

10/87

وزارة التعليم والبحث العلمي

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المركز الوطني للمستندوثائق
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

lex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

(en vue d'obtention du diplôme d'ingénieur d'état)

SUJET

DEVELOPPEMENT D'UN MODELE MATHEMATIQUE INFORMATISE
D'UN CYCLE TURBINE A GAZ COUPLE A UN CYCLE DE RANKINE
POUR LA PRODUCTION D'ELECTRICITE

Proposé par :

M.A. AITALI

Etudié par :

N. MERAZKA

Dirigé par :

M.A. AITALI

PROMOTION : Janvier 1987

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : *GENIE MECANIQUE*



PROJET DE FIN D'ETUDES

(*En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état*)

SUJET

DEVELOPPEMENT D'UN MODELE MATHEMATIQUE INFORMATISE
D'UN CYCLE TURBINE A GAZ COUPLE A UN CYCLE DE RANKINE
POUR LA PRODUCTION D'ELECTRICITE

Proposé Par :
M.A. AITALI

Etudié par :
N. MERAZKA

Dirigé par :
M.A. AITALI

PROMOTION : *JANVIER 1987*

Ministère de l'Enseignement Supérieur
Ecole Nationale Polytechnique

Département : Mécanique
Promoteur : M.A.AIT ALI
Elève Ingénieur : N.MERAZKA

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة
BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

وزارة التعليم العالي
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
رائدة : الهندسة الميكانيكية
الموجه : م. أ. أيت علي
الطالب : ن. مرازكا

الموضوع : إعداد نموذج رياضي آلي لدورة عنفة غازية مقرونه مع دورة رنكين لإنتاج الطاقة الكهربائية

الملاحظة : غرض هذه الدراسة يتمثل في إعداد نموذج آلي معتمد على المعطيات الحدودية لحساب الخصائص الديناميكية الحرارية لدورة غازية مخصصة لربطها مع دورة رنكين .
يسمح هذا البرنامج بحساب المردود الحراري ، العمل النوعي

SUJET: Développement d'un modèle mathématique informatisé d'un cycle turbine a gaz couplé a un cycle de Rankine pour la production d'électricité.

RESUME: L'objectif de cette étude est de développer un programme informatique utilisant des données tabulaires pour le calcul thermodynamique d'un cycle turbine à gaz destiné à être couplé à un cycle de Rankine.

Le programme développé permet de calculer le rendement, le travail net spécifique

SUBJECT: Development of computed mathematical model for gas turbine cycle coupled with Rankine's cycle for electrical power production.

ABSTRACT: The aim of this project is to develop a computer program to calculate the performance of a gas turbine cycle using tabular equations of state. This cycle is a part of a gas and steam combined cycle. The program will allow the gas evaluation of the cycle efficiency, the turbine net work.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes vifs remerciements à Monsieur M.A. AIT-ALI, professeur et directeur à l'école nationale polytechnique, qui a bien voulu diriger ma thèse et la suivre.

Je remercie également tous les enseignants qui ont contribué à ma formation

DEDICACES

- A La mémoire de mon père " ECHATO "
 - A mon oncle paternel .
 - A ma chère mère
 - A mon frère et sœurs
 - A tous ceux qui glorifient dieu et le craignent
- Je dédie ce modeste travail

- مازق نور الدين -

SOMMAIRE

	page
INTRODUCTION	
1- Centrales thermiques électriques	1
2- Centrales à turbine à vapeur ...	2
3- Centrales à turbine à gaz ...	3
4- Cycles combinés gaz-vapeur	4
5- Avantages et inconvénients ...	
6- But de l'étude ...	
CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES CYCLES THERMODYNAMIQUES	
A. Turbine à gaz à combustion interne ...	
1- Cycle de Joule ...	
2- Cycle avec réfrigérations en cours de la compression ...	
3- Cycle avec réchauffages en cours de la détente ...	
4- Cycle avec les deux sources de chaleur intermédiaires ...	
5- Cycles à récupération ...	
5.1 cycle simple à récupération ...	
5.2 cycle avec les deux sources de chaleur intermédiaires ... et la récupération	
B. Turbine à gaz à combustion externe	
C. Cycles combinés gaz-vapeur	

CHAPITRE II : ETUDE DETAILLEE D'UN CYCLE AGAZ

- 1- Choix du cycle
- 2- Analyse des évolutions
- 3- Rendement thermique

CHAPITRE III : ELABORATION DU PROGRAMME INFORMATIQUE

- 1- Description générale
- 2- Tables thermodynamiques
- 3- Methode d'interpolation
- 4- Notations et symboles utilisés dans le programme
- 5- Organigramme
- 6- Programme
- 7- Resultats

CONCLUSION et discussions

Appendice : Combustion

BIBLIOGRAPHIE

NOTATIONS UTILISEES

Les principales notations utilisées dans ce projet sont :

Symbole	Objet
h	enthalpie spécifique, KJ/Kg
s	entropie spécifique, KJ/kg.K
T	température, K
P	pression, bar
C_p	chaleur spécifique à pression constante, KJ/kg.K
K	rapport de chaleur spécifique à pression constante sur la chaleur spécifique à volume constant
PCI	pouvoir calorifique du combustible, KJ/kg
q	rapport de mélange, masse combustible / masse d'air
λ	l'excès d'air
Q	quantité de chaleur KJ/kg .
R	constante des gaz parfaits - KJ/kmol.K
E	efficacité du récupérateur
M	masse molaire.
W	travail spécifique, KJ/kg
η_{th}	rendement thermique
η_c	rendement interne du compresseur
η_T	rendement interne de la turbine

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

1- Centrales thermiques électriques

Les centrales électriques thermiques réalisent dans la pratique les cycles thermodynamiques ; ces centrales transforment l'énergie thermique de la combustion, en premier temps en énergie mécanique puis en énergie électrique.

Elles comprennent les services, ateliers et laboratoires suivants :

- Réception du combustible, avec équipement de déchargement et stockage nécessaire
- Service d'alimentation en combustible qui assure le transport de ce dernier jusqu'à la chambre de combustion ou le traitement préalable du combustible et la chaudière.
- Installation de la chaudière pour les centrales à turbine à vapeur et la chambre de combustion pour les centrales à turbine à gaz et les appareils auxiliaires nécessaires.
- La salle des turbines dans laquelle se trouvent les turbines et les appareils qui en dépendent directement.
- Laboratoire de contrôle et d'automatisation, s'occupant des instruments de contrôles et de mesures ainsi des appareils d'automatisation.

Les considérations les plus importantes que doivent intervenir dans le choix de l'emplacement des centrales thermiques sont :

- possibilité de disposer d'eau de réfrigération en quantité suffisante, c'est là un des facteurs les plus importants.

- facilité d'approvisionnement en combustible et d'évacuation des cendres.

- Nature du terrain au point de vue des fondations.

Le choix de l'emplacement est soumis non seulement à des considérations économiques, mais encore à des impératifs d'hygiène urbaine.

2- Centrales à turbine à vapeur

Les centrales thermiques de moyenne et grande puissance utilisent souvent les turbines à vapeur.

Les turbines à vapeur peuvent constituer des groupes ayant de grandes puissances unitaires, utilisant la vapeur ayant la pression et la température élevées et fonctionnant sur des cycles ayant des rendements élevés.

Ces centrales peuvent fonctionner à la puissance ^{nominale} pendant plusieurs milliers d'heures sans interruption et avec une grande sécurité de fonctionnement et cela de façon automatisée.

Actuellement les paramètres de la vapeur ont atteint 240 bars et 550°C, c'est pour de tels paramètres supercritiques de la vapeur que sont construits les unités de grandes puissances, les groupes de 300, 500 et 800 MW.

A titre d'exemple le groupe de 300 MW est prévu avec une seule surchauffe intermédiaire de la vapeur, la chaudière

fournie 950 tonnes par heure de vapeur. Les paramètres initiaux 240 bars et 540 °C, pression de la surchauffe intermédiaire 36 à 40 bars, pression terminale de 0,035 bar, la turbine comportent huit prises de récupération de vapeur. Les centrales de grande puissance sont construites par tranches unitaires, pour des raisons économiques et de simplification de la construction.

Dans ce système, une centrale est constituée par une série de blocs indépendants, dont chacun comprend une chaudière, turbine, génératrice électrique et un transformateur.

3. Centrales à turbine à gaz

Les centrales thermiques de petite et moyenne puissance utilisent beaucoup les turbines à gaz.

La première turbine à combustion destinée à la production d'énergie électrique a été construite par BROWN, BOVERI et cie en 1939, elle était alimentée par des gaz à la température de 550 °C, sa puissance utile était de 4 MW et son rendement était d'environ 17%.

A l'époque ces centrales ont été réalisées pour produire de l'énergie électrique pendant les pointes de consommation, ce n'est que récemment que des groupes importants ont été construits pour assurer une production de base.

L'emploi des turbine à gaz procure une grande économie du combustible en utilisant la récupération de chaleur. et simplifié considérablement l'approvisionnement en eau. Ces centrales peuvent constituer des groupes de grande puissance en utilisant la récupération de chaleur et en réalisant des cycles thermodynamiques ayant des rendements élevés.

4- Cycles Combinés gaz-vapeur

La combinaison d'une turbine à gaz avec une turbine à vapeur munie d'un condenseur ne peut avoir pour but que la production d'énergie électrique.

La turbine à gaz et la turbine à vapeur peuvent être associées de plusieurs manières différentes, mais le but de chaque association n'est pas le même. Selon le but qu'elles sont destinées à atteindre, les combinaisons peuvent être divisées en deux catégories qui diffèrent entre elles par le type de la machine qui est prise pour base de l'installation.

Dans la première catégorie, on complète une turbine à gaz par une chaudière et une turbine à vapeur, afin d'augmenter aussi bien la puissance que le rendement, une telle combinaison est donc fondée essentiellement sur la possibilité de récupération de la chaleur sensible des gaz d'échappement

de la turbine à gaz, et comme cette chaleur représente une fraction importante de la quantité de chaleur fournie par la combustion, l'effet de cette récupération sur la puissance et le rendement peut-être sensible, la consommation du combustible reste inchangée, une telle installation est assez simple et elle présente encore d'autres avantages, en effet, d'une part elle permet de rejeter à l'atmosphère moins de gaz et surtout moins de chaleur que dans le cas d'une turbine fonctionnant seule.

Dans la deuxième catégorie, on complète une turbine à vapeur par une turbine à gaz, afin d'augmenter la puissance totale de l'ensemble et cela lorsque la chaleur des gaz d'échappement est récupérée dans un générateur de vapeur, mais il est également possible d'obtenir une puissance totale qui est supérieure à la puissance citée précédemment et ça au lieu de servir à la production de vapeur, la chaleur des gaz d'échappement peut-être transmise à l'eau d'alimentation de la chaudière, cette chaleur vient ainsi de substituer à celle qui est apportée par les soutirages de vapeur de la turbine fonctionnant suivant le cycle avec soutirages, ce qui permet de réduire ces soutirages, dans cette condition la puissance augmente dans la turbine à vapeur, dans une telle installation, les deux turbines peuvent aussi, en cas de besoin fonctionner indépendamment l'une de l'autre.

Le rendement maximale d'un cycle combiné ne peut être atteint que si le rapport des puissances normales des deux turbines a bien la valeur optimale qui correspond à la conception générale de l'installation et aux conditions de fonctionnement de celles-ci.

5- Avantages et inconvénients de la turbine à gaz

Les turbines à gaz possèdent divers avantages :

- Construction simple, pas de pièces glissantes, pression simple
- Suppression de toute obligation de refroidissement, la chambre de combustion pouvant être suffisamment refroidie par l'air en excès soufflé par le compresseur, cet avantage est extrêmement intéressant pour les turbines à gaz devant fonctionner dans les régions désertiques dans lesquelles l'eau de refroidissement fait défaut ou est inutilisable parce que trop chargée en sels.
- possibilité de mise en route en un temps très court
- Choix du carburant plus facile, puisqu'il n'y a pas à se préoccuper de questions de détonation ou de facilité d'inflammation, la chambre de combustion n'étant qu'un foyer sous pression.

Les inconvénients de la turbine à gaz sont :

- Les cycles à turbine à gaz ont un rendement moindre que ceux à vapeur.
- Les turbines à gaz subissent des variations très importantes

Sous l'effet des changements atmosphériques, particulièrement température de l'air et pression barométrique.

6- But de l'étude

Dans le présent projet de fin d'études, on propose une procédure numérique pour l'évaluation thermodynamique d'un cycle turbine à gaz destiné à être couplé à un cycle de Rankine. Cette étude commence par des généralités sur les différents cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz à combustion interne, cycles turbines à combustion externes et les cycles combinés gaz-vapeur.

La programmation de la méthode de l'évaluation thermodynamique d'un cycle turbine à gaz à récupération, qui est l'essentielle de l'étude et qui fait l'objet d'une analyse détaillée des différentes transformations thermodynamiques constituant le cycle décrit par le fluide moteur.

Le programme sert à calculer les travaux de la turbine et du compresseur et ainsi le travail net spécifique, le rendement thermique, en faisant varier le taux de compression, la température des produits de combustion à l'entrée de la turbine, l'efficacité du récupérateur et les rendements internes des deux appareils (turbine et compresseur).

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES CYCLES THERMODYNAMIQUES

Il existe deux types différents de turbine à gaz :

La turbine à combustion interne ou à circuit ouvert dans laquelle les gaz chauds qui sont ~~gais~~ les produits de combustion, sont après détente dans la turbine, évacués au dehors, soit directement, soit après traversée d'un échangeur où s'effectue la récupération d'une partie de leur enthalpie.

La turbine à combustion externe ou à circuit fermé dans laquelle le fluide moteur évoluant dans l'installation reçoit sa chaleur d'une source extérieure par l'intermédiaire d'un échangeur, se détend dans la turbine, ensuite après un bon refroidissement, est repris par un compresseur qui le renvoie dans l'échangeur où il reçoit un nouvel apport de chaleur et ainsi de suite, le fluide circulant donc en circuit fermé.

A- turbine à gaz à combustion interne

Il y'a plusieurs formes de cycles où évoluent ce type de turbine qui sont :

1- Cycle de Joule

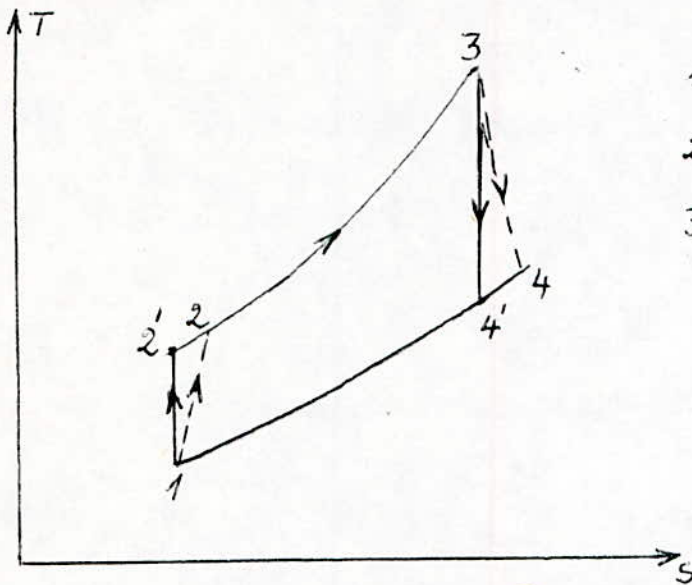
La figure A1-1 représente le schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert, fonctionnant suivant le cycle de Joule qui représenté sur la figure A1-2

Le cycle de Joule est composé par 3 étapes :

- 1-2 : Compression réelle de l'air atmosphérique

2-3 : Echauffement de l'air aspiré et du combustible dans la chambre de Combustion.

