - 1 \right]$$

d'où

$$W_{netc} = \eta_t C_{pg2} T_3 \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \frac{C_{pa}}{\eta_c} T_1 \left( \frac{T_3}{T_4} - 1 \right) + \eta_{ca} C_{pg3} \left[ T_3 (1 - \eta_t) - T_1 + \eta_t T_4 \right]$$

D'autre part le rendement de Carnot s'écrit :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{COND}}{T_{ENT}}$$

$$\text{avec } T_{ENT} = T_4 - \Delta T$$

$\Delta T$  est la différence des températures des gaz d'échappement et de la vapeur à l'entrée de la turbine à vapeur.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{COND}}{T_4 - \Delta T}$$

finalement on obtient :

$$W_{netc} = \eta_t C_{pg2} T_3 \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \frac{C_{pa}}{\eta_c} T_1 \left( \frac{T_3}{T_4} - 1 \right) + \left( 1 - \frac{T_{COND}}{T_4 - \Delta T} \right) C_{pg3} \left( T_3 (1 - \eta_t) - T_1 + \eta_t T_4 \right)$$

Pour trouver la température  $T_4$  rendant maximum le travail net spécifique on calcule la dérivée  $dW_{netc}/dT_4$

On aboutit à l'expression suivante :

$$\begin{aligned} \frac{dW_{netc}}{dT_4} = & \eta_t (c_{pg3} - c_{pg2}) T_4^4 - 2 \Delta T \eta_t (c_{pg3} - c_{pg2}) T_4^3 + \left\{ \eta_t (c_{pg3} - c_{pg2}) \Delta T^2 + \frac{c_{pa} T_1 T_3}{\eta_c} + \right. \\ & \left. + T_{cond} c_{pg3} \left[ T_3 (1 - \eta_t) - T_1 \right] + \eta_t T_{cond} \cdot \Delta T \cdot c_{pg3} \right\} T_4^2 + \\ & - 2 c_{pa} \frac{T_1 T_3 \Delta T}{\eta_c} T_4 + \frac{c_{pa} T_1 T_3 \Delta T^2}{\eta_c} \end{aligned}$$

En faisant l'approximation que  $c_{pg}$  est constante, et en résolvant l'équation obtenue on obtiendra la température  $T_4$  maximisant le travail net spécifique.

$$\left[ \frac{c_{pa} T_1 T_3}{\eta_c} + T_{cond} \cdot c_{pg3} \left( T_3 (1 - \eta_t) - T_1 + \eta_t \Delta T \right) \right] T_4^2 - \frac{2 c_{pa} T_1 T_3 \Delta T}{\eta_c} T_4 + \frac{c_{pa} T_1 T_3 \Delta T^2}{\eta_c} = 0$$

d'où

$$T_4 = \Delta T \left[ 1 + \sqrt{3 - \frac{\eta_c}{c_{pa} T_1 T_3} \left[ T_{cond} c_{pg3} \left( T_3 (1 - \eta_t) - T_1 + \eta_t \Delta T \right) \right]} \right]$$

avec  $T_1$  : température d'admission au compresseur

$T_3$  : température d'admission à la turbine à gaz

$T_4$  : température d'échappement de la turbine à gaz

$T_{cond}$  : température de condensation.

$\Delta T$  : différence de température dans la chaudière de

de récupération.

En partant de la définition du rendement thermique

$$\eta_g = \frac{P_v + P_G}{P_{ec}}$$

avec  $P_{ec} = P_{ci} \cdot D_c$

$P_{ci}$  : pouvoir calorifique

$D_c$  : débit de combustible.

et 
$$P_v = \eta_{ca} C_{p_{g3}} \left[ T_3(1-\eta_t) - T_1 + \eta_t T_4 \right] \cdot D_v$$

$$P_G = \frac{(1,0657 + \lambda)}{0,0657} D_c \eta_t C_{p_{g2}} T_3 \left[ 1 - \frac{T_4}{T_3} \right] - \frac{(1+\lambda)}{0,0657} D_c \frac{C_{pa} T_1}{\eta_c} \left[ \frac{T_3}{T_4} - 1 \right]$$

Et en raisonnant de la même façon que pour le travail net spécifique, on obtient pour le rendement :

$$\eta_t C_{p_{g3}} \left( D_v - \frac{(1,0657 + \lambda)}{0,0657} D_c \right) T_4^4 - 2 \eta_t C_{p_{g3}} \left( D_v - \frac{(1,0657 + \lambda)}{0,0657} D_c \right) \Delta T \cdot T_4^3 +$$

$$\left\{ \eta_t C_{p_{g3}} \left( D_v - \frac{(1,0657 + \lambda)}{0,0657} D_c \right) \Delta T^2 + \frac{(1+\lambda)}{0,0657} \frac{D_c \cdot C_{pa}}{\eta_c} T_1 T_3 + D_v \frac{C_{p_{g3}}}{\eta_c} T_{cond} (\eta_t \Delta T - T_1) \right\} T_4^2$$

$$- 2 \Delta T \frac{(1+\lambda)}{0,0657} D_c \frac{C_{pa} T_1 T_3}{\eta_c} T_4 + \frac{(1+\lambda)}{0,0657} \cdot \frac{D_c \cdot C_{pa} T_1 T_3 \Delta T^2}{\eta_c} = 0$$

En résolvant cette équation, on obtient la température  $T_4$  maximisant le rendement thermique.

## CHAPITRE V

### ELABORATION DU PROGRAMME D'ORDINATEUR

V-1/ Méthode d'optimisation utilisée.

Dans notre cas, l'optimisation consiste à chercher le maximum d'une fonction  $y = f(x)$  qui peut être soit le travail net spécifique, soit le rendement. Cette fonction est définie et bornée en tout point d'un intervalle  $I = [a, b]$ .

Maximiser  $f(x)$  sur  $I$  revient à rechercher un point  $\bar{x}$  tel que  $y(\bar{x}) = \max_{x \in I} f(x)$

La méthode d'optimisation choisie est la méthode de recherche unidimensionnelle. L'avantage de son utilisation réside dans le fait qu'elle ne nécessite que le seul calcul de  $f(x)$  en un certain nombre de points. Cette méthode ne suppose ni la continuité ni la dérivabilité de  $f(x)$ . Le type de méthode choisi est basé sur la suite de Fibonacci et est appelé méthode du Nombre d'Or.

V-1.a/ objet de la méthode

Initialement, on choisit un intervalle d'incertitude ayant pour longueur  $L_1 = b - a$

L'objet de la méthode de recherche unidimensionnelle est de procéder à la réduction de cet intervalle en deça



d'une limite  $L_n$ . La longueur  $L_n$  de l'intervalle d'incertitude final définit la précision avec laquelle on a localisé la racine  $\bar{x}$ .

On désigne par le rapport de réduction la grandeur  $L_n/L_1$

### II 1-b/ Principe de la méthode

Le principe de cette méthode est d'évaluer  $f(x)$  à chaque itération en un certain nombre des points supports. Cette procédure permet de réduire l'intervalle d'incertitude. Puis, on réitère le procédé à partir du nouvel intervalle que l'on réduit jusqu'à ce que l'intervalle d'incertitude soit en deçà de la précision choisie pour la détermination de  $\bar{x}$ .

### II 1-c/ Présentation de la méthode

La longueur  $L_i$  du  $i$ -ème intervalle est calculée par l'équation récurrente  $L_i = L_{i-2} - L_{i-1}$  - 1 -

On impose que le rapport de réduction soit constant

$$\alpha = \frac{L_i}{L_{i-1}} = \frac{L_{i-1}}{L_{i-2}} = cte \quad - 2 -$$

En combinant la relation -1- à la relation -2- on obtient :

$$\alpha = \frac{1}{\alpha} - 1$$

$$\text{Soit } \alpha^2 + \alpha - 1 = 0$$

$$\text{d'où } \alpha = (\sqrt{5} - 1)/2 \quad \alpha = 0,618$$

On peut donc résumer ainsi l'algorithme du nombre d'or:

$$a/ \quad L_1 = b - a$$

$$k = 1$$

$$\alpha = (\sqrt{5} - 1)/2$$

$$x_2 = a + L_1$$

$$x_1 = b - L_1$$

$$y_2 = f(x_2)$$

$$y_1 = f(x_1)$$

$$b/ \quad L_k = L_{k-1} \cdot \alpha$$

$$k = 2, \dots, 1 + \ln R / \ln \alpha$$

$$\text{si } y_1 > y_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} x_d = x_2 \\ x_1 = x_d - L_k \\ x_2 = x_1 \end{array} \right.$$

$$x_1 = x_d - L_k$$

$$y_1 = f(x_1)$$

$$x_2 = x_1$$

$$y_2 = y_1$$

$$\text{si } y_1 < y_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} x_g = x_1 \\ x_2 = x_g + L_k \\ x_1 = x_2 \end{array} \right.$$

$$x_2 = x_g + L_k$$

$$y_2 = f(x_2)$$

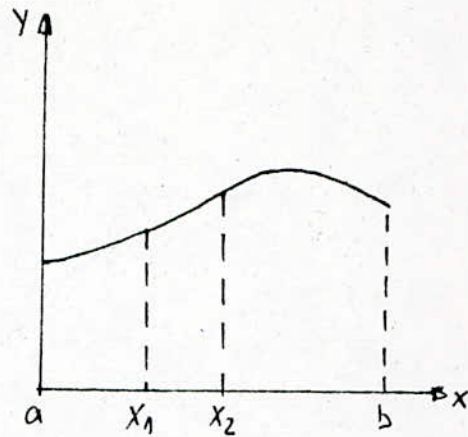
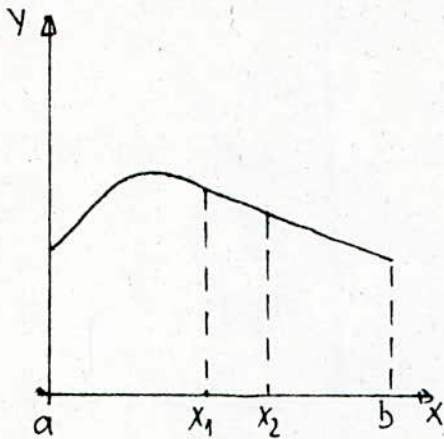
$$x_1 = x_2$$

$$y_1 = y_2$$

$$c/ \quad \bar{x} = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

$$\bar{y} = f(\bar{x})$$

Cet algorithme correspond aux deux cas de figures suivants :



### V-2/ Description générale du programme

Le programme principal consiste à déterminer en plusieurs points du cycle combiné gaz-vapeur les paramètres caractérisant l'état des fluides évoluant.