3-4 : Détente réelle des produits de combustion dans la turbine

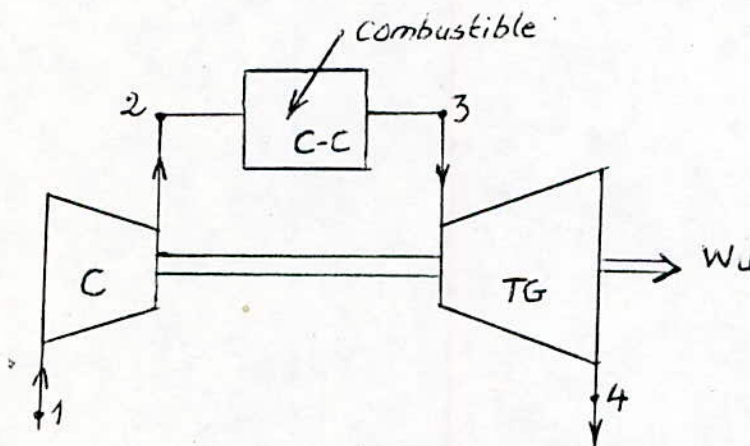


1-2' : Compression isentropique

2'-3 : Echauffement isobare

3-4 : Détente isentropique

figure A1-2 : Diagramme entropique du cycle de Joule



C : Compresseur

C-C : chambre de Combustion

TG : turbine à gaz

1 : admission de l'air

2 : décharge Compresseur

3 : admission turbine

4 : décharge turbine

figure A1-1 : schéma simplifié du cycle de Joule.

W_c : travail absorbé par le compresseur

W_T : travail fourni par la turbine

W_u : travail net fourni par la turbine

Q : quantité de chaleur fournie par la chambre de Combustion

Le rendement thermique réel du cycle de Joule s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{W_T - W_C}{Q} = \frac{W_U}{Q} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

2- Cycle avec réfrigérations en cours de la compression

La figure A2-2. représente le schéma d'une turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle avec réfrigérations en cours de la compression qui est représenté sur la figure A2-1.

En augmentant le taux de compression avec le nombre de réfrigérations, on s'approche de la transformation isotherme, ce qui nous permet de diminuer le travail absorbé par le compresseur et aussi la température reynant à l'aval du compresseur, ce qui conduit à l'augmentation du rendement thermique de l'installation.

Le rendement thermique a pour expression :

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - \sum_{i=1}^{n+1} (h_{1i} - h_{1i}')}{h_3 - h_2}$$

avec n : nombre de réfrigérants

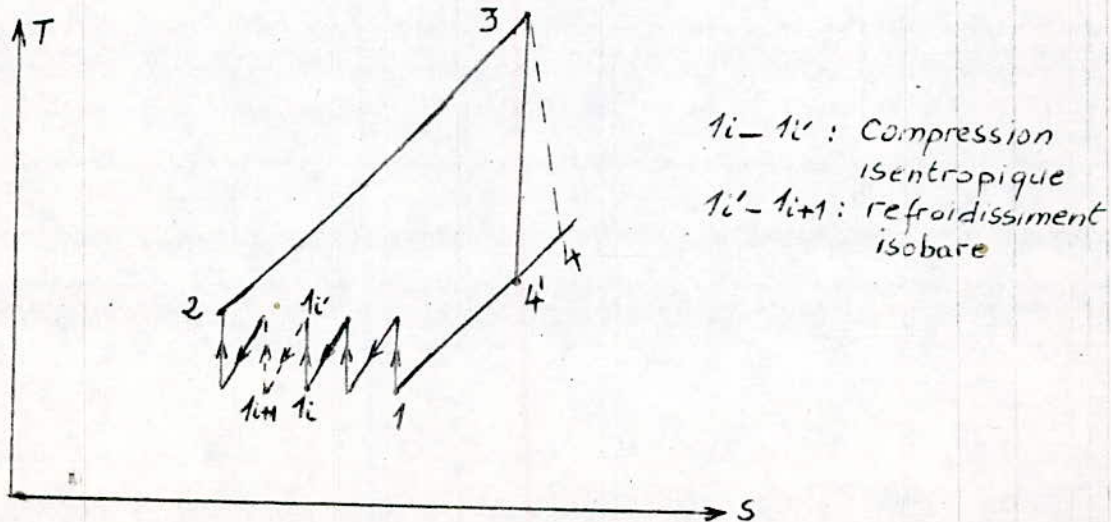


figure A2-1 : Diagramme enthalpique du cycle avec réfrigérations

3- Cycle avec réchauffages en cours de la détente

En augmentant le taux de détente avec le nombre de réchauffages dans le cycle qui est représenté sur la figure A3-1

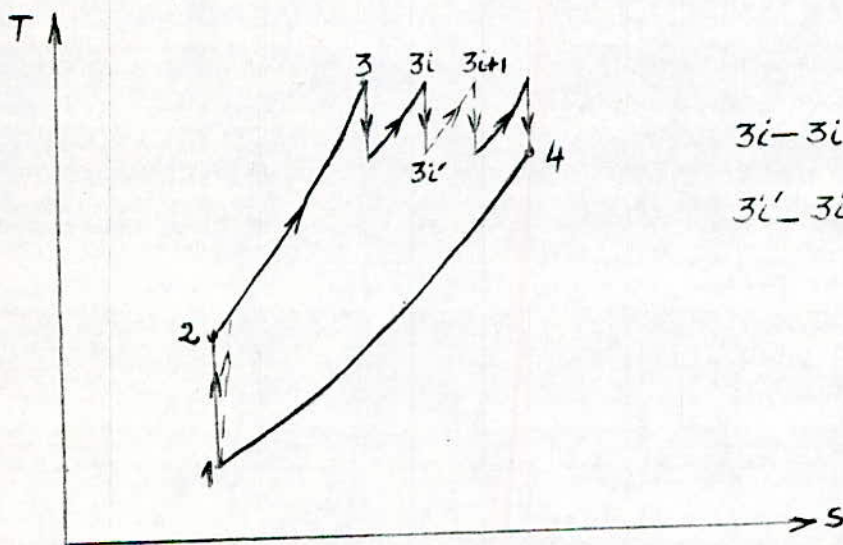
Ce qui nous permet d'approcher d'avantage à une transformation isotherme, on augmente le travail spécifique fourni par la turbine et on obtiendra un rendement supérieur à celui de Joule.

L'installation qui fonctionne suivant ce cycle est représenté sur la figure A3.2

Le rendement thermique a pour expression :

$$\eta_{th} = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} (h_{3i} - h_{3i'}) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2 + \sum_{i=1}^m (h_{3i+1} - h_{3i'})}$$

avec m : nombre de réchauffages



$3i - 3i'$: Réchauffage isobare
 $3i' - 3i+1$: Détente isentropique

figure A3-1 : Diagramme entropique du cycle avec réchauffages en cours de la détente.

4- Cycle avec les deux sources de chaleur intermédiaires (fig A4-1)

Les deux cycles cités précédemment, nous montrent que la combinaison de la réfrigération et du réchauffage intermédiaires permet l'augmentation du travail utile, donc l'augmentation du rendement thermique de l'installation représentée sur la figure A4-2

Le rendement thermique s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} (h_{3i} - h_{3i'}) - \sum_{i=1}^{m+1} (h_{4i'} - h_{4i})}{(h_3 - h_2) + \sum_{i=1}^m (h_{3i+1} - h_{3i'})}$$

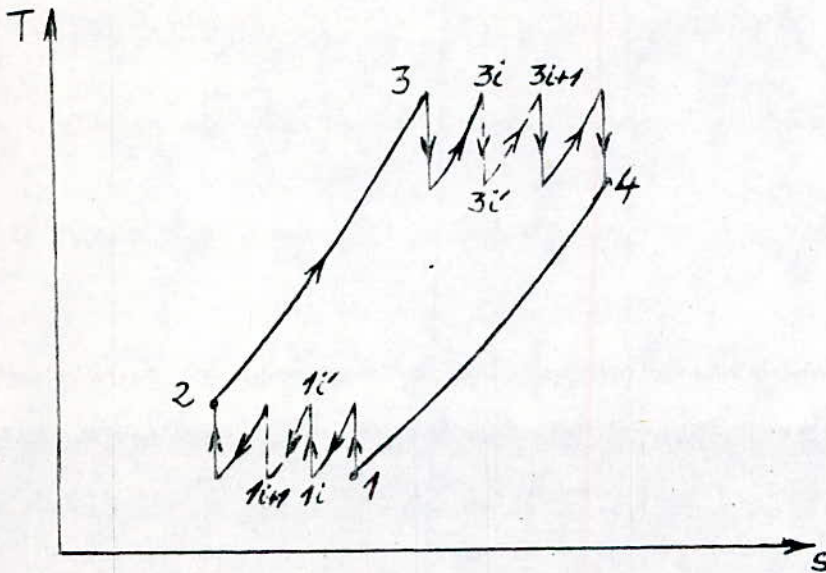


figure A4-1 : Diagramme entropique du cycle avec deux sources de chaleur intermédiaires

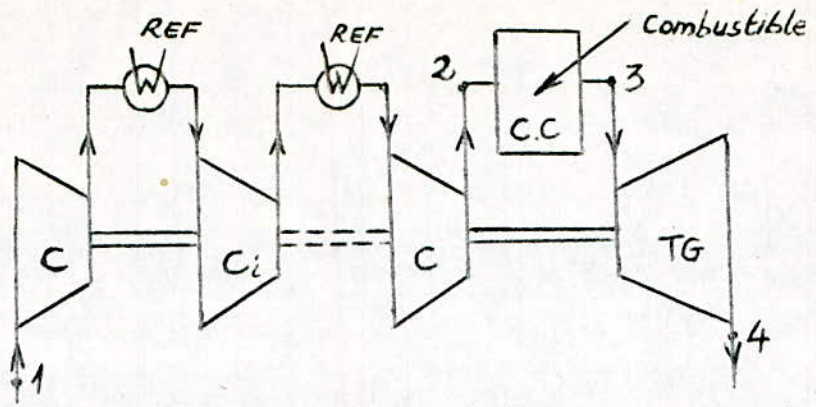


Figure A2-2 : schéma simplifié d'un cycle avec réfrigérations

REF : Réfrigérateur

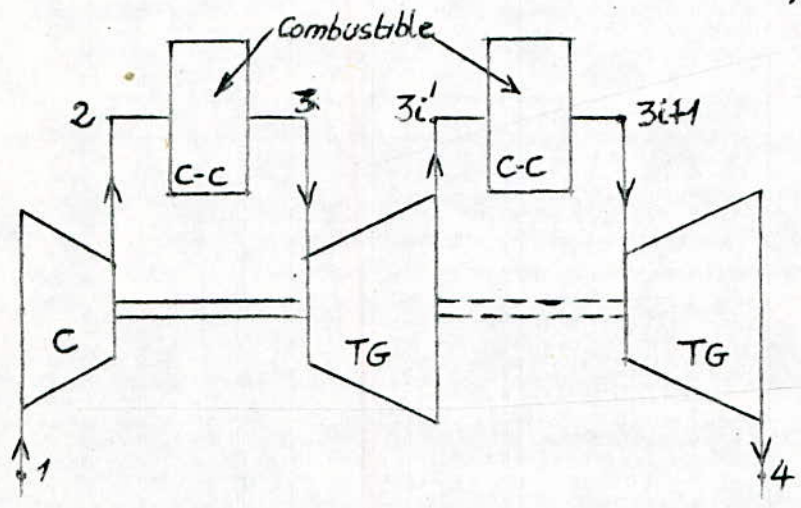


Figure A3-2 : schéma simplifié d'un cycle avec réchauffages

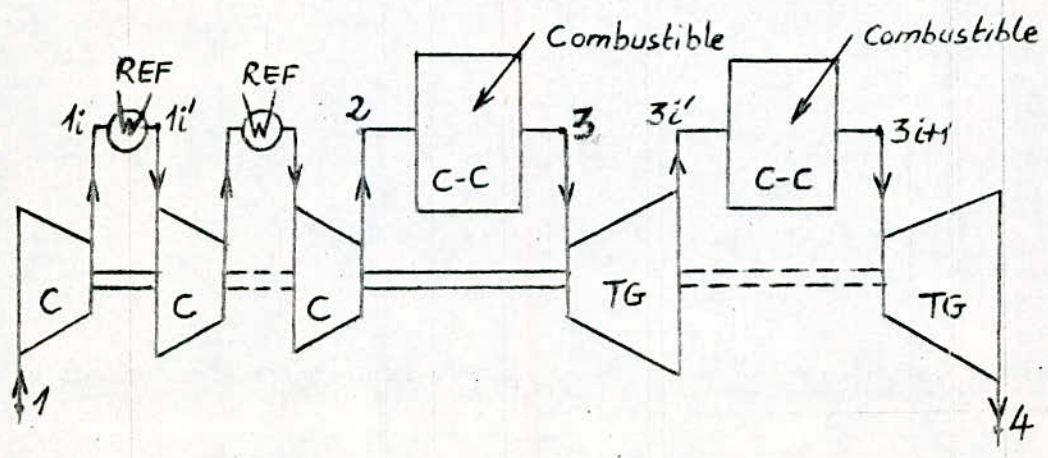


Figure A4-2 : schéma simplifié d'un cycle avec réfrigérations et réchauffages

5. cycles à récupération

Les cycles à récupération ne diffèrent des cycles précédents que par la présence de la récupération de chaleur.

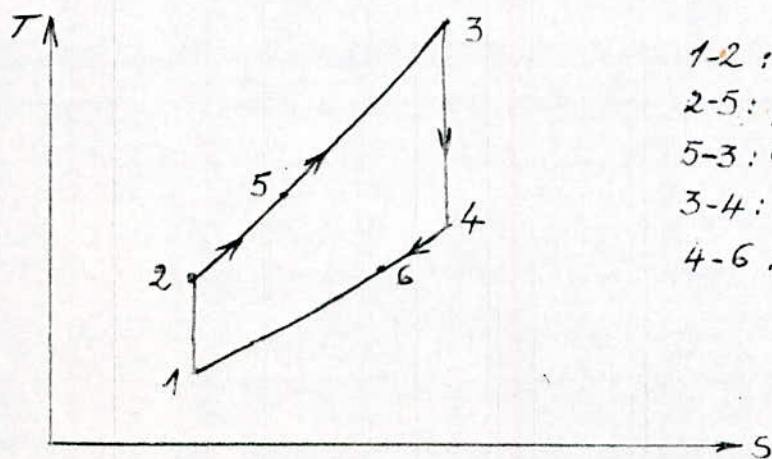
Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement de la chambre de combustion, après la détente dans la turbine, consiste à chauffer l'air refoulé par le compresseur, grâce à cette récupération la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une diminution de la chaleur dépensée et par conséquent, la diminution de la quantité de chaleur fournie et l'augmentation du rendement thermique de l'installation.

5.1 Cycle simple à récupération

C'est un cycle de Joule avec une récupération de chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, représenté sur la figure A5-1-1

Le rendement de l'installation (figure A5-1-2) s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_1 - h_2)}{h_3 - h_5}$$



- 1-2 : Compression isentropique
- 2-5 : préchauffage isobare
- 5-3 : chauffage isobare
- 3-4 : Détente isentropique
- 4-6 : Refroidissement isobare des produits de combustion.

Figure A5-1-1 : Diagramme entropique de Joule à récupération

5-2 Cycle avec les deux sources de chaleur intermédiaires et la récupération

Sans nous arrêter sur les cas particuliers où le cycle à récupération est combiné, soit avec une réfrigération du gaz en cours de la compression, soit avec un réchauffage en cours de détente, nous examinerons le cas général où ces trois moyens d'amélioration du rendement sont utilisés à la fois, conformément au schéma A5-2-1. Bien entendu, les résultats ainsi obtenus sont valables aussi dans les différents cas cités ci-dessus.

L'air aspiré à l'atmosphère subit $(n+1)$ compressions et n refroidissements isobares puis il traverse le récupérateur de chaleur dans lequel il se chauffe à pression constante, de là les produits de combustion se détendent $(m+1)$ fois et se réchauffent m fois puis ils passent dans le récupérateur où ils cèdent à pression constante une partie de chaleur à l'air atmosphérique comprimé à la sortie du compresseur.

Le rendement thermique a pour expression:

$$\eta_{th} = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} (h_{3i} - h_{3i}') - \left[\sum_{i=1}^{n+1} (h_{4i}' - h_{4i}) \right]}{(h_3 - h_5) + \sum_{i=1}^m (h_{3i+1} - h_{3i}')}$$

avec n : nombre de réfrigérations

m : nombre de réchauffages

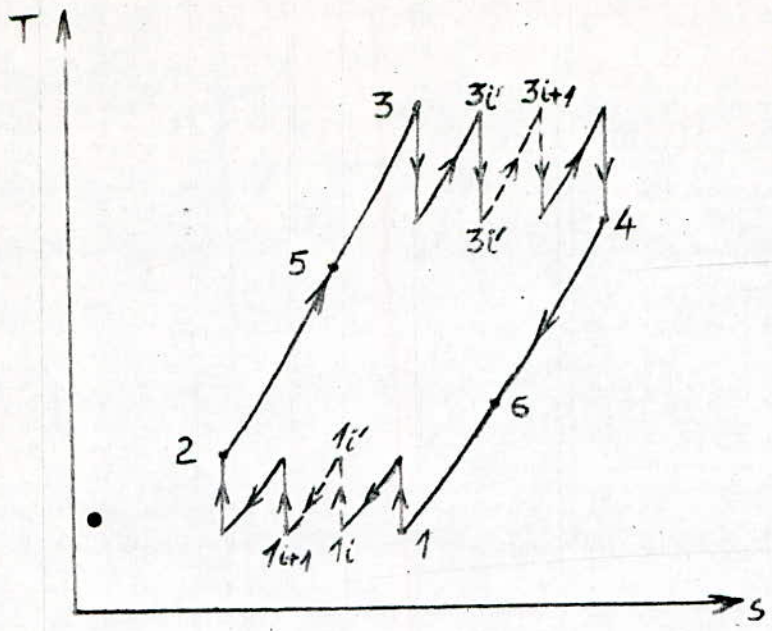


figure A5-2-2 : Schéma simplifié du cycle avec les deux sources de chaleur intermédiaires et la récupération

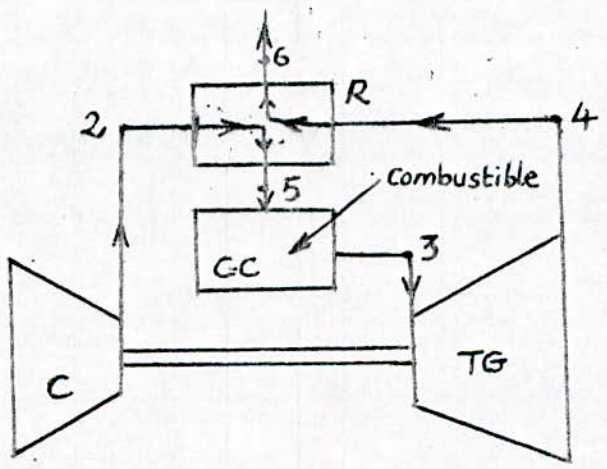


figure A5-1-2 : Schéma simplifié du Cycle de Joule avec récupération

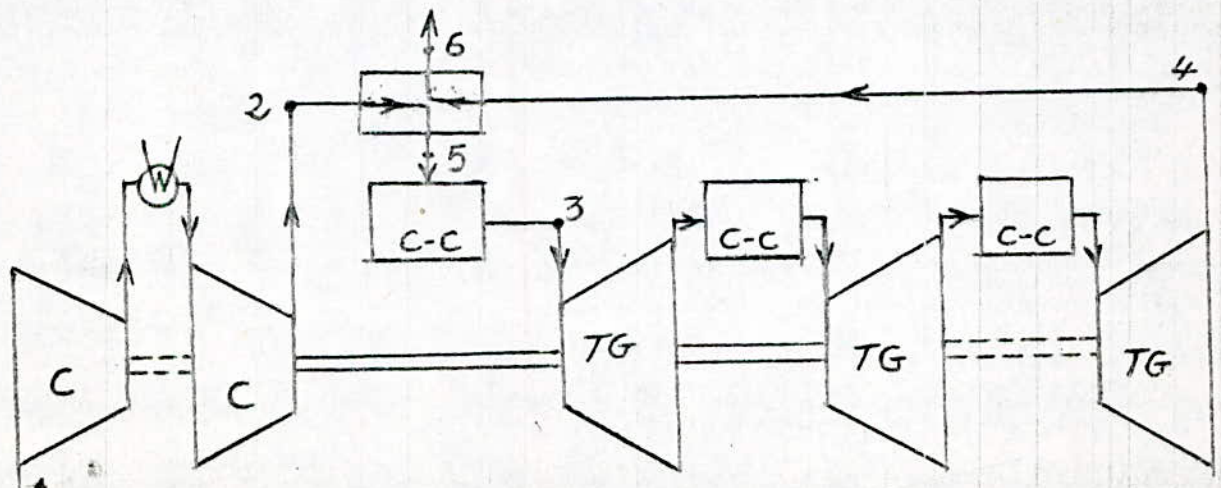


figure A5-2-1 : schéma simplifié du cycle avec les sources de chaleur intermédiaires et récupération

B. Turbine à gaz à combustion externe

Pour passer d'une turbine à gaz à combustion interne à une turbine externe, il est nécessaire de relier l'échappement de la turbine à l'aspiration du compresseur et de remplacer la chambre de combustion par un échangeur thermique muni d'un foyer extérieur.

Le cycle thermodynamique de cette turbine à gaz peut comporter, tout comme celui de la turbine à circuit ouvert, des échanges de chaleur intermédiaires, aussi bien au cours de la compression qu'au cours de la détente.

L'installation (figure B1) fonctionnant suivant le cycle fermé (figure B2) de la façon suivante :

Le fluide refoulé par le compresseur dans l'échangeur où il s'échauffe passe ensuite dans la turbine où il se détend adiabatiquement en produisant du travail et en se refroidissant. A la sortie de la turbine, il subit un refroidissement complémentaire dans un refroidisseur, car sa température est en général trop élevée pour qu'il puisse être introduit dans le compresseur, puis refoulé par ce dernier, il repart pour un nouveau circuit, et ainsi de suite.

L'emploi du circuit fermé autorise un fonctionnement à des pressions plus favorables au point de vue technique et économique et de réduire de façon le volume du gaz traversant les

Organes de l'installation, donc la réduction des dimensions de l'installation.

Le cycle présente l'avantage de permettre l'emploi d'un fluide ayant un exposant polytropique de valeur maximale tels que l'hélium et l'argon.

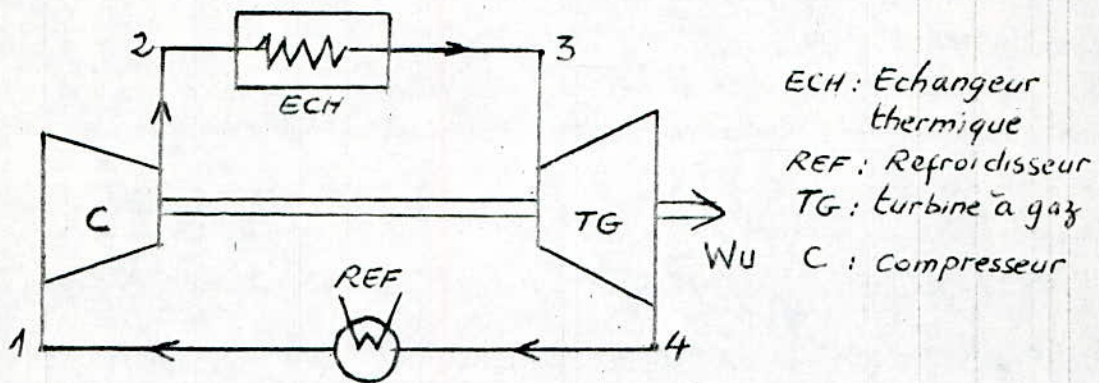


figure B1 : Schéma simplifié du cycle fermé

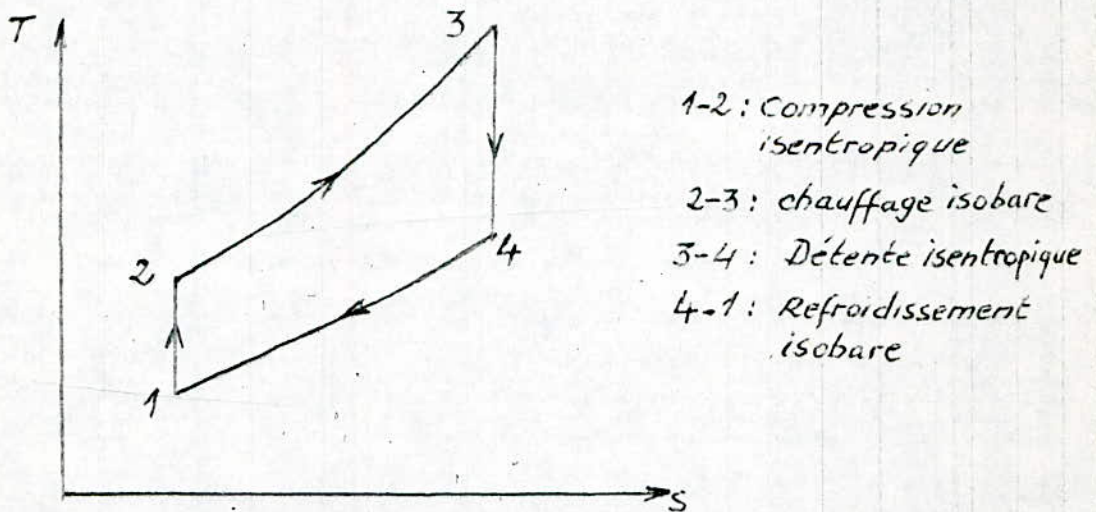


figure B2 : Diagramme entropique du cycle fermé

Le rendement thermique a pour expression :

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

C- Cycles combinés gaz-vapeur

Dans un cycle thermodynamique bien conçu, l'énergie doit être fournie à la température la plus élevée possible, par contre la chaleur rejetée à l'atmosphère doit l'être pratiquement à la température ambiante.

Les gaz sortants de la turbine à gaz comportent un grand excès d'air et une énergie résiduelle appréciable.

Il est possible de les envoyer dans les brûleurs de la chaudière principale du cycle à vapeur. Il en résulte une amélioration de consommation sensible.

En associant au cycle turbine à gaz un cycle de vapeur composé d'une chaudière de récupération et d'une turbine à condensation (figure C-2), ce qui permet d'augmenter de façon appréciable la puissance ainsi que le rendement.

Dans tous les cas, la production d'énergie implique donc l'emploi de deux fluides dont chacun décrit un cycle thermodynamique.

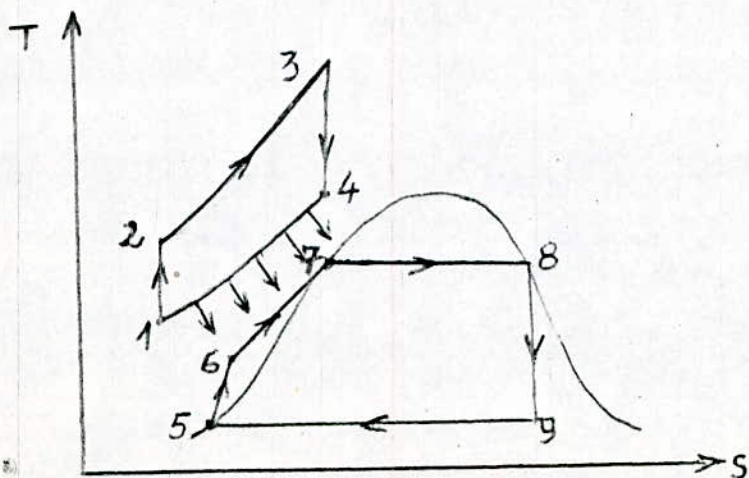


Diagramme entropique du cycle combiné - cycles Joule / Rankine

Le rendement du cycle combiné gaz-vapeur s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energie électrique totale produite}}{\text{Energie du combustible consommé}}$$

L'énergie électrique totale produite est la somme des énergies électriques produites par la turbine à gaz et la turbine à vapeur.

L'énergie du combustible consommé est la chaleur fournie par la combustion de celui-ci avec l'air atmosphérique dans la chambre de combustion.

$$\eta_{th} = \frac{P_{eG} + P_{eV}}{P_c}$$

P_c : Puissance thermique dépensée

P_{eG} : puissance électrique produite par la turbine à gaz

P_{eV} : puissance électrique produite par la turbine à vapeur

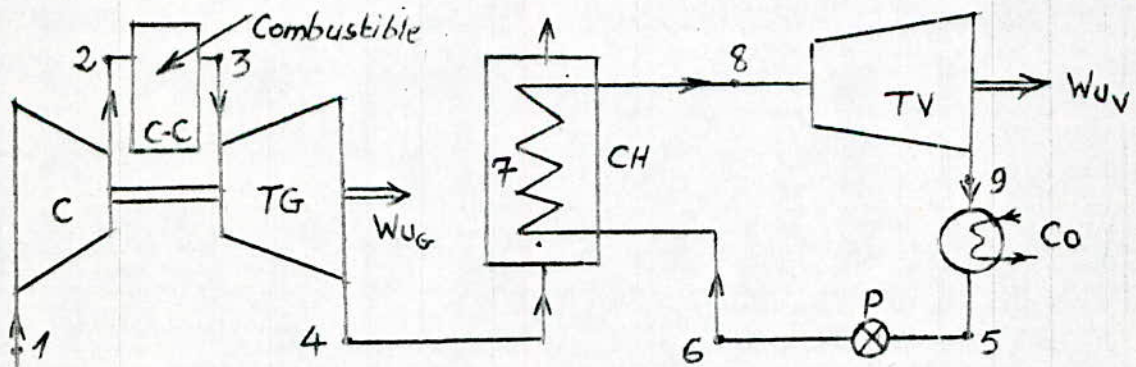


figure C-2 : Schéma simplifié du cycle combiné Joule/Rankine

C : Compresseur

CH : chaudière de récupération

C-C : chambre de combustion

TV : turbine à vapeur

TG : turbine à gaz

Co : Condenseur

P : pompe

CHAPITRE II

ETUDE DETAILEE D'UN
CYCLE A GAZ

1- Choix du cycle

On a remarqué dans l'étude générale des cycles thermodynamiques que l'application de la réfrigération en cours de la compression et le réchauffage en cours de la détente agissent à la fois, et dans le même sens, sur les travaux fournis et absorbés respectivement par la turbine et le compresseur, donc sur le travail utile net fourni par la turbine et sur la chaleur fournie par la chambre de combustion ; au point de vue construction cette application complique l'installation et entraîne un accroissement des pertes de charge, ce qui atténue, dans une certaine mesure, les avantages de cette application.

La récupération de chaleur des produits de combustion à l'aval de la turbine laisse inchangé le travail utile et n'intervient que sur la chaleur fournie par la chambre de combustion.

Les progrès récents dans la construction des turbines à gaz, et en particulier, la possibilité de faire fonctionner celles-ci avec des températures élevées, ont permis d'augmenter aussi bien la puissance que le rendement des turbines à gaz, même sans avoir recours à des sources de chaleur intermédiaires en cours de la compression et la détente.

Le cycle adopté (figure A5-1-1.) tient compte des conditions suivantes :

- L'air et les gaz d'échappement ne subissent pas de change-

ment d'état physique.

- Les pressions relativement basses et les températures assez élevées par rapport aux températures critiques. Pour cela, l'air et les gaz d'échappement peuvent être considérés, comme gaz parfaits.
- On limite l'efficacité du récupérateur.
- On néglige les pertes de chaleur qui se produisent dans tous les appareils autres que le compresseur et la turbine.
- Les chaleurs spécifiques moyennes à pressions constantes, constantes

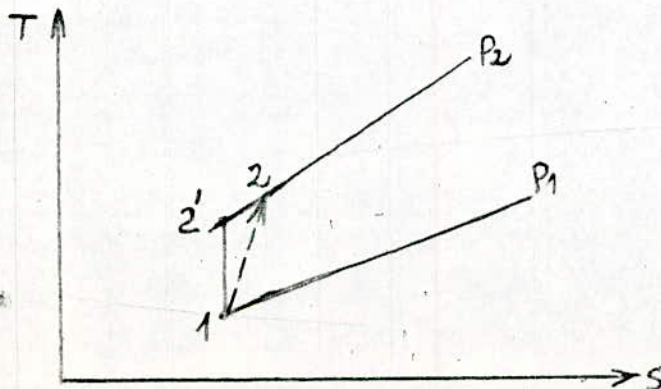
2 - Analyse des évolutions

En décrivant le cycle, le fluide moteur subit plusieurs transformations, ces transformations thermodynamiques diffèrent les unes des autres par la nature du processus.