Ces paramètres sont déterminés à l'aide des données de base (pression, température) et à l'aide des équations d'état tabulaires.

Dans notre programme, on a utilisé les tables thermodynamiques de la vapeur d'eau, de l'air et des gaz de combustion :  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  et  $\text{H}_2\text{O}$ .

On fixe un intervalle de température des gaz d'échappement de la turbine à gaz, puis on réduit cet intervalle jusqu'à obtenir le rendement ou le travail net spécifique maximum du cycle combiné.

Pour cela l'ordre donné au programme est le suivant :

- Données tabulaires
- Programme principal calculant le rendement et le travail net spécifique du cycle combiné.
- Sous programme d'optimisation
- Sous programme d'interpolation

Le calcul se fait étape par étape selon le cycle de la figure (IV-2). Le programme calcule d'abord les paramètres du cycle à gaz, puis du cycle à vapeur et enfin ceux du cycle combiné gaz-vapeur.

## II 2-a) Tables thermodynamiques

Elles sont au nombre de huit :

- table de vapeur surchauffée.
- table de vapeur saturée.
- table d'eau liquide comprimé.
- table de l'air.
- table des gaz de combustion :  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$  et  $\text{H}_2\text{O}$ .

### 2a-1) Table de vapeur surchauffée.

C'est un ensemble de 36 tables, chacune correspond à une pression. Celle-ci varie de 0,01 MPa à 60 MPa.

Une valeur numérique quelconque de la table est repérée à l'aide de trois indices (I, J, K)

### 2a-2) Table d'eau liquide

Elle est composée de six tableaux, dont chacun est spécifique à une pression donnée.

### 2a-3) Table de vapeur saturée

C'est une matrice de 72 lignes et 8 colonnes, chaque valeur numérique de la table est repérée par deux indices (I, J)

### 2a-4) Tables des gaz résultant de la combustion: $\text{CO}_2$ , $\text{H}_2\text{O}$ , $\text{N}_2$ et $\text{O}_2$ .

Chacune des tables est une matrice de 27 lignes et 3 colonnes. Une valeur numérique est repérée à l'aide de deux indices (I, J)

### 2a-5) Table de l'air.

C'est une matrice de 91 lignes et 3 colonnes.

### II 2-b) Méthode d'interpolation

Les huit tables sont correctement placées dans le programme indépendamment l'une de l'autre à l'aide de

Variables indicées formant ainsi un code numérique bien précis.

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

- Sous programme INTER S1 - table de vapeur saturée .
- Sous programme INTER S2 - table d'eau liquide .
- Sous programme INTER C3 - table de vapeur surchauffée .
- Sous programme d'interpolation - table CO<sub>2</sub>
- Sous programme d'interpolation - table H<sub>2</sub>O
- Sous programme d'interpolation - table N<sub>2</sub>
- Sous programme d'interpolation - table O<sub>2</sub>
- Sous programme d'interpolation - table air .

Du programme principal on spécifie les données de base nécessaires (une ou deux selon la table) 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 linéaire qui peut être simple ou double entre deux lignes consécutives et transmet les résultats au programme principal .

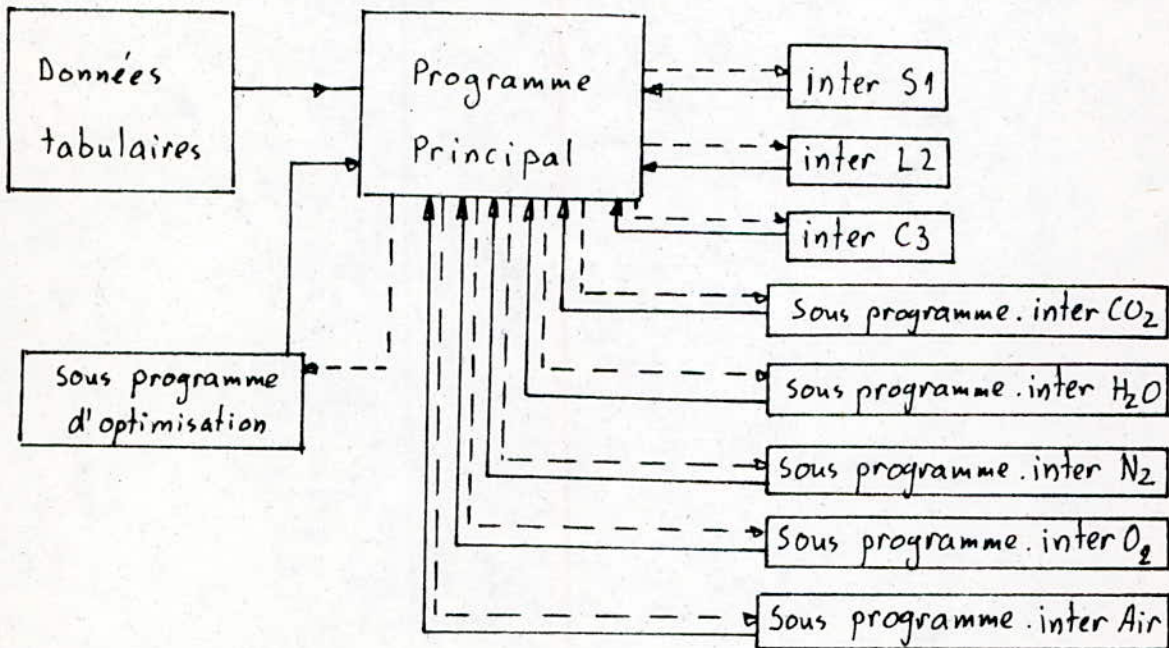
### 2-c/ Méthode d'optimisation

Du programme principal, on spécifie l'intervalle de température des gaz d'échappement. Le programme est chargé de calculer le rendement et le travail net du cycle combiné.

Le sous programme d'optimisation consiste à faire diminuer l'intervalle de température spécifié et cela en procédant à une nouvelle itération jusqu'à obtenir des valeurs maximales.

#### 2c.1. Structure du programme.

Le programme complet peut-être schématisé comme suit:



Sous programme Inter S<sub>1</sub> :

Il détermine les paramètres d'état (température, enthalpie, entropie et volume massique) des points du cycle situés sur la ligne de saturation et dans le domaine biphasique tout en faisant une interpolation linéaire simple.

Sous programme Inter L<sub>2</sub> :

Il est spécifique à la table d'eau liquide, sa fonction est de déterminer la température de l'eau d'alimentation de la chaudière tout en lui spécifiant la pression et l'enthalpie correspondantes.

Sous programme Inter C<sub>3</sub> :

Il est spécifique à la table de vapeur surchauffée. Il détermine les paramètres caractérisant l'état de la vapeur dans la zone surchauffée en lui spécifiant la pression de la vapeur et une autre donnée qui peut être soit l'enthalpie, l'entropie ou la température.

Sous programmes des différences d'enthalpies

Ils sont spécifiques aux tables des gaz de combustion et de l'air. Ils déterminent la différence d'enthalpie de



de chacun des constituants des gaz d'échappement et de l'air en leur spécifiant la température

### V-3/ Notations et symboles utilisés dans le programme

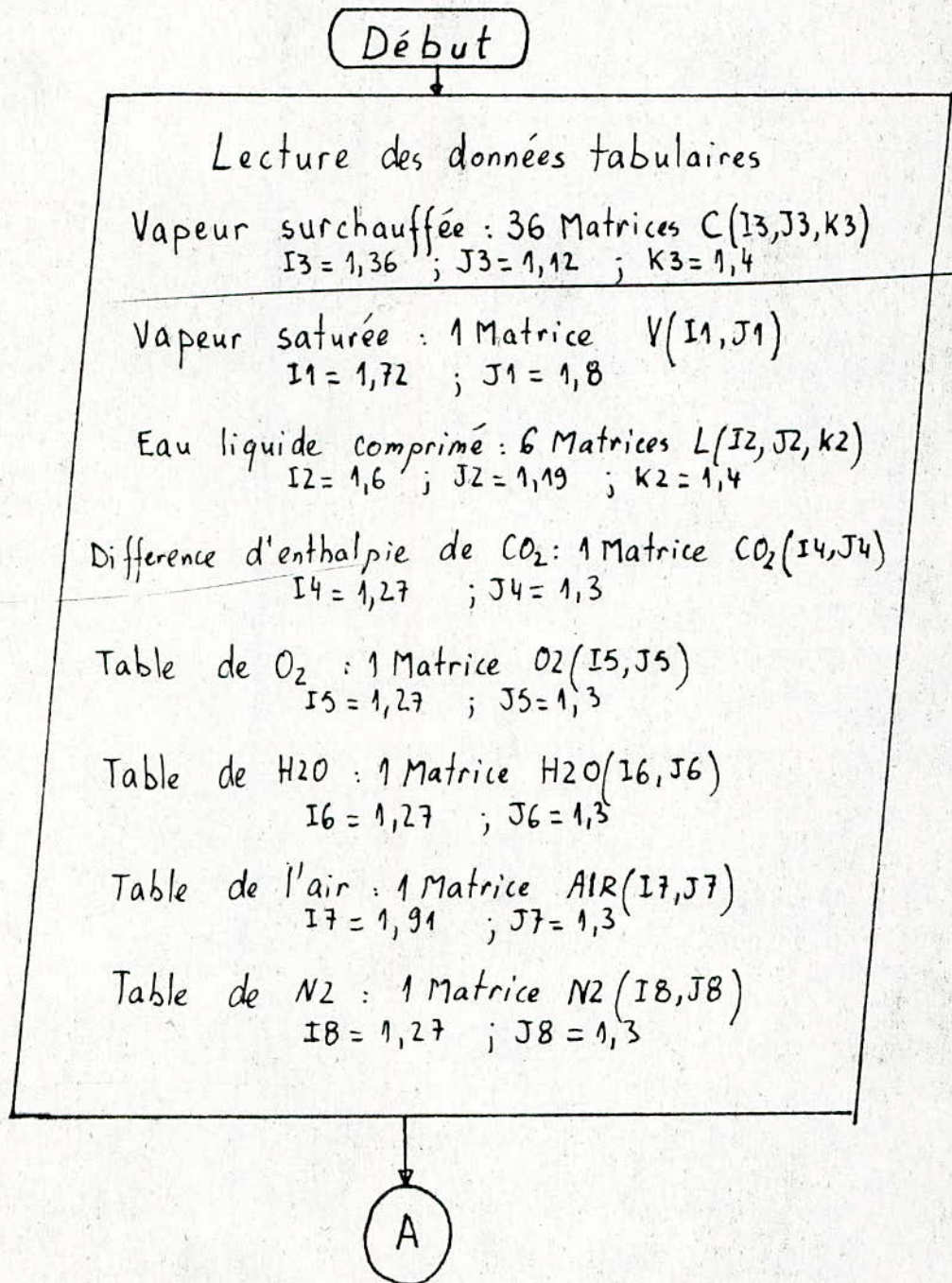
Les différents symboles qui ont été utilisés dans le programme sont choisis de telle façon à permettre une impression de tous les paramètres calculés et aussi de rendre l'exposé le plus clair que possible.

symbole	objet
ENT	Entrée de la turbine à vapeur
G	Point situé sur la ligne de saturation (vapeur sèche)
L	Point situé sur la ligne de saturation (eau liquide)
COND	Point à l'admission du condenseur
RCOND	Point de condensation réelle.
P1, T1	Pression et température à l'admission du compresseur
P2, T2	Pression et température à l'admission de la chambre de combustion
P3, T3	Pression et température à l'admission de la turbine à gaz
P4, T4	Pression et température à l'échappement

Symbole	Objet
XMIN	Titre minimal à la sortie de la turbine à vapeur
XRC	Titre réel de la vapeur à l'entrée du condenseur
TGW	Température à l'échappement : borne gauche pour le travail
TDW	Température à l'échappement : borne droite pour le travail
TD <del>R</del>	Température à l'échappement : borne droite pour le rendement
TGR	Température à l'échappement : borne gauche pour le rendement
DT	Différence de température de la chaudière
TROP	Température optimale pour le rendement
TWOP	Température optimale pour le travail net spécifique
DV	Débit de vapeur
DC	Débit de combustible
DA	Débit d'air
NIT	Rendement interne de la turbine à vapeur
RC	Rendement interne du compresseur
RT	Rendement interne de la turbine à gaz
RCC	Rendement de la chambre de combustion
RAL	Rendement de l'alternateur
R	Rapport de réduction
REND	Rendement thermique du cycle combiné.
CP	Chaleur spécifique

Symbole	Objet
TAUC	Taux de compression
M	masse
LAMBDA	Excès d'air
HF	Enthalpie aux conditions standards
DH	Différence d'enthalpie
WNET	Travail net spécifique
PU	Puissance utile
PE	Puissance électrique
Q <sub>TG</sub>	Chaleur fournie par la combustion
MAX	Maximum

# ORGANIGRAMME



A

Lecture des données

Pression et température d'entrée du compresseur :  $P_1, T_1$

Taux de compression : TAUC

Température borne gauche du travail : TGW

Température borne droite du travail : TDW

Température borne gauche du rendement : TGR

Température borne droite du rendement : TDR

Rendement interne du compresseur : RC

Rendement interne de la turbine à gaz : RT

Rendement de la chambre à combustion : RCC

Débit de combustible : DC

Différence de température de la chaudière : DT

Pression à l'entrée de la turbine à vapeur :  $P_{ENT}$

Pression au condenseur :  $P_{COND}$

Titre minimal à la sortie de la turbine à vapeur :  $X_{MIN}$

Rendement interne de la turbine à vapeur :  $\eta_{IT}$

Débit de vapeur : DV

Rendement de l'alternateur : RAL

Rapport de réduction R

Calcul du cycle à gaz

$$K_1 = 1,39$$

$$K_{P1} = (K_1 - 1) / K_1$$

$$TAUC_{11} = TAUC * K_{P1}$$

B

(B)

$$T2 = T1 * TAUCI1$$

CPA

$$WC = CPA * T1 * (TAUCI1 - 1) / RC$$

$$K2 = 1,33$$

$$KP2 = (K2 - 1) / K2$$

$$TAUCI2 = TAUC * KP2$$

$$T3 = T4 * TAUCI2$$

$$T = T4$$

Sous Pro  
O2

Sous Pro  
CO2

Sous Pro  
H2O

Sous Pro  
N2

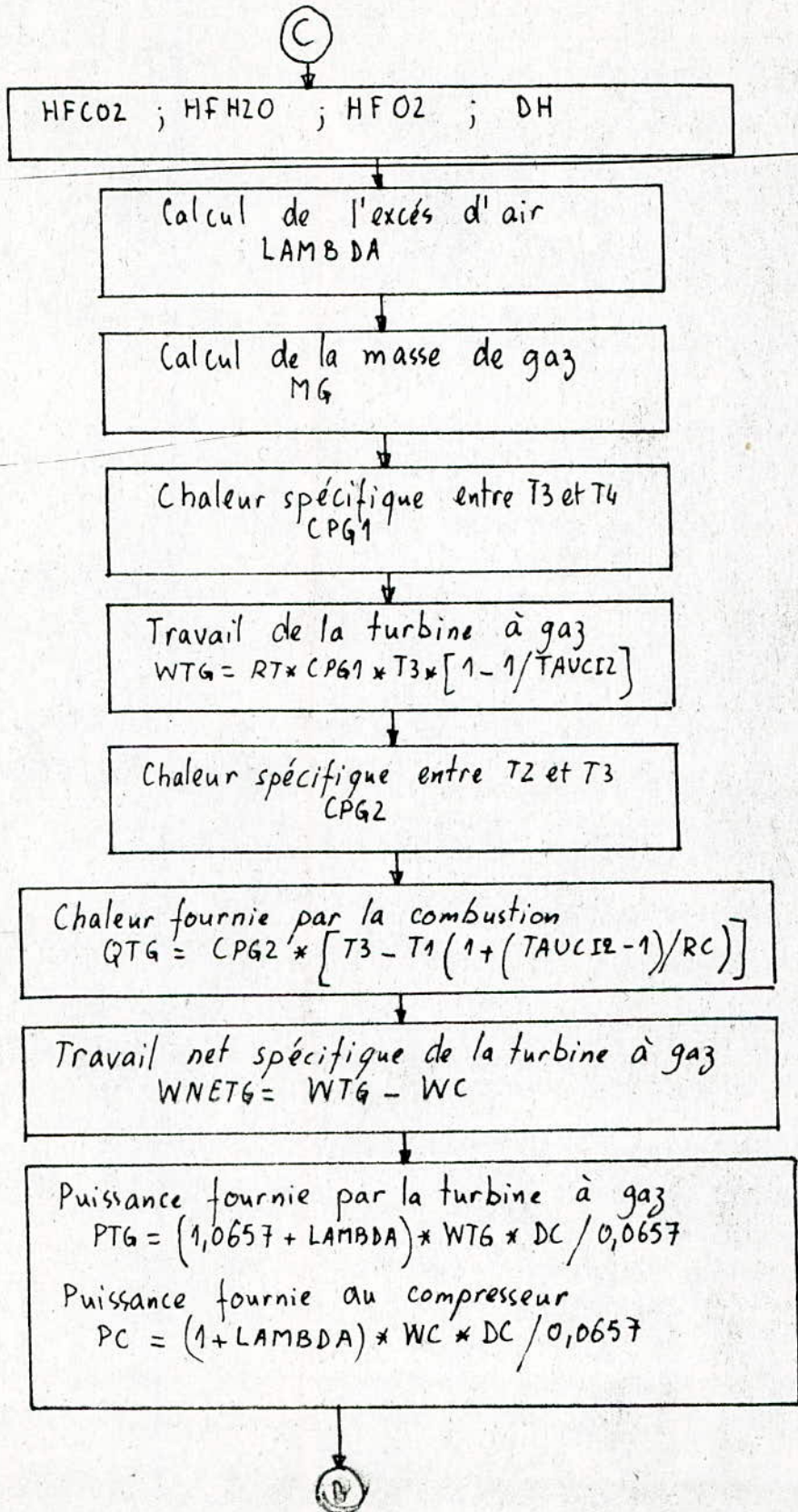
$$DHCO2 = DH1 ; DHO2 = DH2 ; DHH2O = DH3, DHN2 = DH4$$