En premier lieu, on devra faire une analyse détaillée de toutes les transformations et ensuite les réunir dans un cycle complet.

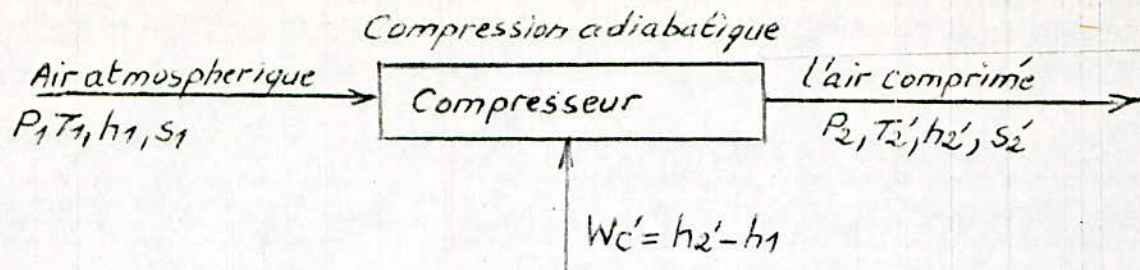
Ces transformations sont :

a - Compression adiabatique de l'air



1-2' : Compression isentropique

1-2 : Compression réelle



Les pressions et températures absolues en début et fin de compression sont liées par la relation :

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Pour l'air se trouvant à l'état de gaz parfait l'exposant isentropique κ est égal approximativement à 1,35

d'où $T_2' = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$

L'énergie absorbée par le compresseur, rapportée au kilogramme d'air en évolution a pour expression :

$$W_c' = h_2' - h_1$$

En réalité la compression est irréversible, le processus n'est plus isentropique et on définit le rendement interne du compresseur par :

$$\eta_c = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{avec } c_p = \text{constante}$$

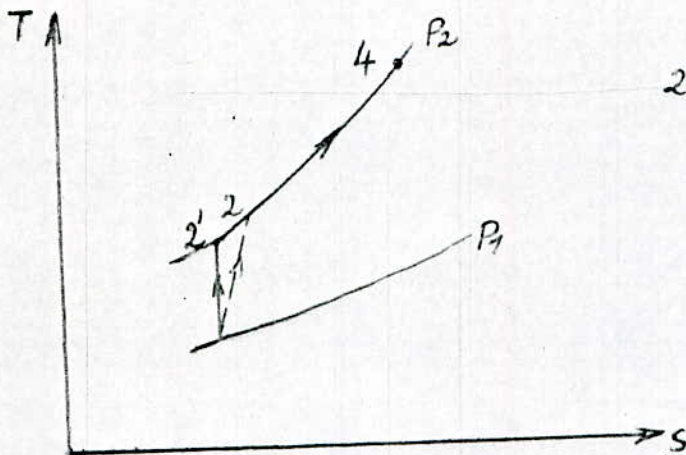
d'où : $T_2 = T_1 + \frac{T_2' - T_1}{\eta_c}$ et $h_2 = h_1 + \frac{h_2' - h_1}{\eta_c}$

L'énergie réellement absorbée par le compresseur est :

$$W_c = h_2 - h_1$$

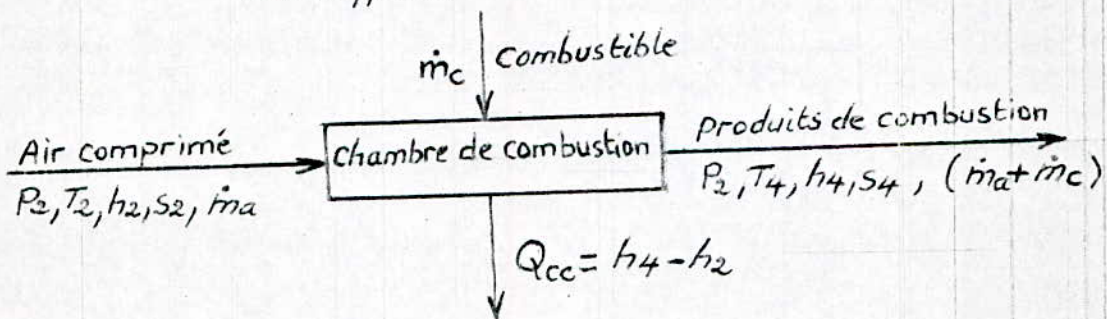
de la table de l'air et à l'aide de la Température on détermine les enthalpies spécifiques h_1, h_2' et h_2 et les entropies spécifiques s_1, s_2' et s_2 .

b- Combustion



2-4 : Echauffement isobare du mélange air-Combustible

Echauffement isobare du mélange air-combustible



La combustion produit des gaz à une température T_4 , qui doit être limitée à l'entrée de la turbine à une valeur admissible.

Le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$\dot{m}_a \cdot h_2 + \dot{m}_c \cdot P.C.I. \cdot \eta_{cb} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_4$$

\dot{m}_a : débit d'air arrivant du compresseur

\dot{m}_c : débit du combustible

q : rapport du combustible brûlé par kilogramme d'air, ou le rapport de mélange

PCI : pouvoir calorifique inférieur du combustible.

η_{cb} : Rendement de la combustion

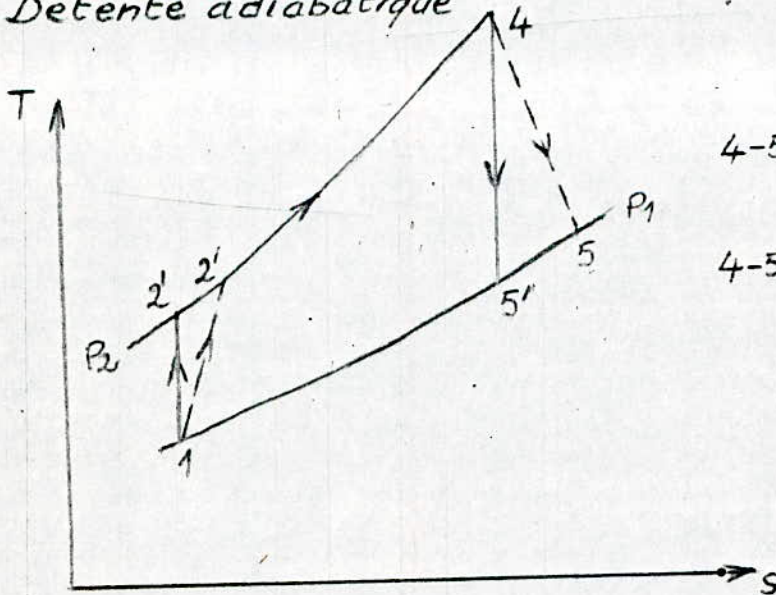
h_2 : enthalpie de l'air à l'entrée de la chambre de combustion

h_4 : enthalpie du mélange gazeux à la sortie de la chambre de combustion.

$$h_2 + q \cdot \text{PCI} \cdot \eta_{cb} = h_4 (1 + q)$$

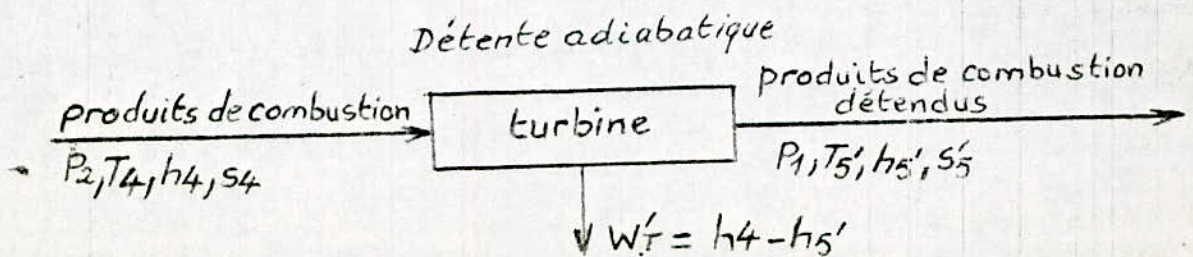
$$Q_{cc} = h_4 - h_2 = \frac{q}{1+q} (\text{PCI} \cdot \eta_{cb} - h_2)$$

C - Détente adiabatique



4-5' : Détente isentropique

4-5 : Détente réelle



Les pressions et température absolues en début et fin de compression sont liées par la relation :

$$\frac{T_4}{T_5'} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_1-1}{k_1}}$$

avec $k_1 = c_{pg} / (c_{pg} - R)$ avec $R = 8,3134 / M_G$ en $\text{KJ/kg}\cdot\text{K}$
 c_{pg} : chaleur spécifique des gaz d'échappement à pression constante ; constante

M_G : masse molaire des produits de combustion
 on considère au premier lieu la compression isentropique (4-5')
 l'énergie fournie par la turbine, rapportée au kilogramme des gaz d'échappement en évolution a pour expression :

$$W_{T'} = h_4 - h_{5'}$$

En réalité la détente est une transformation irréversible, le processus n'est plus isentropique et on définit le rendement interne de la turbine par :

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5'}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5'}} ; \text{ avec } c_{pg} : \text{ constante}$$

$$\text{d'où } T_5 = T_4 - \eta_T \cdot (T_4 - T_{5'})$$

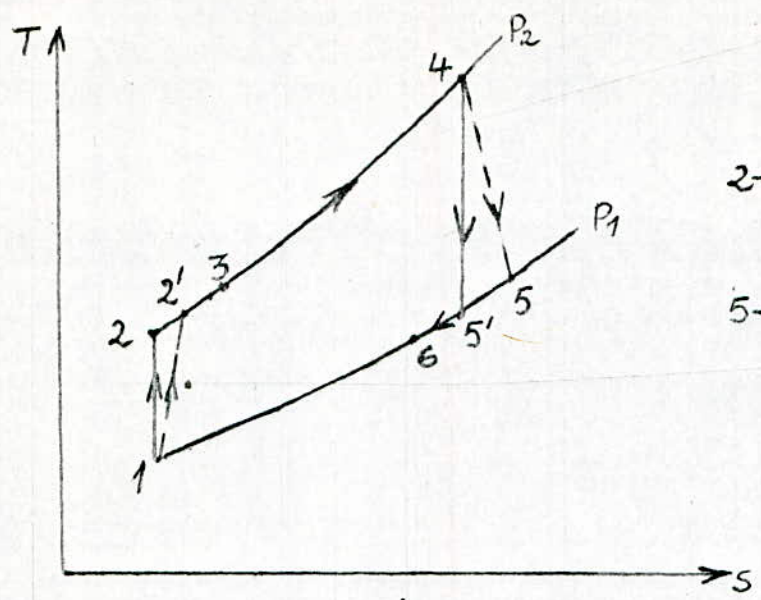
La variation de l'entropie de l'évolution isobarique (2-4) est :

$$\Delta S = S_4 - S_2 = c_{pg} \ln \frac{T_4}{T_2}$$

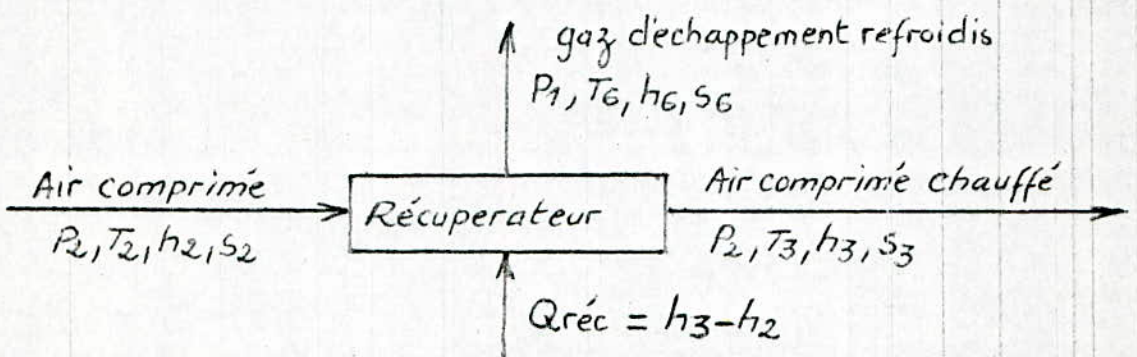
et pour l'évolution de détente est :

$$\Delta S = S_4 - S_5 = c_{pg} \ln \left(\frac{T_4}{T_5}\right) - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

d - Récupération de chaleur



2-3 : Échauffement isobare
 5-6 : refroidissement isobare



Une partie de la quantité de chaleur cédée à l'air comprimé et l'autre déchargée à l'atmosphère avec les gaz d'échappement.

L'efficacité du récupérateur est définie par :

le rapport de l'élévation d'enthalpie subit par le gaz chauffé à celle qui serait réalisée dans un échangeur ayant une surface de transmission infinie.

$$\epsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_6} = \frac{c_{\text{air}} (T_3 - T_2)}{c_{\text{pg}} (T_5 - T_6)}$$

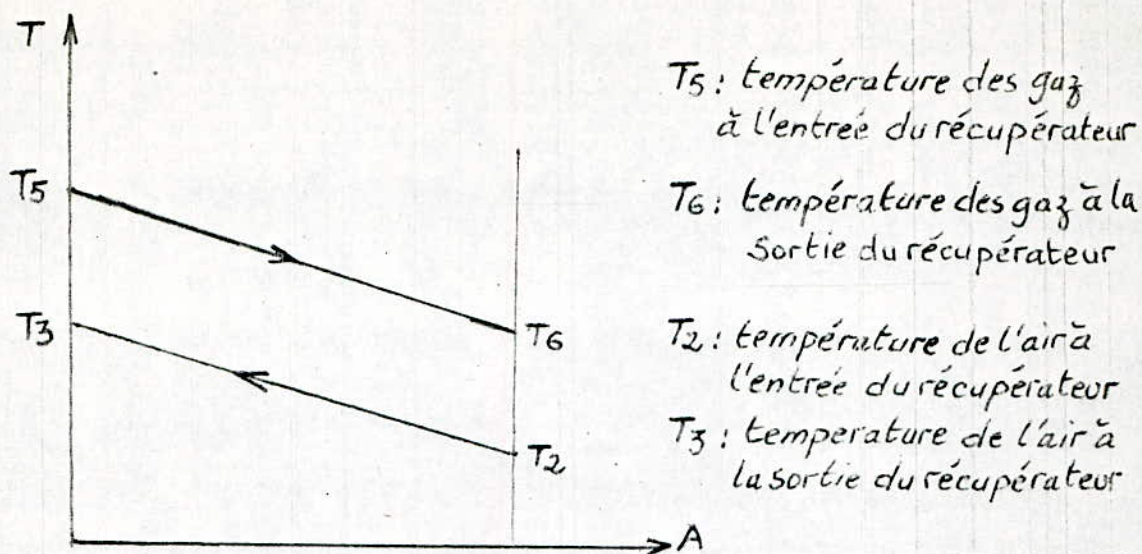


Diagramme thermique (température, surface d'échange) du récupérateur air/gaz d'échappement

Pour une surface de transmission infinie: $h_6 = h_2$

$$\text{d'où } \epsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} = \frac{c_{\text{air}} (T_3 - T_2)}{c_{\text{pg}} (T_5 - T_2)}$$

La quantité de chaleur récupérée est:

$$Q_{\text{rec}} = h_3 - h_2 = c_{\text{air}} (T_3 - T_2) = c_{\text{pg}} \cdot \epsilon \cdot (T_5 - T_2)$$

L'air comprimé passe de la température T_3 qui est donnée par:

$$T_3 = T_2 + \frac{\epsilon \cdot c_{\text{pg}} \cdot (T_5 - T_2)}{c_{\text{air}}}$$

La variation d'entropie dans cette transformation est:

$$\Delta s = s_3 - s_2 = c_{\text{air}} \cdot \ln \frac{T_3}{T_2}$$

3- Rendement thermique

Le rendement thermique du cycle s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{\text{travail de la turbine} - \text{travail du compresseur}}{\text{quantité de chaleur fournie} - \text{quantité récupérée}}$$

a- Travail de la turbine

C'est le travail fourni par la turbine rapporté à un kilogramme des produits de combustion

$$W_T = C_p G \cdot \eta_T \cdot (T_4 - T_5')$$

b- Travail du compresseur

C'est le travail absorbé par le compresseur rapporté à un kilogramme d'air.

$$W_c = h_2 - h_1$$

c- Quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion

$$Q_{cc} = h_4 - h_2$$

d- Quantité de chaleur récupérée

$$Q_{rec} = h_3 - h_2 = \epsilon (h_5 - h_2)$$

Le rendement thermique réel d'un cycle à récupération

$$\eta_{th} = \frac{W_T - W_c}{Q_{cc} - Q_{rec}} = \frac{W_u}{Q_{cc} - Q_{rec}}$$

avec $W_u =$ travail utile ou net fourni par la turbine

CHAPITRE III

ELABORATION DU PROGRAMME INFORMATIQUE

1- Description générale

Dans notre programme, on a utilisé les tables thermodynamiques en unités S.I introduites sous forme de codes numériques.

L'ordre donné au programme est :

- Données tabulaires
- programme principal
- Sous programmes d'interpolation
- Sous programme de changement de données

Le calcul se fait étape par étape selon le cycle A5-1-1, et on peut calculer pour le cycle sans récupération de chaleur son rendement, les travaux et la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion.

2- Tables thermodynamiques

Elles sont au nombre de cinq

- Table de l'air
- table de différence d'enthalpie de CO₂
- table de différence d'enthalpie de O₂
- table de différence d'enthalpie de H₂O
- table de différence d'enthalpie de N₂.

a) Table de l'air

C'est une matrice de 91 lignes et 3 colonnes, chaque valeur

numérique de la table est repérée par deux indices (I_5, J_5)

b) Tables de différences d'enthalpie

Sont quatre matrices de 27 lignes et 3 colonnes, chaque valeurs numérique de la table est repérée par deux indices (I_1, J_1) , (I_2, J_2) , (I_3, J_3) et (I_4, J_4) .

3- Méthode d'interpolation

Les cinq tables sont convenablement placées dans le programme, indépendamment l'une de l'autre à l'aide des variables indicées formant ainsi un code numérique bien précis.

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

- Sous programme AIR — Table de l'air
- Sous programme CO2 — Différence d'enthalpie de CO2
- Sous programme O2 — Différence d'enthalpie de O2
- Sous programme H2O — Différence d'enthalpie de H2O
- Sous programme N2 — Différence d'enthalpie de N2

Du programme principal on spécifie les données de base 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 linéaire entre deux lignes consécutives et transmet les résultat au programme principal à l'endroit de l'appel du

Sous programme .

Sous programme AIR :

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

Sous programmes CO2 - O2 - H2O - N2 :

donnent les différences d'enthalpie de la substance considérée entre les conditions actuelles et les conditions standard pour une température donnée :

Remarque : Le programme est écrit en langage Basic
Sur Mini ordinateur VAX-11/750

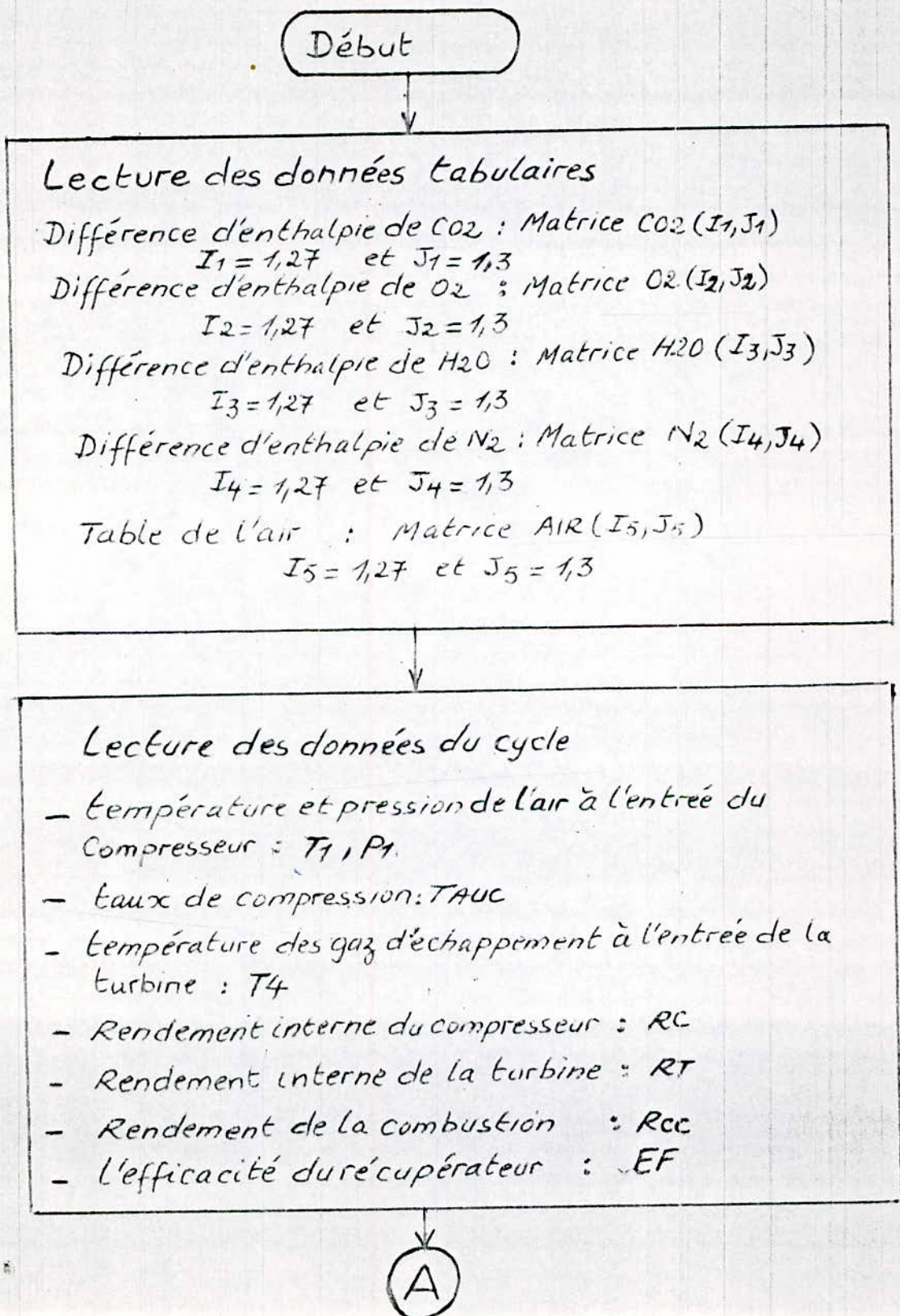
4 - Notations et symboles utilisés dans le programme

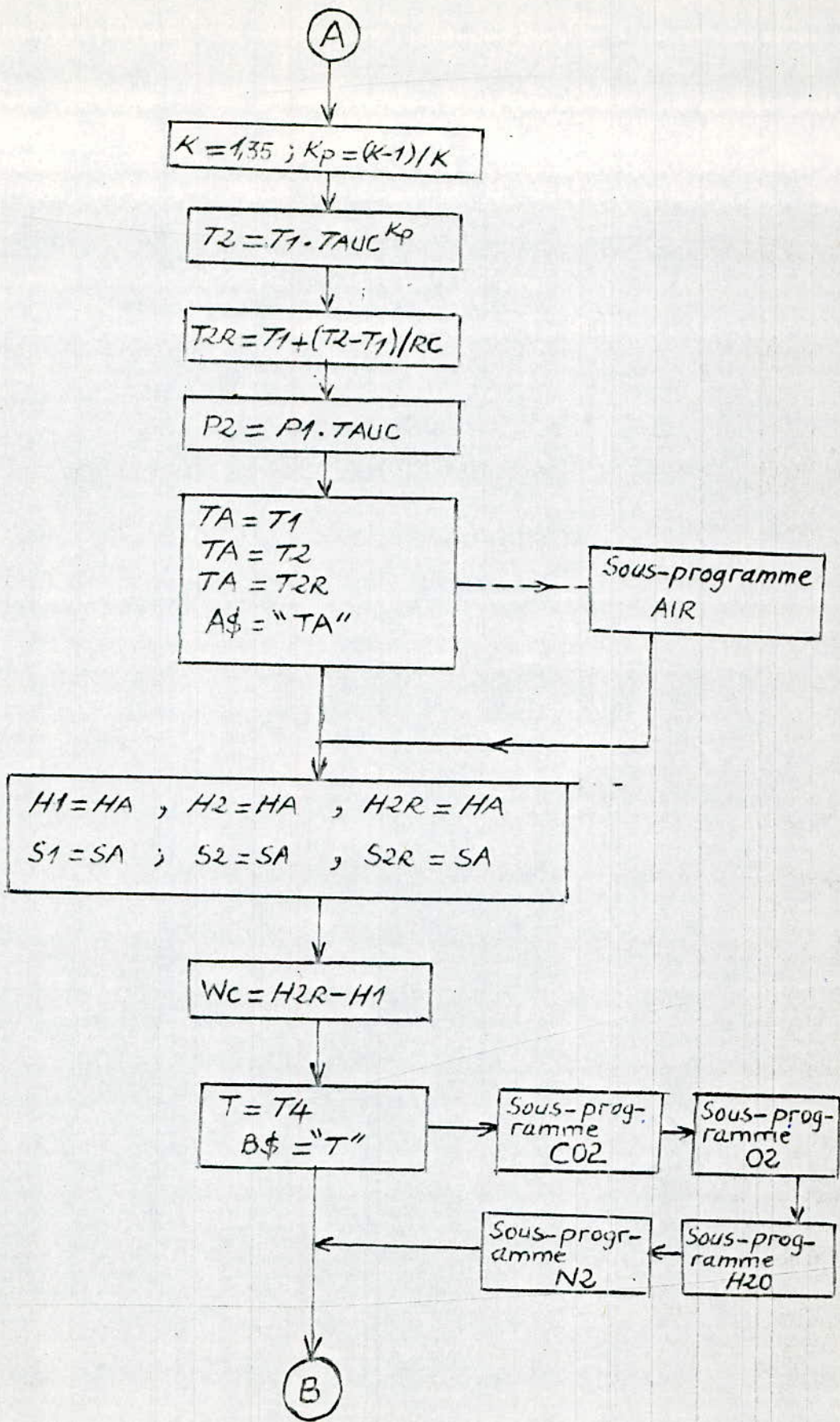
Les différents symboles utilisés dans le programme sont choisis de telle façon à permettre une impression de tous les paramètres calculés et aussi de rendre l'exposé le plus clair que possible

Symbole	objet
RC	Rendement interne du compresseur
RT	Rendement interne de la turbine
RCC	Rendement de la combustion
EF	Efficacité du récupérateur
TAUC	Taux de compression
CPG	Chaleur spécifique à pression constante des gaz d'échappement
CPA	Chaleur spécifique à pression constante de l'air
T ₁	Température de l'air à l'entrée du compresseur
T ₄	Température des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine
T _{iR}	Température de l'état "i" isentropique et "iR" de l'état réel i = 1,2,3,4,5
S _i	Entropie spécifique de l'état "i" i = 1,2,3,4,5
H _{AIR}	Enthalpie de l'air
MG	masse molaire des gaz d'échappement
LAMBDA	l'excès d'air
DH	l'enthalpie de combustion
K; K ₁	Rapport de la chaleur spécifique à pression constante et la chaleur spécifique à volume constant
HF	Enthalpie de formation de chaque composant
DH _i	Différence d'enthalpie de chaque composant des gaz d'échappement
WC	Travail spécifique absorbé par le compresseur
WT	travail spécifique absorbé par la turbine

Symbole	objet
PCI	pouvoir calorifique inférieur du Combustible
W_u	travail net spécifique
Q_{cc}	Quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion.
Q_{REC}	Quantité de chaleur récupérée
Q	Quantité de chaleur totale fournie
REND	Rendement thermique

5- Organigramme





B

$$DHC02 = DH1 ; DH02 = DH2 ; DHH20 = DH3 ; DHN2 = DH4$$

$$HFC02 = -393522 ; HFH20 = -271827 ; HFN2 = HF02 = 0 ; DH = -46489,813$$

$$AHP = 1,093 \cdot (HFC02 + DHC02) + 2,027 \cdot (HFH20 + DHH20) - 2,106 \cdot (HF02 + DH02)$$