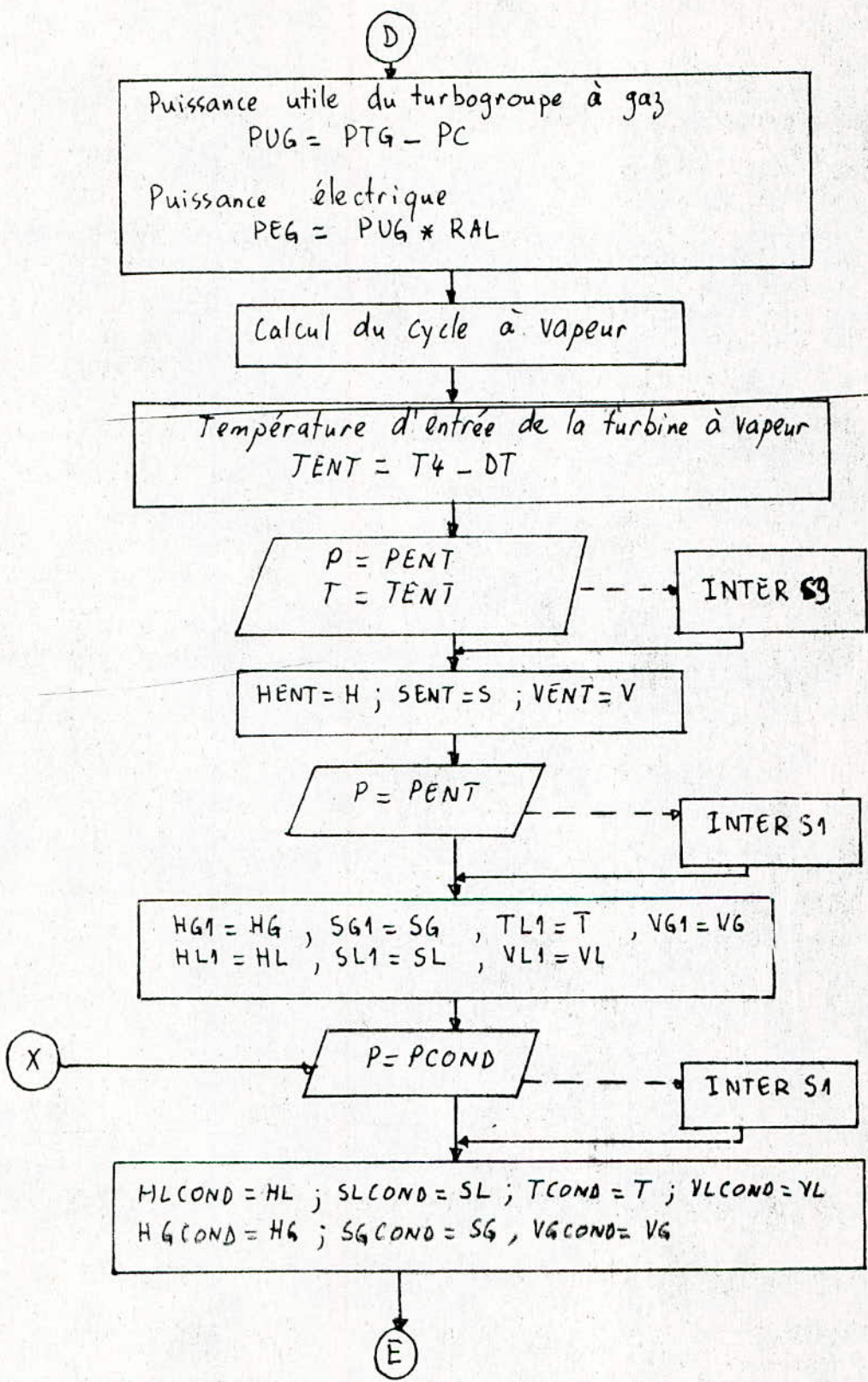
Sous Pro  
AIR

$$TA = T2$$

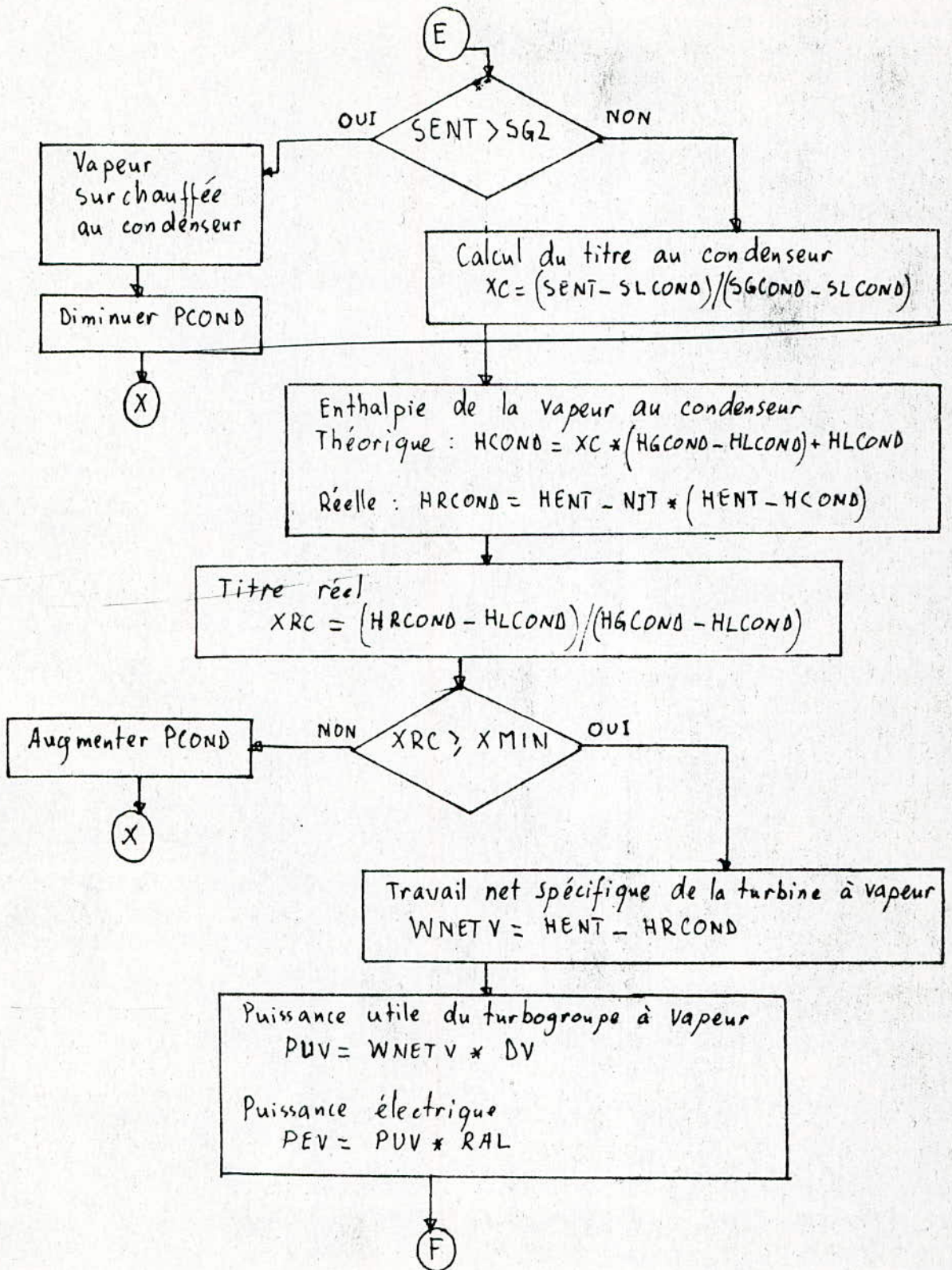
$$HAIR = HA$$

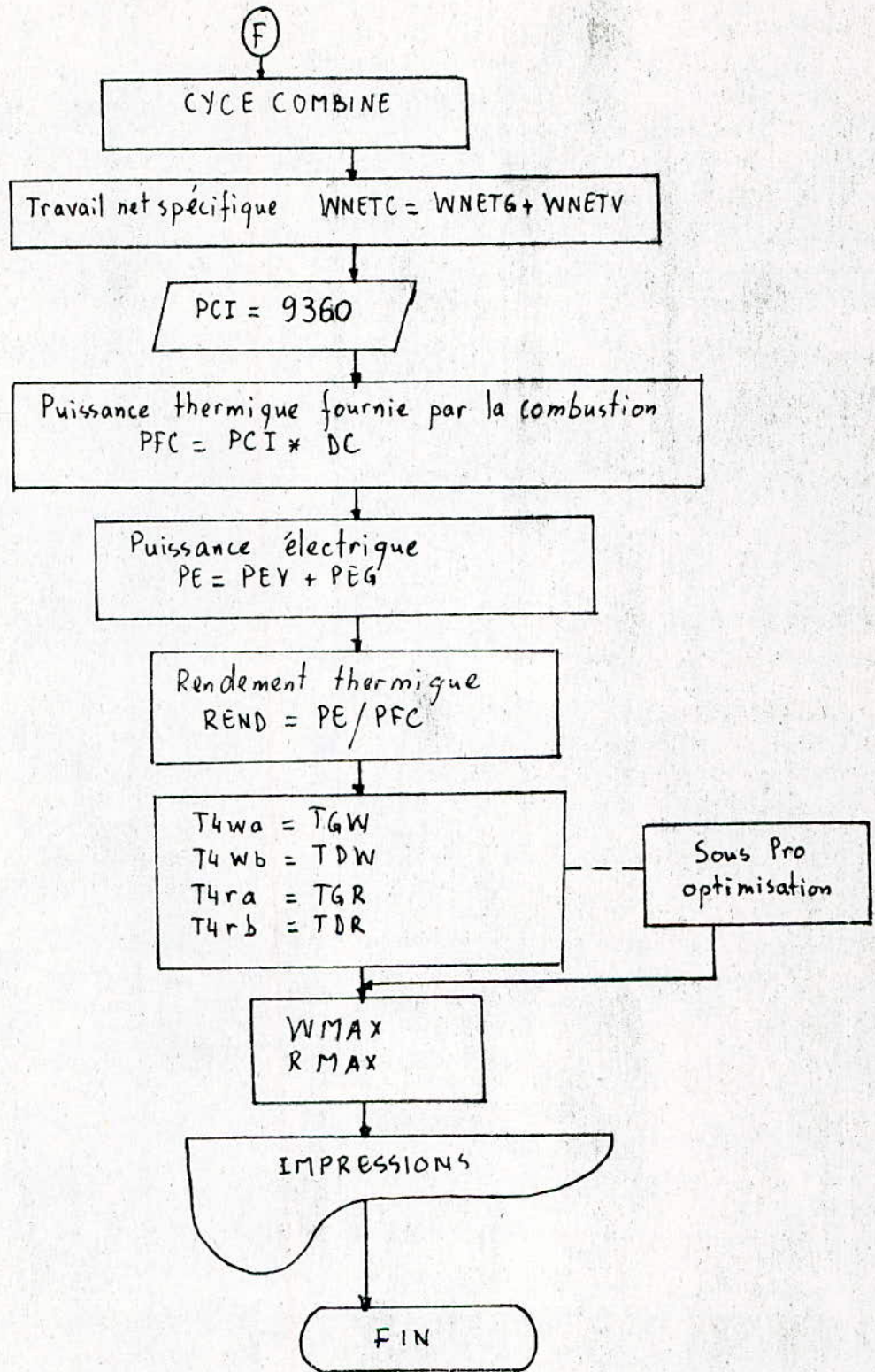
(C)