$$BHP = 7,920 \cdot (HFN2 + DHN2) + 2,106 \cdot (HF02 + DH02)$$

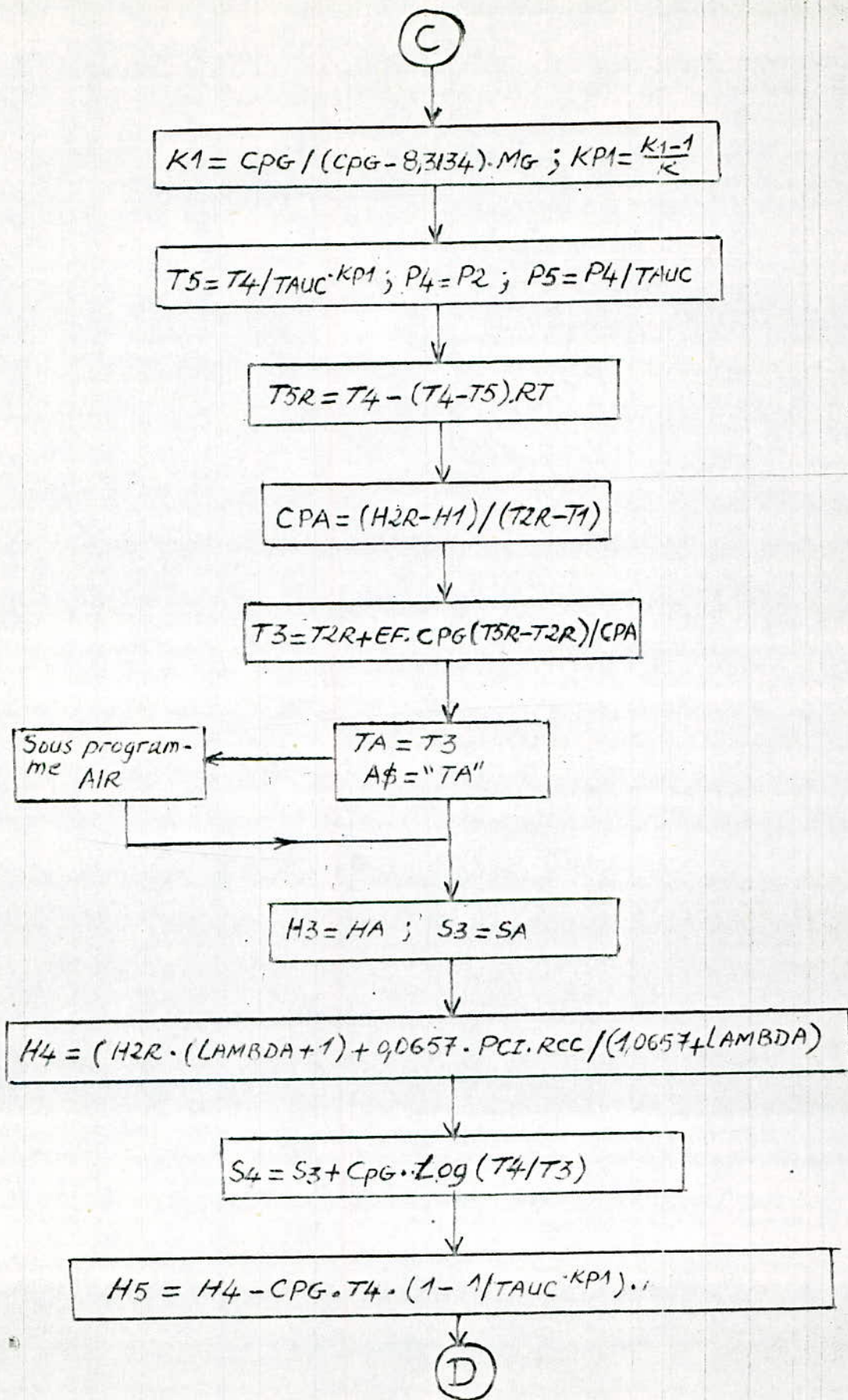
$$AHR = -46489,813 + 2,106 \cdot H2R$$

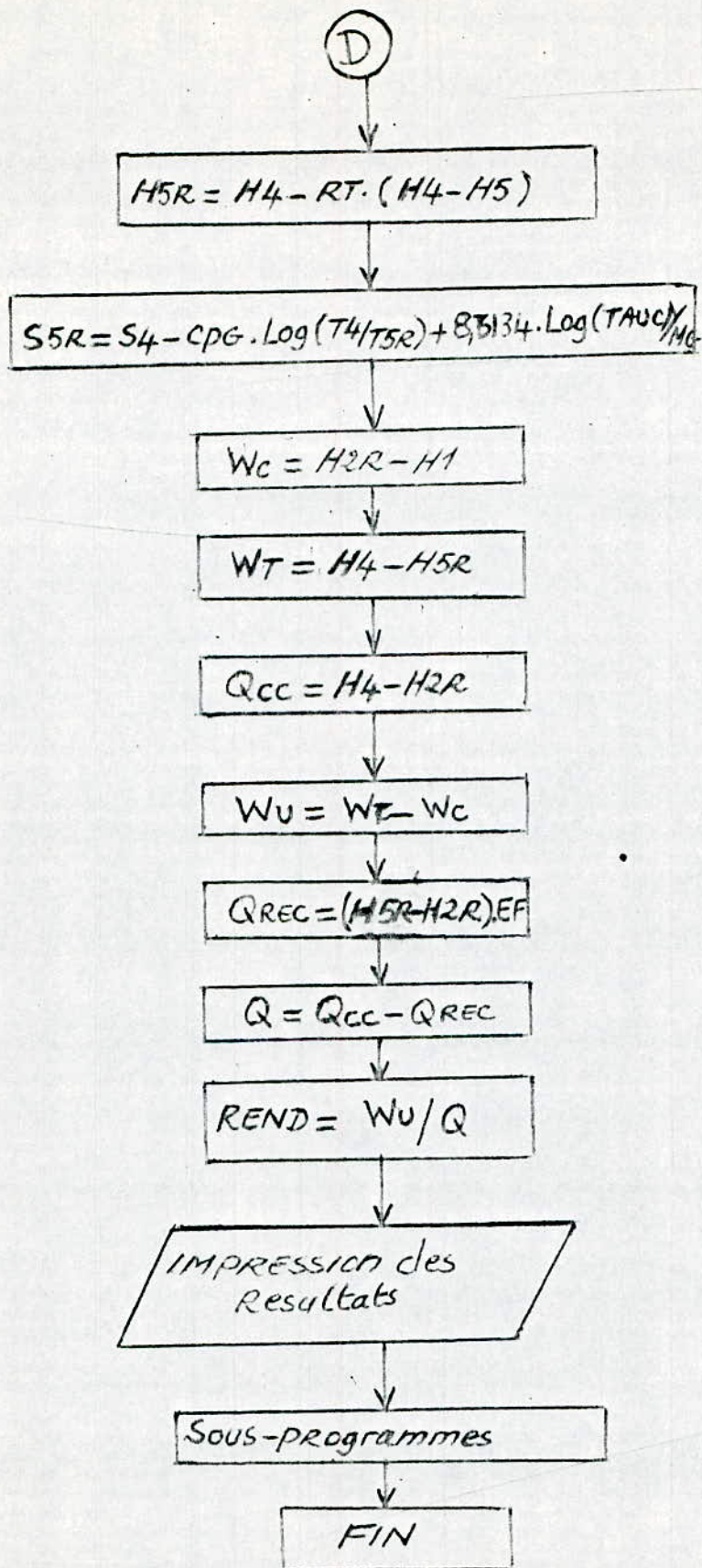
$$LAMBDA = (AHR - AHP) / (BHP - 2,106 H2R)$$

$$MG = (17,2294 + 3,88,187 \cdot LAMBDA) / (1,104 + 10,026 \cdot LAMBDA)$$

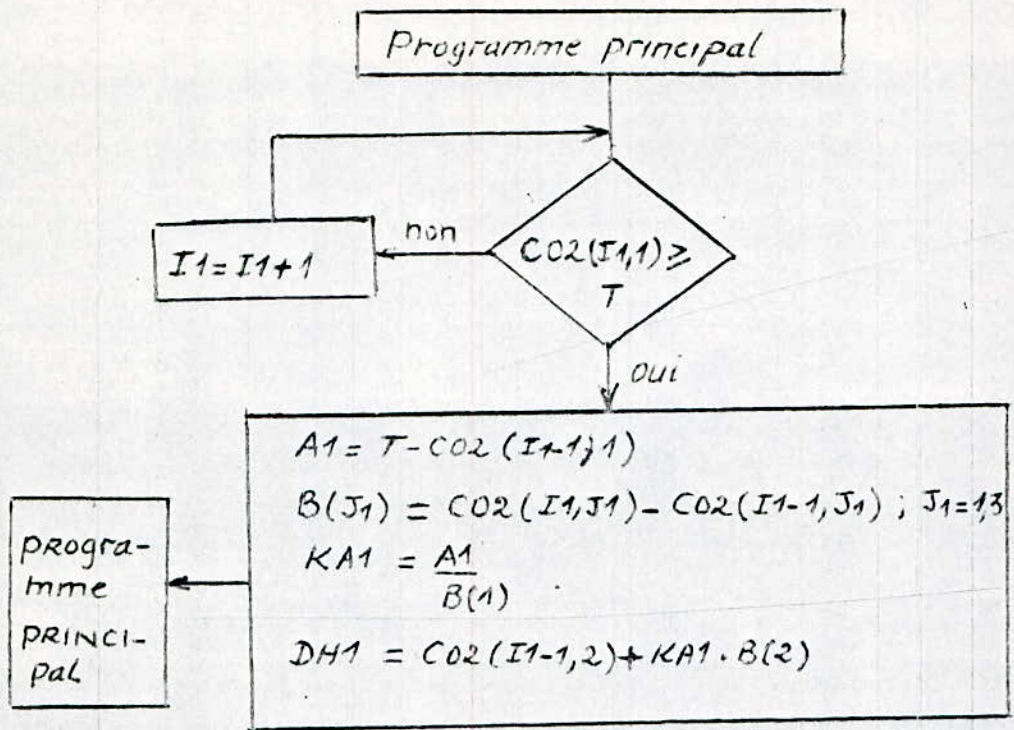
$$CPG = (207,0474 + 388,187 \cdot LAMBDA + 2,644 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^2 + 4,2335 \cdot 10^{-5} \cdot (LAMBDA - 1) \cdot \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^{1,5} - 0,1198 \cdot \left(\frac{T4+T2R}{2}\right) + 20,1104 \cdot \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^{0,5} - 117,648 \cdot \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^{0,25} + (3,7607 \cdot 10^5 - 4,4374 \cdot 10^6 \cdot LAMBDA) \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^{-1,5} + (-4,9887 \cdot 10^6 + 89,9465 \cdot 10^6 \cdot LAMBDA) \cdot \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^{-2} - 6,4976 \cdot 10^9 \cdot LAMBDA \cdot \left(\frac{T4+T2R}{2}\right)^{-3}) / (1,014 + 10,026 \cdot LAMBDA) \cdot MG$$

C

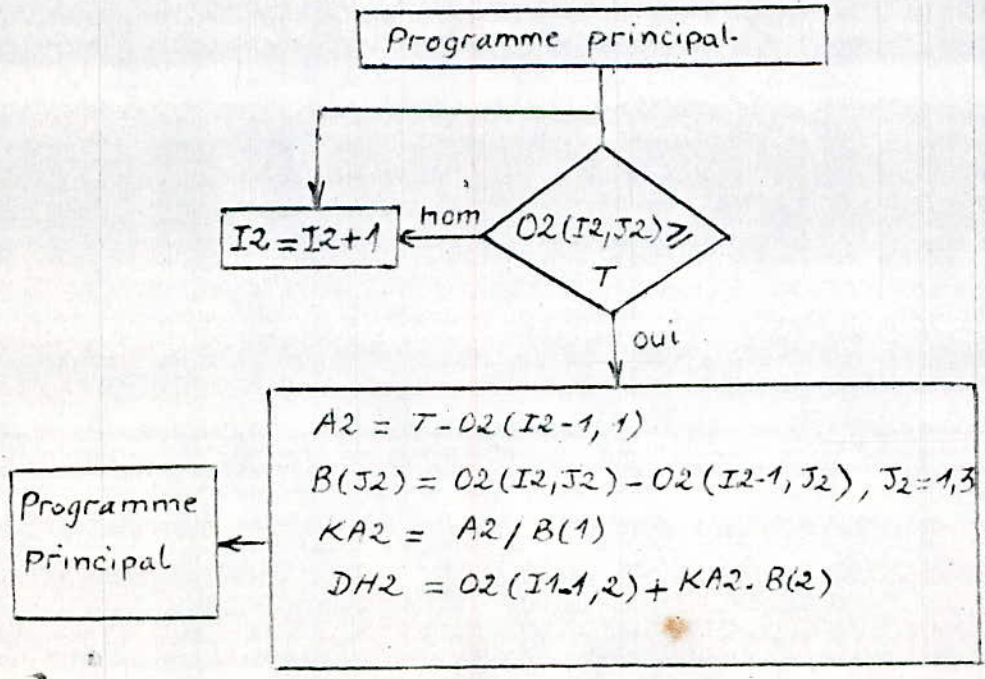




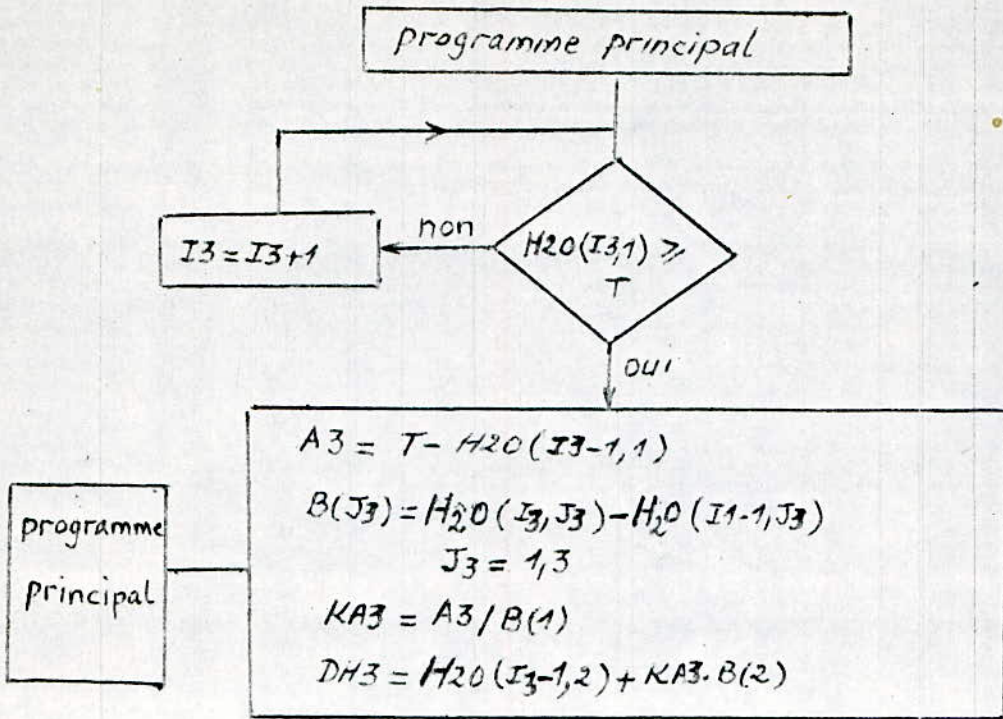
Sous-programme C02 :



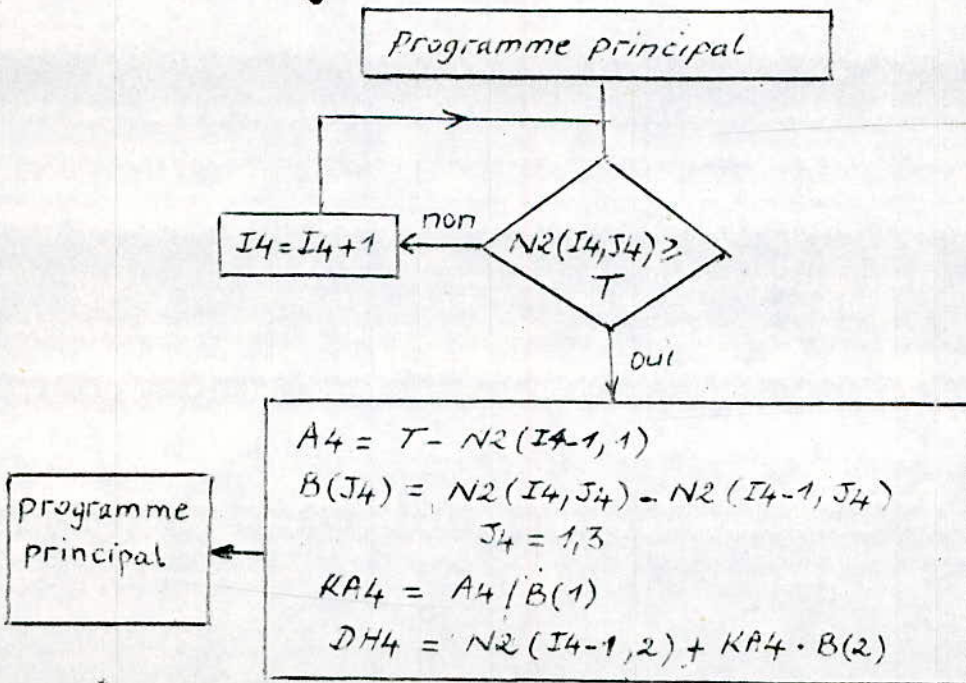
Sous-programme D2 :



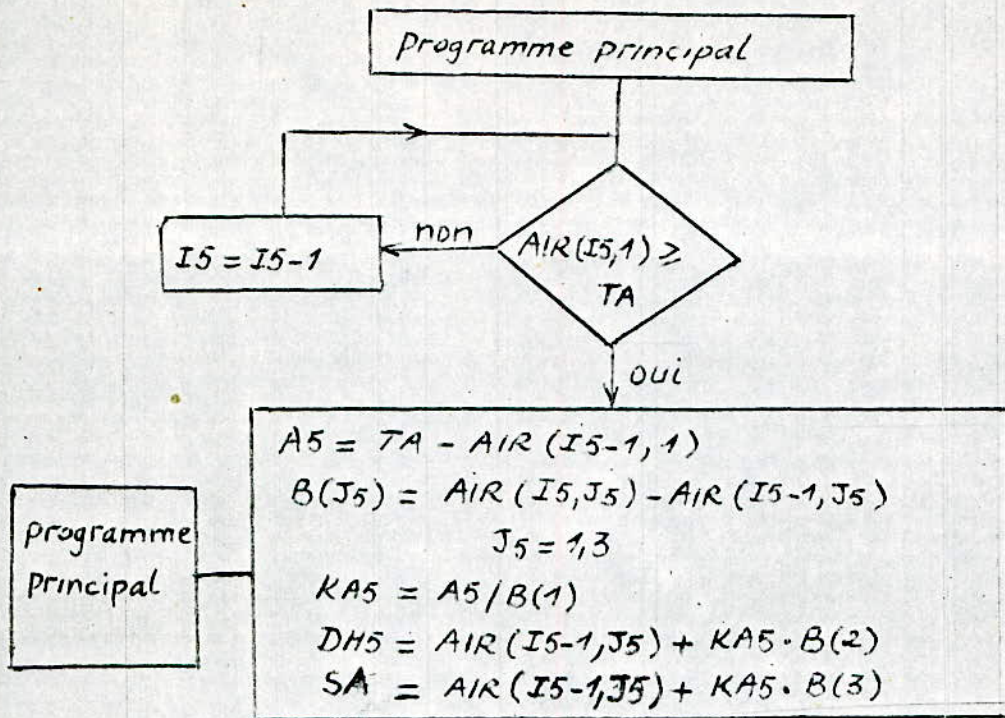
Sous-programme H2O



Sous-programme N2



Sous-programme AIR



Programme principal

I5 = I5 - 1

AIR(I5,1) ≥ TA

A5 = TA - AIR(I5-1, 1)
B(J5) = AIR(I5, J5) - AIR(I5-1, J5)
J5 = 1, 3
KA5 = A5 / B(1)
DH5 = AIR(I5-1, J5) + KA5 · B(2)
SA = AIR(I5-1, J5) + KA5 · B(3)

programme principal

! MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
! ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
! DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

! PROMOTEUR : M.A AIT ALI
! ELEVE INGENIEUR : MERAZKA NOURODINE

! SUJET: DEVELOPPEMENT D'UN MODELE MATHEMATIQUE INFORMATISE POUR UN CYCLE
! TURBINE A GAZ COUPLE A UN CYCLE DE RANKINE POUR LA PRODUCTION
! D'ELECTRICITE.