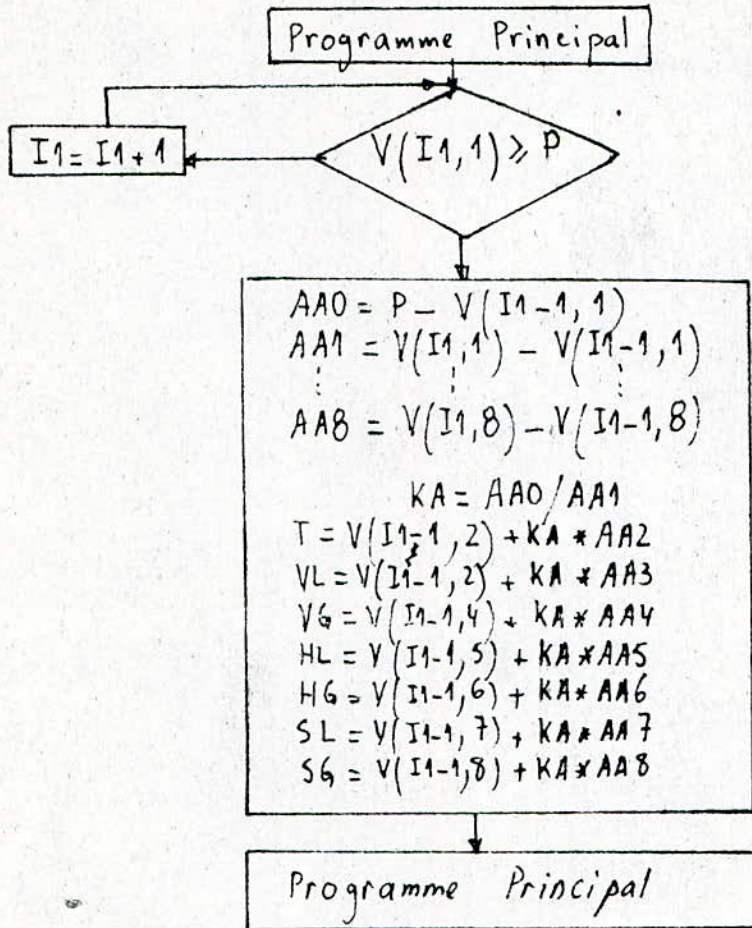




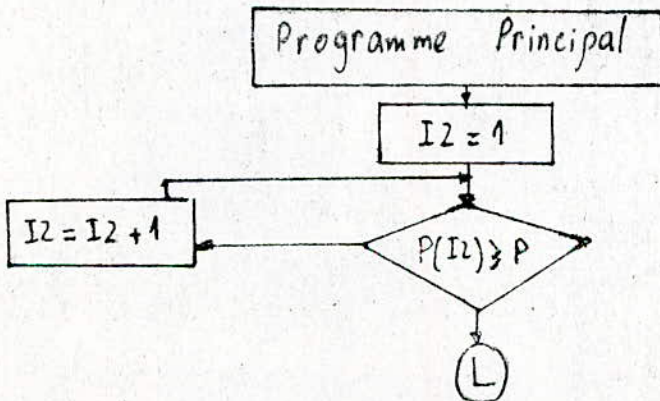


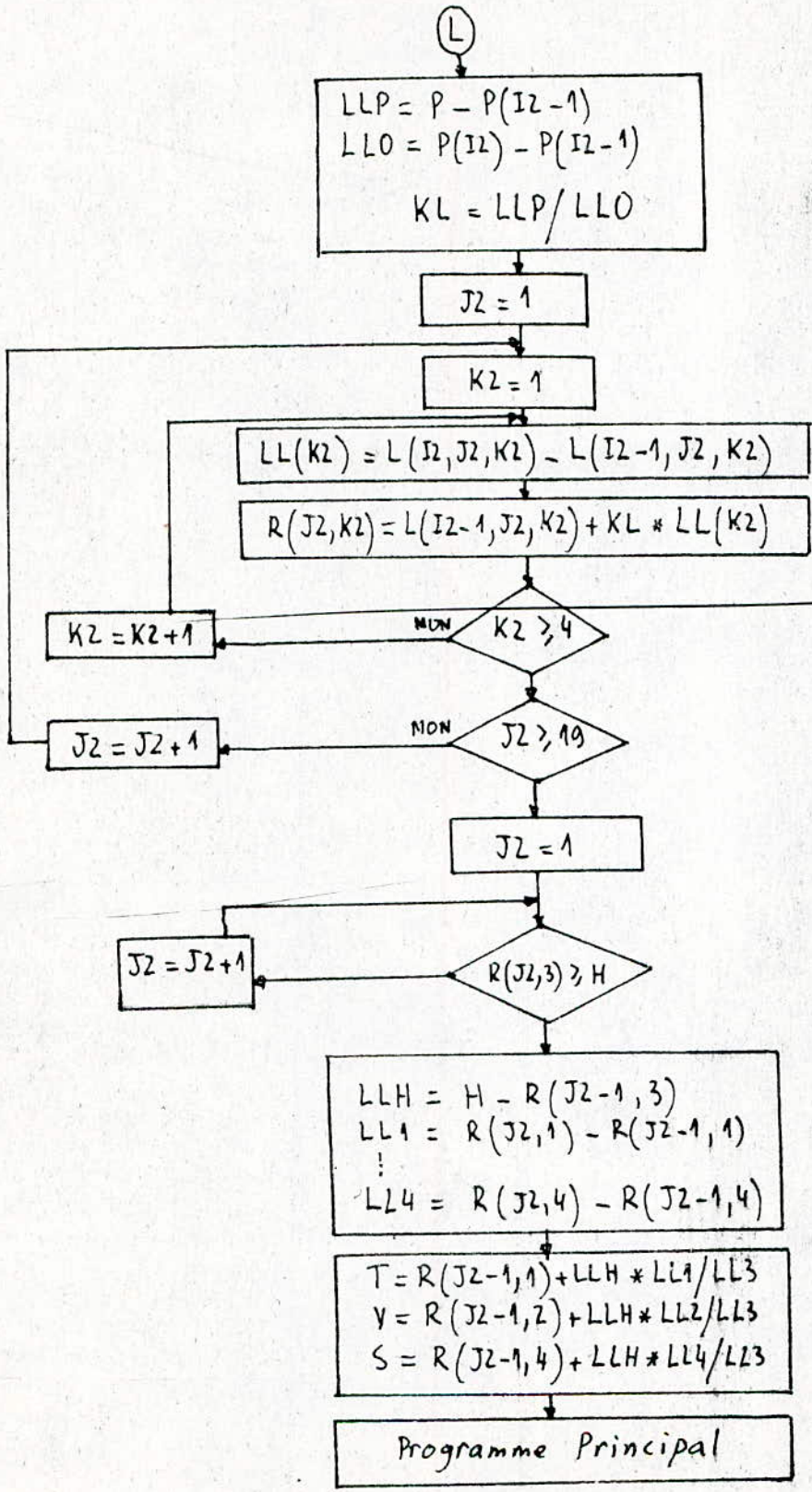


### SOUS PROGRAMME INTER S1 (une seule interpolation)

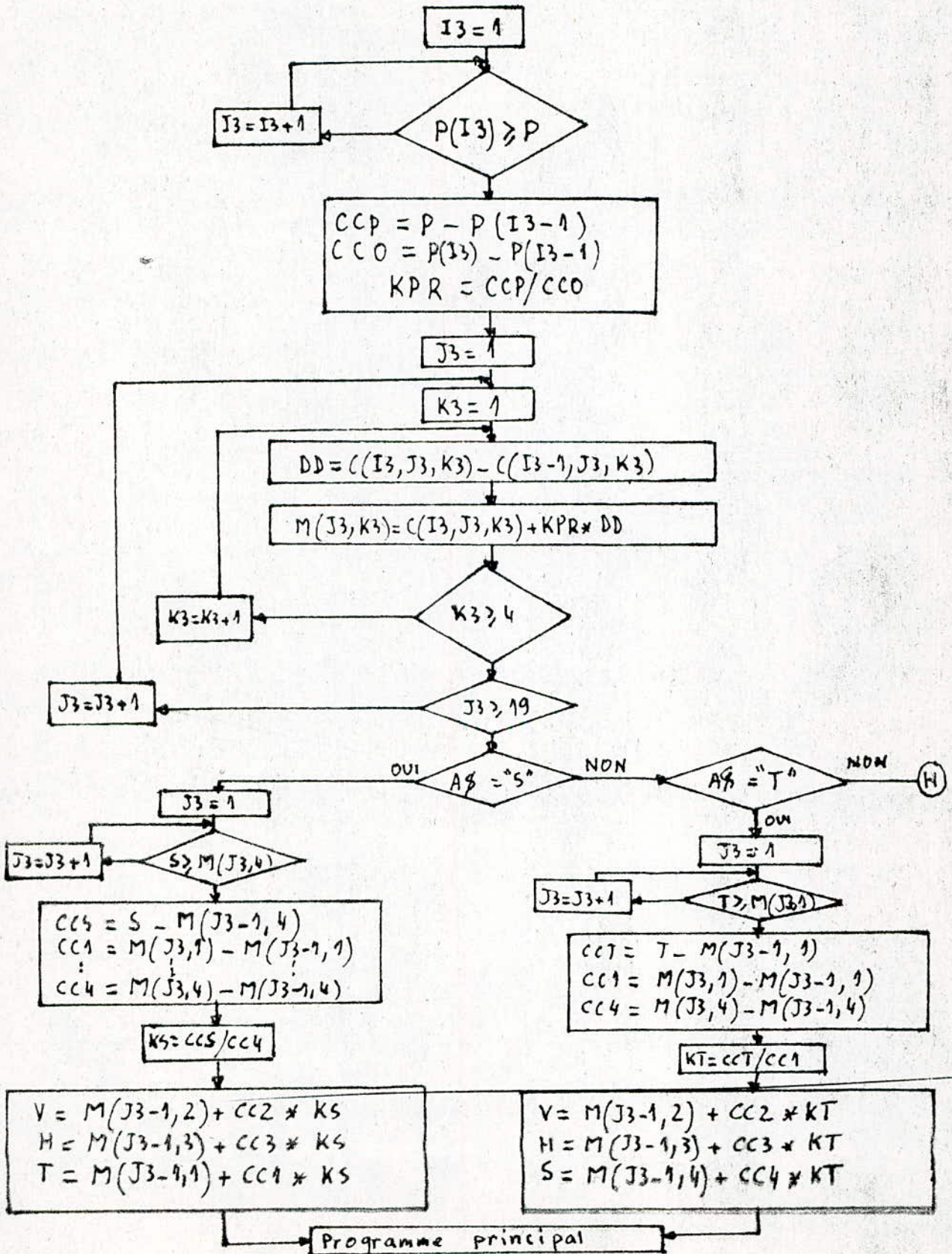


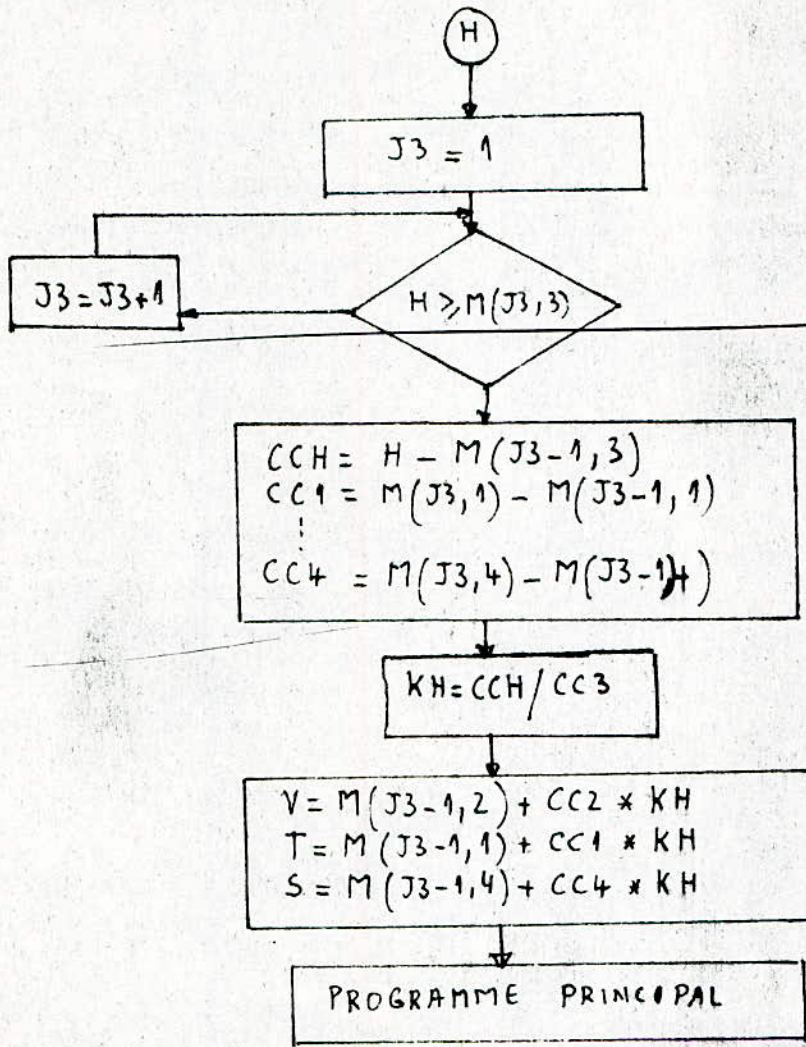
### SOUS PROGRAMME INTER L2 (double interpolation)