! DONNEES TABULAIRES
! #####

! ***** TABLE DE L'AIR A BASSE PRESSION *****
! MATRICE AIR(I5,J5)

```

DIM AIR(91,3)
FOR IS=1 TO 91
FOR JS=1 TO 3
READ AIR(I5,J5)
NEXT JS
NEXT IS
DATA 100,99.76,1.4143,110,109.77,1.5098,120,119.79,1.5971,130,129.81,&
1.6773,140,139.84,1.7515,150,149.86,1.8206,160,159.87,1.8853,170,&
169.89,1.9461,180,179.92,2.0033,190,189.94,2.0575,200,199.96,&
2.1088,210,209.97,2.1577,220,219.99,2.2043,230,230.01,2.2489,240,&
240.03,2.2915,250,250.05,2.3325,260,260.09,2.3717,270,270.12,&
2.4096,280,280.14,2.4461,290,290.17,2.4813,300,300.19,2.5153,310,&
310.24,2.5483,320,320.29,2.5802,330,330.34,2.6111,340,340.43,&
2.6412,350,350.48,2.6704,360,360.58,2.6987,370,370.67,2.7264,380,&
380.77,2.7534,390,390.88,2.7796,400,400.98,2.8052,410,411.12,&
2.8302,420,421.26,2.8547,430,431.43,2.8786,440,441.61,2.9020,450,&
451.83,2.9249,460,462.01,2.9473,470,472.25,2.9693,480,482.48,&
2.9909,490,492.74,3.0120,500,503.02,3.0328,510,513.32,3.0532,520,&
523.63,3.0733,530,533.98,3.0930,540,544.35,3.1124,550,554.75,&
3.1314,560,565.17,3.1502,570,575.57,3.1686,580,586.04,3.1868,590,&
596.53,3.2047,600,607.02,3.2223,610,617.53,3.2397,620,628.07,&
3.2569,630,638.65,3.2738,640,649.21,3.2905,650,659.84,3.3069,660,&
670.47,3.3232,670,681.15,3.3392,680,691.82,3.3551,690,702.52,&
3.3707,700,713.27,3.3861,710,724.01,3.4014,720,734.20,3.4156,&
730,745.62,3.4314,740,756.44,3.4461,750,767.30,3.4607,760,778.21,&
3.4751,770,789.10,3.4894,780,800.03,3.5035,790,810.98,3.5174,800,&
821.94,3.5312,810,832.96,3.5449,820,843.97,3.5584,830,855.01,&
3.5718,840,866.09,3.5850,850,877.16,3.5981,860,888.28,3.6111,870,&
899.42,3.6240,880,910.56,3.6367,890,921.75,3.6493,900,932.94,&
3.6619,910,944.15,3.6743,920,955.38,3.6865,930,966.64,3.6987,940,&
977.92,3.7108,950,989.22,3.7227,960,1000.53,3.7346,970,1011.88,&
3.7463,980,1023.25,3.7580,990,1034.63,3.7695,1000,1046.03,3.7810

```


! ***** DIFFERENCE D'ENTHALPIE DE CO2 *****
! MATRICE CO2(I1,J1)

```
DIM CO2(27,3)
HFCO2= -393522
FOR I1=1 TO 27
FOR J1=1 TO 3
READ CO2(I1,J1)
NEXT J1
NEXT I1
DATA 0,-9364,0,100,-6456,179.109,200,-3414,199.975,298,0,213.795,300,8
67,214.025,400,4008,225.334,500,8314,234.924,600,12916,243.309,8
700,17761,250.773,800,22815,257.517,900,28041,263.668,1000,33405,8
269.325,1100,38894,274.555,1200,44484,279.417,1300,50158,283.956,8
1400,55907,288.216,1500,61714,292.224,1600,67580,296.010,1700,8
73492,299.592,1800,79442,302.993,1900,85429,306.232,2000,91450,8
309.320,2100,97500,312.269,2200,103575,315.098,2300,109671,8
317.205,2400,115728,320.411,2500,121926,322.918
```

! ***** DIFFERENCE D'ENTHALPIE DE O2 *****
! MATRICE O2(I2,J2)

```
DIM O2(27,3)
HFO2=0
FOR I2=1 TO 27
FOR J2=1 TO 3
READ O2(I2,J2)
NEXT J2
NEXT I2
DATA 0,-8682,0,100,-5778,173.306,200,-2866,193.436,298,0,205.142,300,8
54,205.322,400,3029,213.874,500,6088,220.698,600,9247,226.455,8
700,12502,231.272,800,15841,235.924,900,19246,239.936,1000,22707,8
243.535,1100,26217,246.928,1200,29765,250.016,1300,33351,252.836,8
1400,36966,255.564,1500,40610,258.078,1600,44279,260.446,1700,8
47970,262.685,1800,51689,264.810,1900,55434,266.835,2000,59199,8
268.764,2100,62926,270.613,2200,66802,272.383,2300,70634,274.090,8
2400,74492,275.735,2500,78375,277.316
```

! ***** DIFFERENCE D'ENTHALPIE DE H2O *****
! MATRICE H2O(I3,J3)

```
DIM H2O(27,3)
HFH2O=-241827
FOR I3=1 TO 27
FOR J3=1 TO 3
READ H2O(I3,J3)
NEXT J3
NEXT I3
DATA 0,-9904,0,100,-6615,152.390,200,-3280,175.486,298,0,188.833,300,8
63,189.038,400,3452,199.783,500,6920,206.523,600,10498,213.037,8
700,14184,218.719,800,17991,223.803,900,21924,228.430,1000,25978,8
232.706,1100,30167,236.694,1200,34476,240.443,1300,38903,243.986,8
1400,43447,247.350,1500,48095,250.560,1600,52844,253.622,1700,8
57685,256.559,1800,62609,259.371,1900,67613,262.078,2000,72689,8
264.691,2100,77831,267.191,2200,83036,269.609,2300,88295,271.948,8
2400,93604,274.207,2500,98964,276.396
```


! ***** DIFFERENCE D'ENTHALPIE DE N2 *****
! MATRICE N2(I4,J4)

DIM N2(27,3)

HPN2=0

FOR I4=1 TO 27

FOR J4=1 TO 3

READ N2(I4,J4)

NEXT J4

NEXT I4

CATA 0,-8659,0,100,-5770,159.813,200,-2858,179.988,298,0,191.611,300,8
54,191.791,400,2971,200.180,500,5912,206.740,600,8891,212.175,8
700,11937,216.866,800,15046,221.016,900,18221,224.757,1000,21460,8
228.167,1100,24755,231.309,1200,28108,234.225,1300,31501,236.941,8
1400,34938,239.404,1500,38405,241.878,1600,41903,244.137,1700,8
45430,246.275,1800,48982,248.304,1900,52551,250.237,2000,56141,8
252.078,2100,54748,253.836,2200,63371,255.522,2300,67007,257.137,8
2400,70651,258.689,2500,74312,260.183

!##### DONNEES #####

INPUT "LE RENDEMENT INTERNE DU COMPRESSEUR";RC

INPUT "LE RENDEMENT INTERNE DE LA TURBINE";RT

INPUT "LE RENDEMENT DE LA COMBUSTION",RCC

INPUT "L'EFFICACITE DU RECUPERATEUR : EF";EF

INPUT "LA PRESSION A L'ENTREE DU COMPRESSEUR:[BAR]";P1

INPUT "LE TAUX DE COMPRESSION ";TAUC

INPUT "LA TEMPERATURE DE L'AIR A L'ENTREE DU COMPRESSEUR: [K]";T1

INPUT "LA TEMPERATURE DES GAZ A L'ENTREE DE LA TURBINE: [K]";T4

!#####

!INITIALISATION

S1=0 \ S2=0 \ S2R=0 \ S3=0 \ S4=0 \ S5=0 \ S5R=0

H1=0 \ H2=0 \ H2R=0 \ H3=0 \ H4=0 \ H5=0 \ H5R=0

!

TRAVAIL DU COMPRESSEUR

K=1.35

KP=(K-1)/K

T2=T1*TAUC^KP

T2R=T1+(T2-T1)/RC

P2=P1*TAUC

!=====

T=T4

GOSUB 2140\GOSUB 2270\GOSUB 2330\GOSUB 2460

DHCO2=DH1 \ DHO2=DH2 \ DHH2O=DH3 \ DHN2=DH4

!SCO2=S1 \ SO2=S2 \ SH2O=S3 \ SN2=S4

TA=T2R \ GOSUB 2590

HAIR=HA \ SAIR=SA

H2R=HA \ S2R=SA

TA=T1 \ GOSUB 2590

H1=HA \ S1=SA

TA=T2 \ GOSUB 2590

H2=HA \ S2=SA

CH=-46489.813

AHP=1.093*(HFCO2+DHCO2)+2.027*(HFH2O+DHH2O)-2.106*(HF02+DH02)

```

1360 BHP=7.920*(HFN2+DHN2)+2.106*(HF02+DH02)
1370 AHR=-46489.313+2.106*HAIR
1390 LAMBDA=(AHR-AHP)/(BHP-2.106*HAIR)
1430 MG=(17.2294+259.2787*LAMBDA)/(1.014+10.026*LAMBDA)
1440 PCI=44266.200
1450 CPG=(207.0474+388.187*LAMBDA+2.6448E-6*(((T4+T2R)/2)^2) + 8
      4.2335E-5*(LAMBDA-1)*(((T4+T2R)/2)^1.5)-.1198*(((T4+T2R)/2) + 8
      20.1104*(((T4+T2R)/2)^.5)-117.648*(((T4+T2R)/2)^.25) + 8
      (3.7607E5-4.4374E6*LAMBDA)*(((T4+T2R)/2)^-1.5) + 8
      (-4.9887E6+89.9465E6*LAMBDA)*(((T4+T2R)/2)^-2) - 8
      6.4976E9*LAMBDA*(((T4+T2R)/2)^-3))/((1.014+10.026*LAMBDA)*MG)
1460 PRINT "LAMBDA=";LAMBDA;" CPG=";CPG;"KJ/KG.CK";" MG=";MG;"KG"
1470 PRINT "DHC02=";DHC02;"DHH20=";DHH20;"DH02=";DH02;"DHN2=";DHN2
1480 !=====
1490 ! TRAVAIL DE LA TURBINE
1500 K1=CPG/(CPG-8.3134/MG)
1510 KP1=(K1-1)/K1
1520 T5=T4/TAUC**KP1
1530 T5R=T4-(T4-T5)*RT
1540 P4=P2
1550 P5=P4/TAUC
1560 PRINT "K1=";K1;" KP1=";KP1
1570 !=====
1840 !CALCUL DU RENDEMENT THERMIQUE: REND
1850 CPA=(H2R-H1)/(T2R-T1)
1860 PRINT "CPA=";CPA;"KJ/KG.K"
1865 T3=T2R+(EF*CPG*(T5R-T2R))/CPA
1867 TA=T3 \ GOSUB 2590
1870 H3=HA \ S3=SA
1873 H4=(H2R*(LAMBDA+1)+0.0657*PCI*RCC)/(1.0657+LAMBDA)
1878 S4=S3+CPG*LOG(T4/T3)
1880 H5=H4-CPG*T4*(1-1/(TAUC**KP1))
1883 H5R=H4-RT*(H4-H5)
1885 S5R=S4-CPG*LOG(T4/T5R)+8.3134*LOG(TAUC)/MG
1887 WC=H2R-H1
1888 WT=H4-H5R
1890 WU=WT-WC
1892 QREC=(H5-H2R)*EF
1894 QCC=H4-H2R
1896 Q=QCC-QREC
1898 !LE TRAVAIL UTILE SPECIFIQUE
1900 REND = WU/Q
1905 !=====
1910 PRINT CHR$(27)+"#6"+" ##### RESULTATS #####"
1920 PRINT CHR$(27)+"#5"+" DONNEES:"
1930 PRINT TAB(2);"RC=";RC;TAB(12);" RT=";RT

```



```

PRINT TAB(2);"EF=";EF;TAB(12);"          RCC=";RCC
PRINT CHR$(27)+"#6"+"  _ COMPRESSEUR"
PRINT TAB(2);"ENTREE  T1=";T1;"OK      "; "P1=";P1;"BAR"
PRINT TAB(2);"          H1=";H1;"KJ/KG  "; "S1=";S1;"KJ/KG.OK"
PRINT "SORTIE  T2=";T2;"OK ";TAB(18);" P2=";P2;"BAR"; " H2=";H2;"KJ/KG"
PRINT "T2R=";T2R;"OK";"  H2R=";H2R;"KJ/KG  "; "S2R=";S2R;"KJ/KG.OK"
PRINT TAB(2);"SORTIE DU RECUPERATEUR T3=";T3;"OK "; " H3=";H3;"KJ/KG"
PRINT TAB(2);" S3=";S3;"KJ/KG.OK";"  QREC=";QREC;" KJ/KG"
PRINT CHR$(27)+"#6"+"  _ TURBINE"
PRINT TAB(2); "ENTREE  T4=";T4;"OK ";TAB(20);"H4=";H4;"KJ/KG"
PRINT TAB(12);"S4=";S4;"KJ/KG.OK"
PRINT TAB(2); "SORTIE  T5=";T5;"OK  "; " P5=";P5;"BAR"; "H5=";H5;"KJ/KG  "
PRINT TAB(2);"T5R=";T5R;"OK";"  H5R=";H5R;"KJ/KG";" S5R=";S5R;"KJ/KG.OK"
PRINT CHR$(27)+"#6"+"QUANTITE DE CHALEUR FOURNIE PAR LA COMBUSTION"
PRINT TAB(10);"QCC=";QCC;"KJ/KG"
PRINT CHR$(27)+"#6"+" TRAVAIL ABSORBE PAR LE COMPRESSEUR"
PRINT TAB(10);"  WC=";WC;"KJ/KG"
PRINT CHR$(27)+"#6"+" TRAVAIL FOURNI PAR LA TURBINE"
PRINT TAB(10);"  WT=";WT;"KJ/KG"
PRINT CHR$(27)+"#6"+" TRAVAIL NET SPECIFIQUE"
PRINT CHR$(27)+"#6"+"  WU=";WU;"KJ/KG"
PRINT CHR$(27)+"#6"+"QUANTITE DE CHALEUR FOURNIE "
PRINT TAB(10);"Q=";Q;"KJ/KG"
PRINT CHR$(27)+"#6"+" RENDEMENT THERMIQUE"
PRINT CHR$(27)+"#6"+"  REND=";REND
!=====
GO TO 2372
!=====
! ***** SOUS PROGRAMME D'INTERPOLATION TABLE CO2 *****
FOR I1=1 TO 27
IF CO2(I1,1)>=T THEN 2190
NEXT I1
GO TO 2260
A1=T-CO2(I1-1,1)
FOR J1=1 TO 3
B(J1)=CO2(I1,J1)-CO2(I1-1,J1)
NEXT J1
KA1=A1/B(1)
DH1=CO2(I1-1,2)+KA1*B(2)
S1=CO2(I1-1,3)+KA1*B(3)
RETURN
! ***** SOUS PROGRAMME D'INTERPOLATION TABLE O2 *****
FOR I2=1 TO 27
IF O2(I2,1)>=T THEN 2272
NEXT I2
GO TO 2286
A2=T-O2(I2-1,1)
FOR J2=1 TO 3
B(J2)=O2(I2,J2)-O2(I2-1,J2)
NEXT J2
KA2=A2/B(1)
DH2=O2(I2-1,2)+KA2*B(2)
S2=O2(I2-1,3)+KA2*B(3)
RETURN
! ***** SOUS PROGRAMME D'INTERPOLATION TABLE H2O *****
FOR I3=1 TO 27