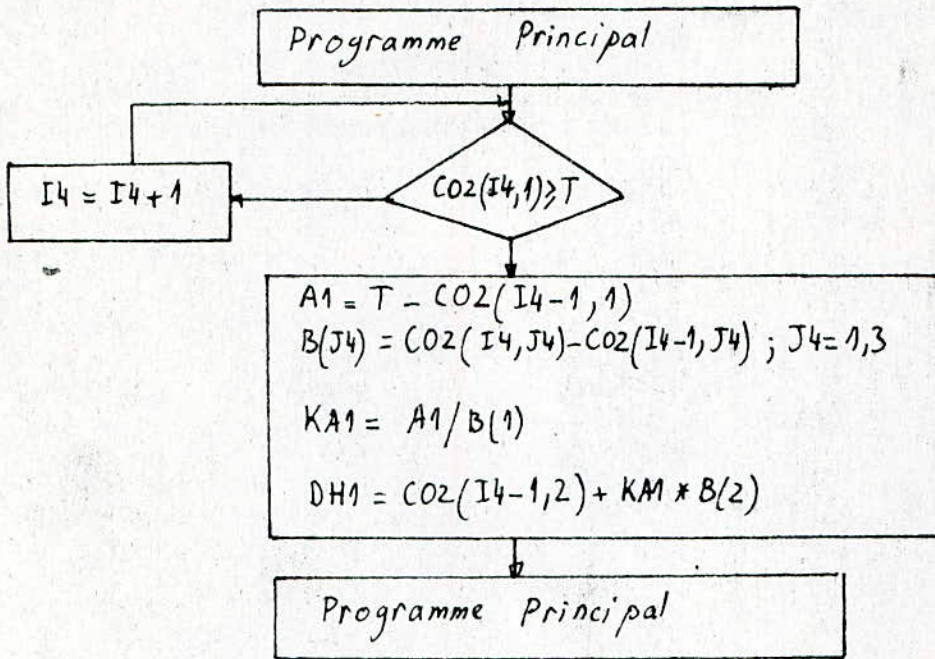


# SOUS PROGRAMME INTER C3 (double interpolation)

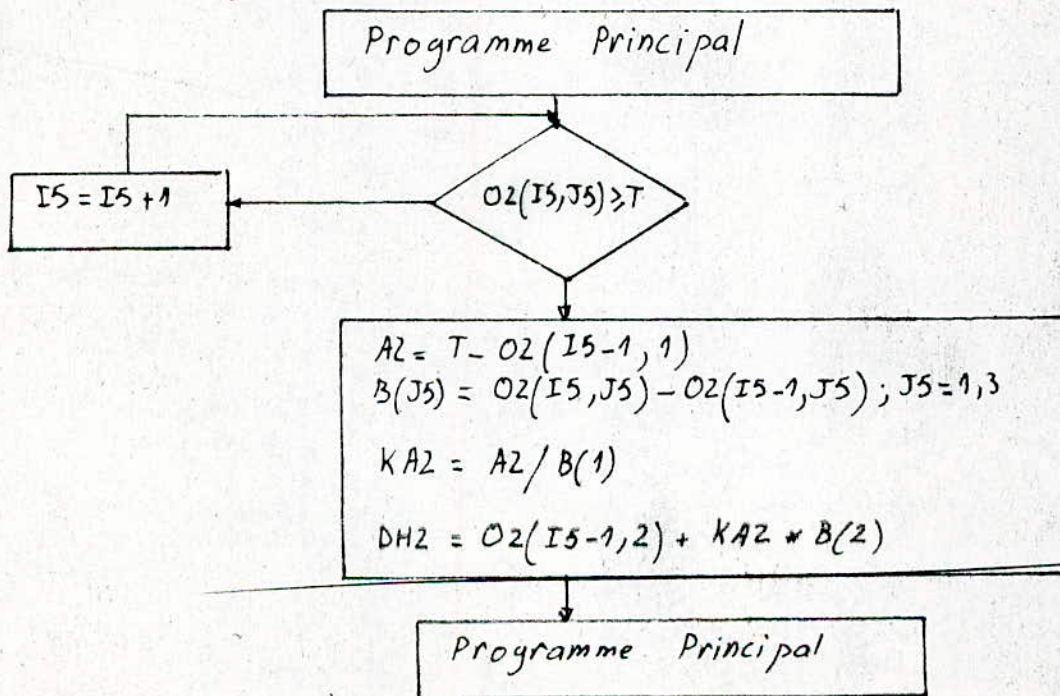




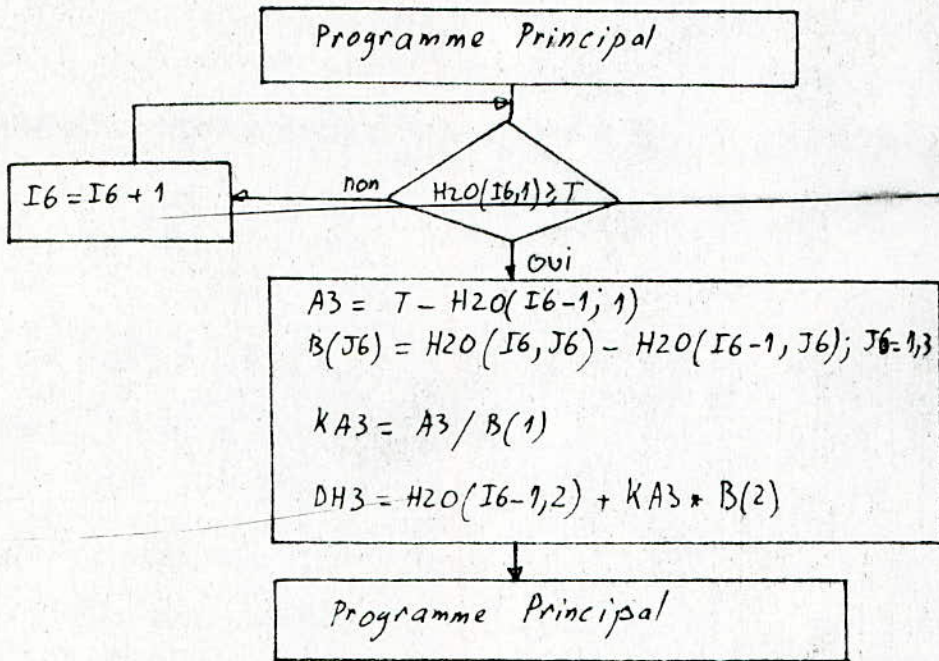
### Sous Programme CO<sub>2</sub>



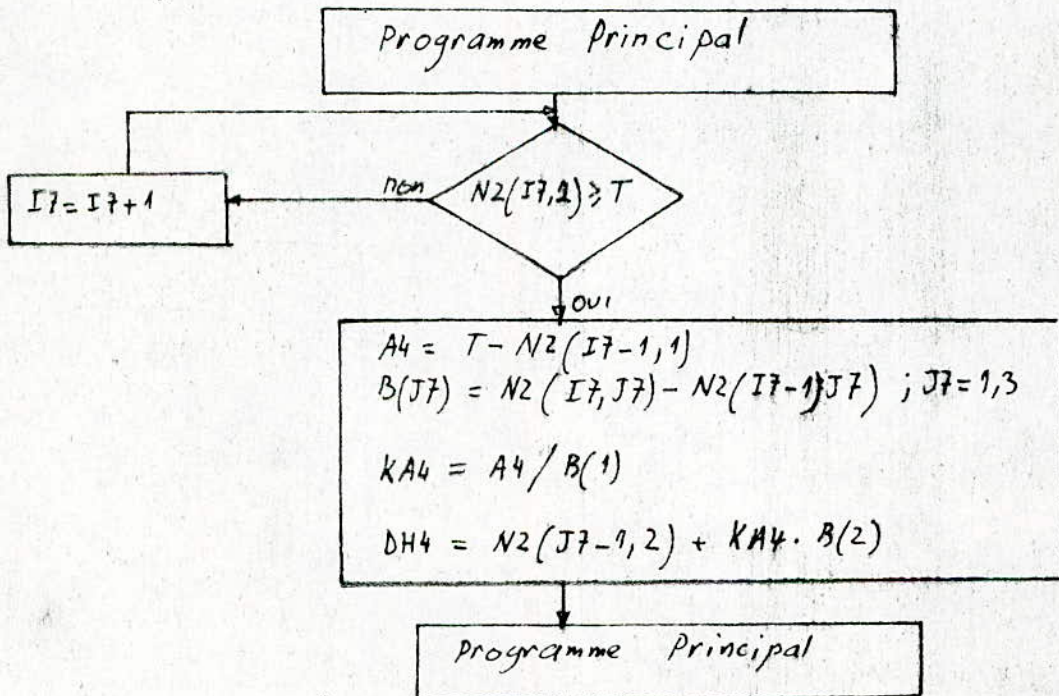
### Sous Programme O<sub>2</sub>



## Sous Programme H2O

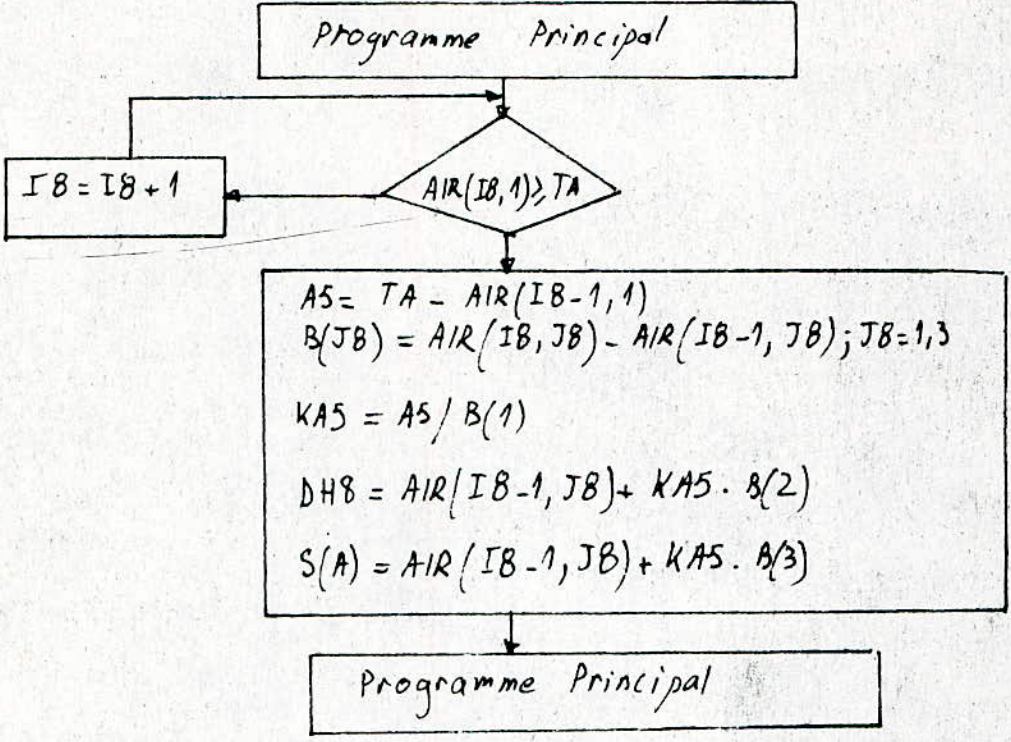


## Sous Programme N2

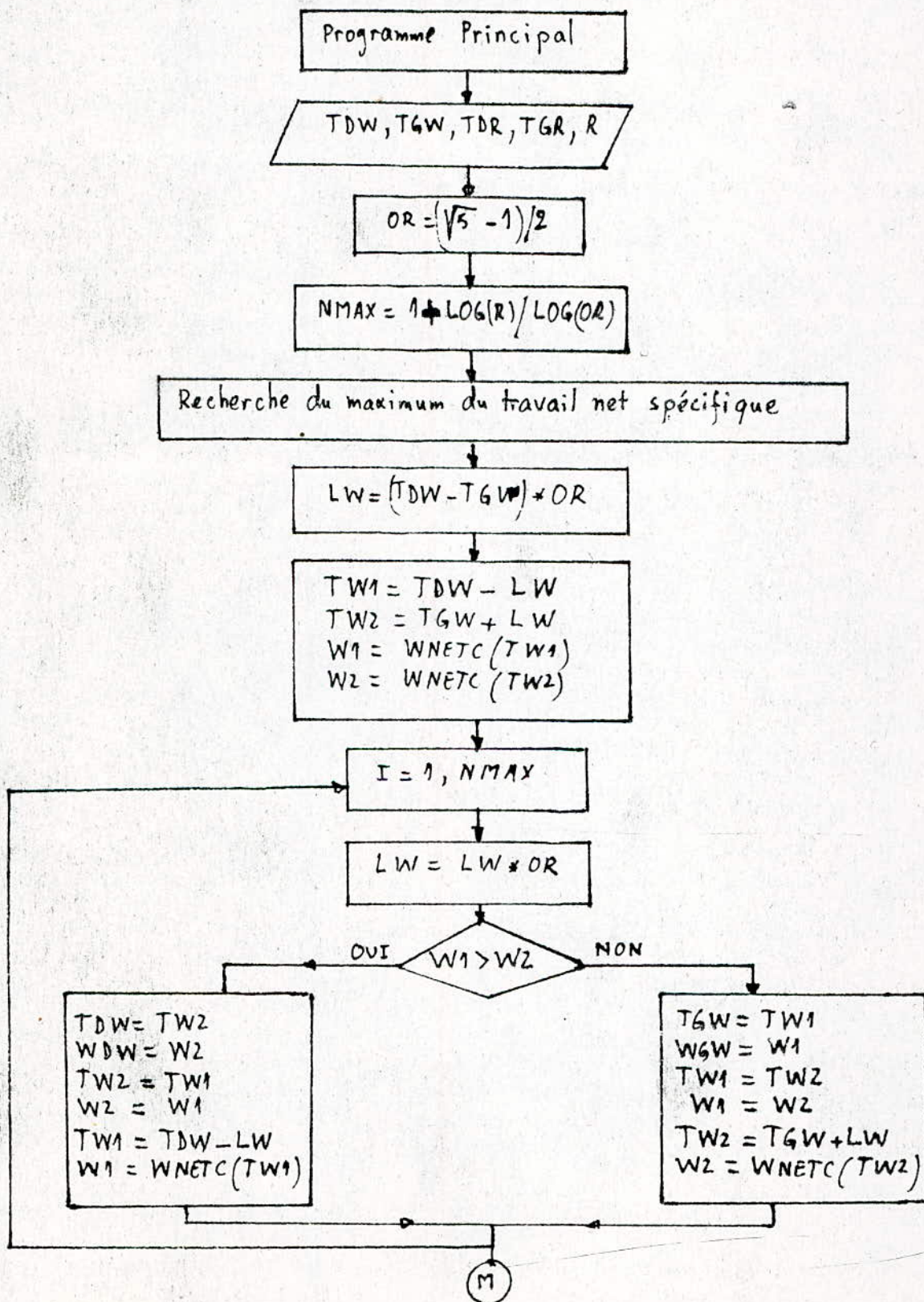




Sous Programme AIR



# SOUS PROGRAMME D'OPTIMISATION



(M)

$$TWop = (TW1 + TW2) / 2$$
$$WMAX = WNETC(TWop)$$

Recherche du maximum du rendement

$$LR = (TDR - TGR) * OR$$

$$TR1 = TDR - LR$$
$$TR2 = TGR + LR$$
$$R1 = REND(TR1)$$
$$R2 = REND(TR2)$$

I = 1, NMAX

$$LR = LR * OR$$

OUI NON  
R1 > R2

$$TDR = TR2$$
$$RDR = R2$$
$$TR2 = TR1$$
$$R2 = R1$$
$$TR1 = TDR - LR$$
$$R1 = REND(TR1)$$

$$TGR = TR1$$
$$RGR = R1$$
$$TR1 = TR2$$
$$R1 = R2$$
$$TR2 = TGR + LR$$
$$R2 = REND(TR2)$$

$$Trop = (TR1 + TR2) / 2$$
$$RMAX = REND(Trop)$$

Programme Principal

## IV6/ Resultats

Dans cette partie, nous avons exploité le programme pour déterminer la température optimale des gaz d'échappement de la turbine à gaz maximisant le travail net spécifique ou le rendement.

L'exemple d'application traité en appendice rend compte de cette analyse.

Le résultat obtenu nous montre qu'il y a une grande différence entre la température optimale maximisant le travail net spécifique obtenue par l'approche mathématique et celle obtenue à l'aide du programme. Ceci s'explique par les approximations faites au niveau de la méthode approchée.

Néanmoins, cette méthode nous a permis de situer l'intervalle comprenant la température optimale.

La difficulté de résoudre l'équation donnant la température optimale maximisant le rendement ne nous a pas permis de déterminer l'intervalle comprenant cette température pour calculer le rendement thermique maximal du cycle.

Cette difficulté peut être levée par utilisation de l'une des méthodes numériques pour la résolution des équations.

Cependant, pour compléter notre étude, nous avons utilisé les résultats de l'étude d'un cycle combiné gaz-vapeur

effectuée par la Compagnie B.B.C.

Ces résultats sont représentés par les figures suivantes :

Fig-R1 : Variation du rendement thermique d'une installation combinée en fonction des températures d'entrée et de sortie de la turbine à gaz

Fig R2 : Variation de la puissance nette d'une centrale combinée en fonction de la température des fumées après la chaudière de récupération et de l'écart caractéristique de cette dernière .

Remarque : Le logiciel global de toute l'étude effectuée est situé en annexe de notre polycopié .

---

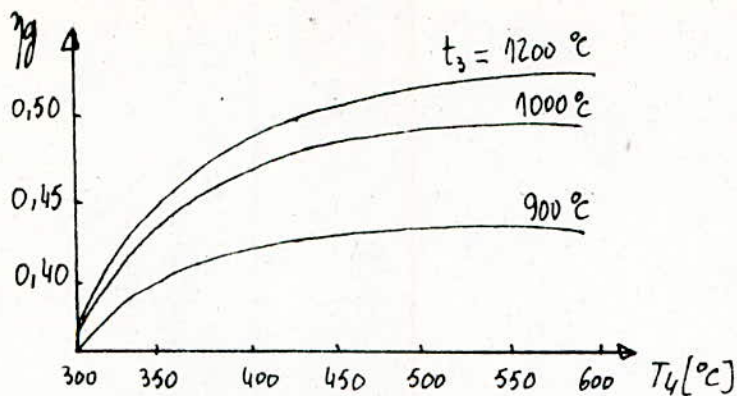


Fig R1 : Variation du rendement thermique d'une centrale combinée en fonction des températures d'entrée et de sortie de la turbine à gaz.

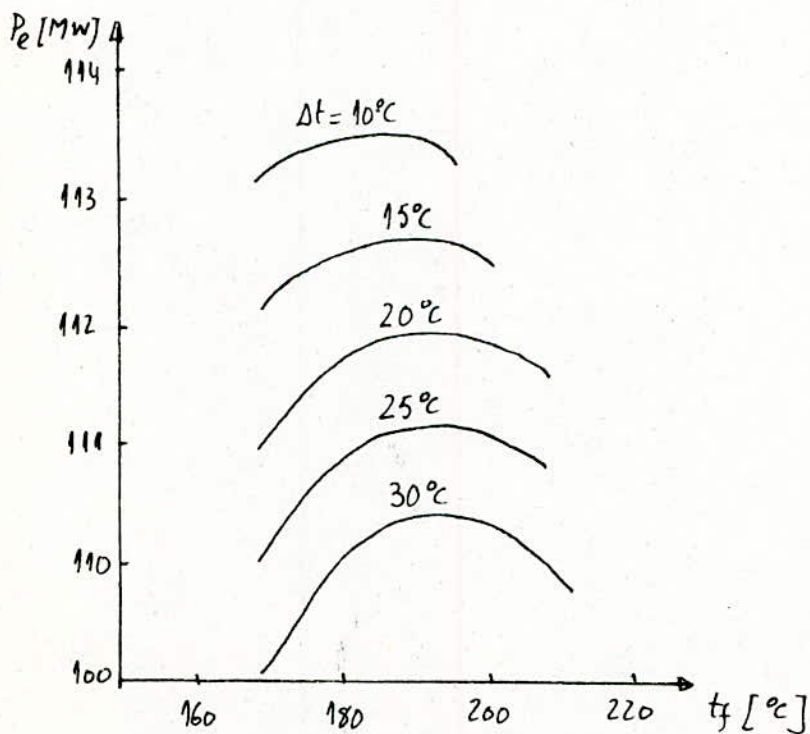


Fig R2 : Variation de la puissance nette d'une centrale combinée en fonction de la température des fumées après la chaudière de récupération et de l'écart caractéristique de cette dernière.

# APPENDICE

Application de la méthode  
utilisée

---

## Exemple de calcul

Soit à calculer le travail net spécifique maximal d'un cycle combiné gaz-vapeur ayant les caractéristiques suivantes :

Température d'admission du compresseur :  $T_1 = 300 \text{ K}$

Pression d'admission du compresseur :  $P_1 = 1 \text{ bar}$

Température d'admission de la turbine à gaz :  $T_3 = 1150 \text{ K}$

Différence de température dans la chaudière :  $\Delta T = 284 \text{ K}$

Rendement du compresseur  $\eta_c = 0,85$

Température au condenseur  $T_{\text{COND}} = 293 \text{ K}$

Pression au condenseur  $P_{\text{COND}} = 0,04 \text{ bar}$

chaleur spécifique de l'air  $C_{p_a} = 1,016 \text{ kJ/kg.K}$

chaleur spécifique des gaz de combustion  $C_{p_g} = 1,154 \text{ kJ/kg.K}$

Rendement interne de la turbine à gaz  $\eta_t = 0,87$

Pression d'admission de la vapeur à la turbine à vapeur  $P_{\text{ENT}} = 60 \text{ bars}$

Rendement interne de la turbine à vapeur  $\eta_{\text{IT}} = 0,86$

Titre minimal de la vapeur au condenseur  $X_{\text{MIN}} = 0,8$

Nous commençons d'abord par faire un calcul approximatif de la température optimale des gaz à l'échappement de la turbine à gaz, et cela à l'aide de la méthode de calcul approché expliquée précédemment.



Pour cela appliquons la formule obtenue :

$$T_4 = \Delta T \left[ 1 + \sqrt{3 - \frac{\gamma_c}{C_p T_1 T_3} \left[ T_{\text{COND}} \cdot C_{p3} (T_3 (1 - \gamma_t) - T_1 + \gamma_t \Delta T) \right]} \right]$$

$$T_4 = 284 \left[ 1 + \sqrt{3 - \frac{0,85 \cdot 293 \cdot 1,154 \cdot 10^3}{1,016 \cdot 10^3 \cdot 300 \cdot 1150} \left( 1150 (1 - 0,87) - 300 + 0,87 \cdot 284 \right)} \right]$$

$$T_4 = 770 \text{ K}$$

Cette valeur est approximative et nous sert seulement à déterminer l'intervalle de température comprenant la valeur exacte.

Nous prenons donc les valeurs suivantes :

Température de la borne gauche :  $T_{\text{GVN}} = 670 \text{ K}$

Température de la borne droite :  $T_{\text{DVR}} = 870 \text{ K}$

Rapport de réduction :  $R = 1 \cdot 10^{-3}$

Taux de compression :  $Z = 5$

Le programme nous donne les résultats suivants :

Température d'entrée de la chambre à combustion :  $T_2 = 471 \text{ K}$

Chaleur spécifique de l'air :  $C_{p_a} = 1,004 \text{ kJ/kg.K}$

Travail spécifique du compresseur :  $W_c = 197 \text{ kJ/kg}$ .

Température d'admission à la turbine à gaz  $T_3 = 1238 \text{ K}$

Température optimale des gaz à l'échappement de la turbine à gaz  $T_4 = 830 \text{ K}$

Excès d'air  $\lambda = 3,461$

Chaleur spécifique entre  $T_3$  et  $T_4$   $C_{pg} = 1,121 \text{ kJ/kg.K}$

Travail spécifique de la turbine à gaz  $W_{TG} = 390 \text{ kJ/kg}$

Travail net spécifique de la turbine à gaz  $W_{NETG} = 193 \text{ kJ/kg}$

Température d'entrée de la turbine à vapeur  $T_{ENT} = 546 \text{ K}$

Enthalpie à l'entrée de la turbine à vapeur  $H_{ENT} = 3540 \text{ kJ/kg}$

Entropie à l'entrée de la turbine à vapeur  $S_{ENT} = 7,028 \text{ kJ/kg.K}$

Caractéristiques de la vapeur au condenseur :

$H_{LCOND} = 125,71 \text{ kJ/kg}$

$H_{GCOND} = 2556 \text{ kJ/kg}$

$S_{LCOND} = 0,4366 \text{ kJ/kg.K}$

$S_{GCOND} = 8,4523 \text{ kJ/kg.K}$

Titre  $x_C = 0,822$

$H_{COND} = 2123,41 \text{ kJ/kg}$

$H_{RCOND} = 2321,73 \text{ kJ/kg}$

Travail net spécifique de la turbine à vapeur  $W_{NETV} = 1218 \text{ kJ/kg}$

Travail net spécifique maximal du cycle combiné

$W_{NETC} = 1411 \text{ kJ/kg}$

## CONCLUSION ET DISCUSSION

Cette étude nous a permis d'établir un programme informatique en langage BASIC effectuant l'optimisation du rendement thermique et du travail net spécifique pour un cycle combiné gaz-vapeur.

Le choix de la méthode numérique (méthode du nombre d'OR) est basé sur son efficacité et sur le fait qu'elle ne nécessite pas l'évaluation préalable du nombre d'itérations, c'est pour cela qu'elle reste la plus souple et la plus employée.

Le prolongement de ce travail pouvant constituer un axe d'étude dans le domaine des cycles combinés, consisterait à élaborer d'avantage ce programme en faisant notamment le dimensionnement de la chaudière de récupération de la chaleur des gaz d'échappement, élément important dans l'étude des centrales combinées à turbines à gaz et à vapeur.

Dans l'état actuel de la technique, on peut obtenir avec de telles centrales des rendements de 46 à 47% supérieurs à tout ce qu'on peut réaliser avec tout autre système thermique. Les investissements sont beaucoup plus

faibles que pour les centrales à vapeur pures par exemple. En outre, les centrales combinées disposent de l'amélioration du rendement réalisable par l'augmentation de la température d'entrée des turbines à gaz.

Une extension croissante des centrales combinées est certaine dans l'avenir et ce en raison des nombreux avantages et du rendement extrêmement élevé qu'aucun autre système thermique de production d'énergie ne permet d'obtenir.

## BIBLIOGRAPHIE

- 1 - Thermodynamique technique HOUBERECHETS
- 2 - Thermodynamique technique V. KRILLIN
- 3 - Thermodynamique technique M. BAILLY

---

- 4 - La turbine à gaz P. CHAMBADAL
- 5 - Principes de la thermodynamique JEAN CHARLES SISI
- 6 - Turbines à vapeur et à gaz LUCIEN VIVIER
- 7 - Les machines transformatrices d'énergie LEMASSON
- 8 - Interet des cycles gaz-vapeur La technique moderne  
N°9 - Septembre 72
- 9 - Cycles combinés et centrales thermiques Revue BBC  
Janvier 74 - Aout et septembre 75
- 10 - Association des turbines à gaz et des turbines à vapeur  
Juin 72. Techniques de l'énergie
- 11 - Journées d'études sur les cycles gaz-vapeur.  
Octobre 62 La technique moderne.
- 12 - Elements de programmation JACQUES SCHMIT