```

```

50 IF H20(I3,1)>=T THEN 2330
60 NEXT I3
70 GO TO 2450
80 A3=T-H20(I1-1,1)
90 FOR J3=1 TO 3
00 B(J3)=H20(I3,J3)-H20(I3-1,J3)
10 NEXT J3
20 KA3=A3/B(1)
30 DH3=H20(I3-1,2)+KA3*B(2)
40 S3=H20(I3-1,3)+KA3*B(3)
50 RETURN
60 ! ***** SOUS PROGRAMME D'INTERPOLATION TABLE N2 *****
70 FOR I4=1 TO 27
80 IF N2(I4,1)>=T THEN 2510
90 NEXT I4
00 GO TO 2580
10 A4=T-N2(I4-1,1)
20 FOR J4=1 TO 3
30 B(J4)=N2(I4,J4)-N2(I4-1,J4)
40 NEXT J4
50 KA4=A4/B(1)
60 DH4=N2(I4-1,2)+KA4*B(2)
70 S4=N2(I4-1,3)+KA4*B(3)
80 RETURN
90 ! ***** SOUS PROGRAMME D'INTERPOLATION TABLE AIR *****
00 FOR I5=1 TO 91
0 IF AIR(I5,1)>=TA THEN 2640
10 NEXT I5
20 GO TO 2710
30 AA=TA-AIR(I5-1,1)
40 FOR J5=1 TO 3
50 BA(J5)=AIR(I5,J5)-AIR(I5-1,J5)
60 NEXT J5
70 KAA=AA/BA(1)
80 HA=AIR(I5-1,2)+KAA*BA(2)
90 SA=AIR(I5-1,3)+KAA*BA(3)
00 RETURN
1 !=====
2 ! SOUS PROGRAMME DE CHANGEMENT DES DONNEES
4 INPUT "VOULEZ-VOUS CHANGER UNE SEULE DONNEE CUI/NON";X3
6 IF X3="NCN" THEN 3050
8 INPUT "QUEL EST LE PARAMETRE QUE VOUS VOULEZ CHANGER:T4,TAUC,EF...";Y3
0 IF Y3="RC" THEN 2950
2 IF Y3="RT" THEN 2960
4 IF Y3="EF" THEN 2990
6 IF Y3="RCC" THEN 2997
8 IF Y3="T1" THEN 3000
0 IF Y3="T4" THEN 3010
2 IF Y3="TAUC" THEN 3020
4 GO TO 360
6 INPUT "RC=";RC
8 GO TO 360
0 INPUT "RT=";RT
2 GO TO 360
4

```



```
INPUT "EF=";EF
GO TO 86C
INPUT "RCC=";RCC
GO TO 86C
INPUT "T1=";T1
GO TO 86C
INPUT "T4=";T4
GO TO 86C
INPUT "TAUC=";TAUC
GO TO 86C
RETURN
PRINT
PRINT CHR(27)+"#6"+""
```

FIN "

7. RESULTATS

Dans cette partie on a exploité le programme pour déterminer l'influence de certains paramètres sur le rendement et aussi sur le travail utile spécifique

- Ces résultats sont présentés par les figures et tableaux.

figure R1 : variation du rendement thermique, travail utile spécifique, travail fourni par la turbine, travail absorbé par le compresseur en fonction du taux de compresseur.

figure R2 : variation du rendement thermique en fonction de taux de compression pour divers valeurs de l'efficacité du récupérateur.

- Tableau I : valeurs de la température des gaz d'échappement le travail fourni par la turbine, le travail absorbé par le compresseur, le travail utile spécifique en fonction de taux de compresseur pour $R_c = 0,8$; $R_T = 0,84$ et $T_4 = 1023 \text{ K}$, $R_{cc} = 0,98$

- Tableau II : variation de rendement pour divers valeurs de taux de compression et de l'efficacité du récupérateur.

- Tableau III : variation de l'enthalpie spécifique, l'entropie spécifique et température des états 4 et 5 (entrée turbine et sortie turbine) en fonction de la température des gaz d'échappement de la chambre de combustion à l'entrée de la turbine pour $R_c = 0,8$ et $R_T = 0,84$

$$T_1 = 298 \text{ K} ; h_1 = 298,186 \text{ KJ/kg} ; s_1 = 2,508 \text{ KJ/kg.K}$$

$$T_2 = 490,88 \text{ K} ; h_2 = 493,645 \text{ KJ/kg} ; s_2 = 3,104 \text{ KJ/kg.K}$$

- Tableau IV : Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression et la température de l'air à l'entrée du compresseur.
- Tableau V : Variation du rendement thermique en fonction de la température des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine pour divers valeurs de l'efficacité.
- Tableau VI : Variations du rendement et du travail net en fonction du taux de compression pour divers valeurs de la température des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine.
- figure R3 : Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour divers valeurs de la température d'admission des gaz à la turbine.
- figure R4 : Variation du travail utile en fonction du taux de compression pour divers valeurs de la température d'admission des gaz à la turbine.

TABLEAU I (suite)

T_{AUC}	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_5 [K]	881,106	810,313	764,874	732,136	706,908	686,59	669,706	655,34	642,89
W_c [KJ/kg]	73,829	123,837	162,908	195,459	223,637	248,676	271,297	291,997	311,129
W_T [KJ/kg]	158,469	238,931	291,276	329,414	359,089	3,83,197	403,389	420,69	435,775
W_u [KJ/kg]	84,639	115,095	128,368	133,955	135,452	134,521	132,092	128,692	124,647
η_{th} [%]	16,565	22,565	25,202	26,329	26,649	26,450	26,032	25,381	24,599

T_{AUC}	11	12	13	14	15	16	17	18	19
T_5 [K]	631,962	622,237	613,503	605,594	598,38	591,76	585,652	579,989	574,717
W_c [KJ/kg]	328,949	345,678	361,455	376,411	390,636	404,199	417,213	429,467	441,38
W_T [KJ/kg]	449,116	461,048	471,823	481,631	490,62	498,908	506,589	513,741	520,426
W_u [KJ/kg]	120,167	115,37	110,367	105,22	99,98	94,7098	89,376	84,274	79,046
η_{th} [%]	23,730	22,796	21,820	20,813	19,788	18,753	17,705	16,701	15,672

TABLEAU II

TAUC EF	2	4	6	8	10	12	14	16	18
0	16,565	22,208	26,649	26,032	24,599	22,796	20,813	18,753	16,701
0,2	19,216	27,562	28,311	27,145	25,308	23,209	21,012	18,798	16,641
0,4	22,878	30,410	30,195	28,358	26,058	23,638	21,214	18,844	16,581
0,6	28,264	33,914	32,346	29,684	26,855	24,082	21,421	18,890	16,522
0,8	36,966	38,331	34,827	31,140	27,702	24,544	21,632	18,937	16,463
1	53,411	44,071	37,721	32,746	28,603	25,023	21,846	18,983	16,404

TABLEAU III

T_4 [°K]	773	823	873	923	973	1023	1073	1123	1173
h_4 [KJ/kg]	829,292	864,139	898,914	933,539	968,072	1002,42	1036,64	1070,68	1104,59
s_4 [KJ/kg.K]	3,507	3,580	3,650	3,717	3,782	3,845	3,90668	3,966	4,024
T_5 [K]	546,491	583,297	620,271	657,406	694,696	732,136	769,721	807,447	845,312
h_5 [KJ/kg]	583,069	601,42	619,626	637,613	655,437	673,008	690,377	707,497	724,417
s_5 [KJ/kg.K]	3,597	3,669	3,739	3,806	3,872	3,934	3,996	4,055	4,113
η_{th} [%]	15,124	18,154	20,685	22,839	24,698	26,329	27,772	29,066	30,234

$$T_1 = 298 \text{ K}$$

$$T_2 = 490,88 \text{ K}$$

$$h_1 = 298,186 \text{ KJ/kg}$$

$$h_2 = 493,645 \text{ KJ/kg}$$

$$s_1 = 2,508 \text{ KJ/kg.K}$$

$$s_2 = 3,014 \text{ KJ/kg.K}$$

$$\text{et } TAUC = \frac{P_2}{P_1} = 5$$

$$R_c = 0,8 ; R_T = 0,84$$

TABLEAU IV

T_1 [K] \ TAUC	2	4	6	8	10	12	14	16	18
274	22,478	37,969	43,956	46,874	48,373	49,096	49,356	49,320	49,08
278	22,337	37,649	43,526	46,352	47,769	48,426	48,619	48,526	48,235
288	21,988	36,870	42,452	45,038	46,249	46,725	46,765	46,527	46,098
298	21,632	36,082	41,365	43,706	44,715	45,013	44,891	44,501	43,938
308	21,279	35,296	40,2736	42,366	43,167	43,283	42,997	42,459	41,757
318	20,924	34,502	39,168	41,014	41,607	41,537	41,084	40,394	39,55

avec $T_4 = 1223 \text{ K}$; $R_c = 0,86$; $R_T = 0,92$

TABLEAU V

$\frac{EF}{T_4, [K]}$	773	823	873	923	973	1023	1073	1123	1173
0	15,124	18,154	20,685	22,839	24,698	26,329	27,772	29,066	30,234
0,2	15,975	19,276	22,056	24,438	26,506	28,326	29,942	31,393	32,704
0,4	16,928	20,545	23,622	26,279	28,599	30,651	32,479	34,125	35,615
0,6	18,002	21,993	25,427	28,419	31,052	33,392	35,487	37,378	39,094
0,8	19,221	23,660	27,531	30,939	33,965	36,671	39,108	41,316	43,326
1	20,617	25,602	30,015	33,950	37,480	40,664	43,552	46,181	48,586

$\frac{P_2}{P_1} = 5$; $T_4 = 298 K$; $R_c = 98$; $R_T = 984$

TABLEAU VI

TAUC \ T4 [K]		823	873	923	973	1023	1073	1123	1173	1223
		2,5	Wu [KJ/kg]	78,652	89,548	100,48	111,448	122,453	133,495	144,572
	η_{th} [%]	21,144	22,011	22,757	23,407	23,984	24,501	24,971	25,399	25,799
3,5	Wu [KJ/kg]	91,303	105,658	120,069	134,535	149,055	163,629	178,258	192,943	207,682
	η_{th} [%]	24,586	26,013	27,236	28,298	29,237	30,075	30,832	31,521	32,158
4,5	Wu [KJ/kg]	95,169	111,944	128,788	145,701	162,684	179,735	196,856	214,046	231,304
	η_{th} [%]	25,662	27,596	29,250	30,684	31,948	33,073	34,087	35,007	35,855
5,5	Wu [KJ/kg]	94,856	113,467	132,16	150,934	169,788	188,724	207,74	226,838	246,016
	η_{th} [%]	25,607	28,003	30,048	31,819	33,377	34,761	36,007	37,135	38,171
6,5	Wu [KJ/kg]	92,268	112,347	132,518	152,78	173,132	193,576	214,11	234,735	255,451
	η_{th} [%]	24,934	27,7533	30,158	32,237	34,065	35,686	37,142	38,459	39,668
7,5	Wu [KJ/kg]	88,322	109,616	131,01	152,505	174,098	195,792	217,584	239,477	261,468
	η_{th} [%]	23,889	27,102	29,840	32,206	34,282	36,122	37,774	39,265	40,632

$T_1 = 298 \text{ K}$; $R_c = 0,84$; $R_T = 0,90$

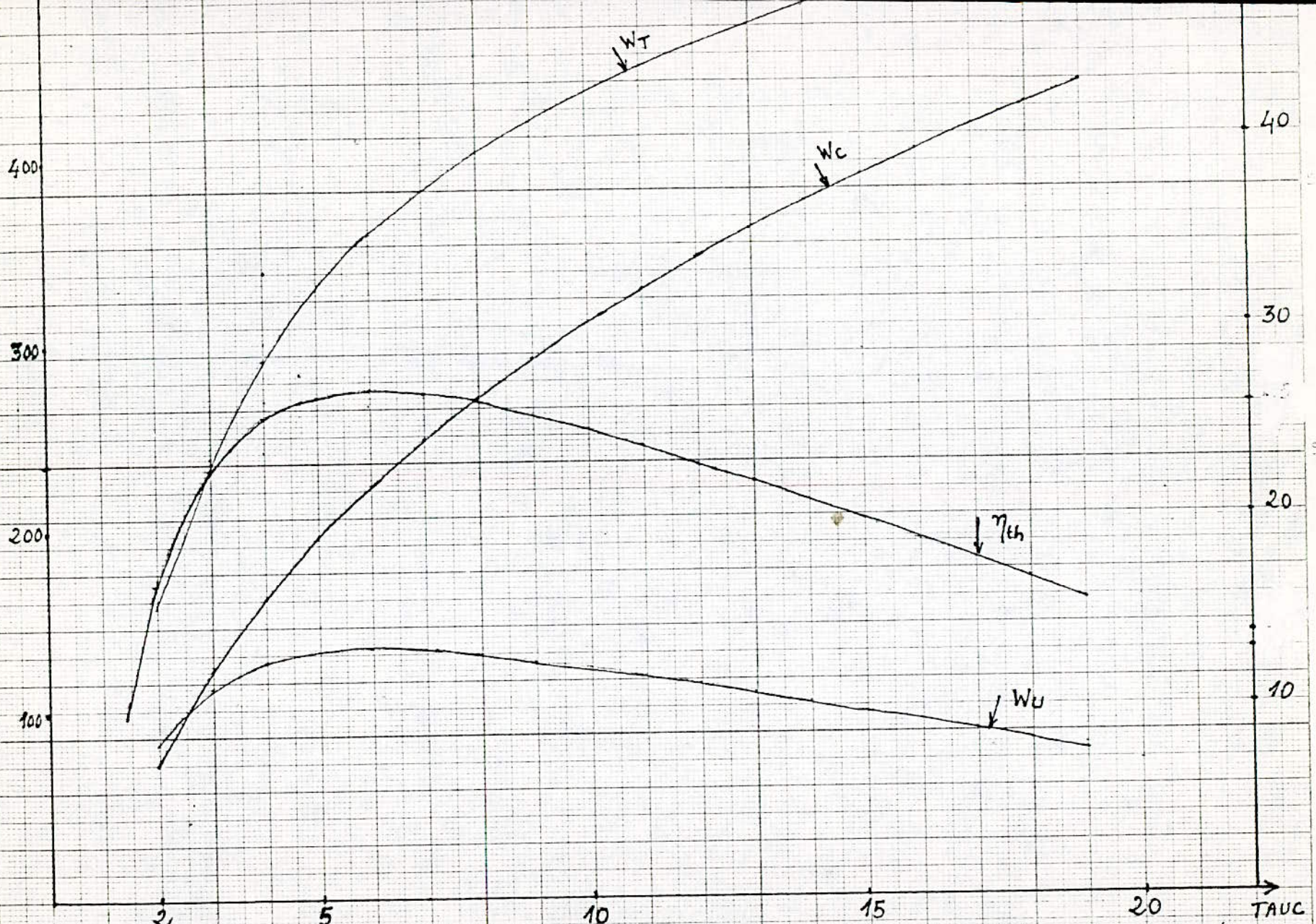


figure R1 : Rendement thermique, travaux utile spécifique, fourni par la turbine, absorbé par le compresseur en fonction de taux de Compression

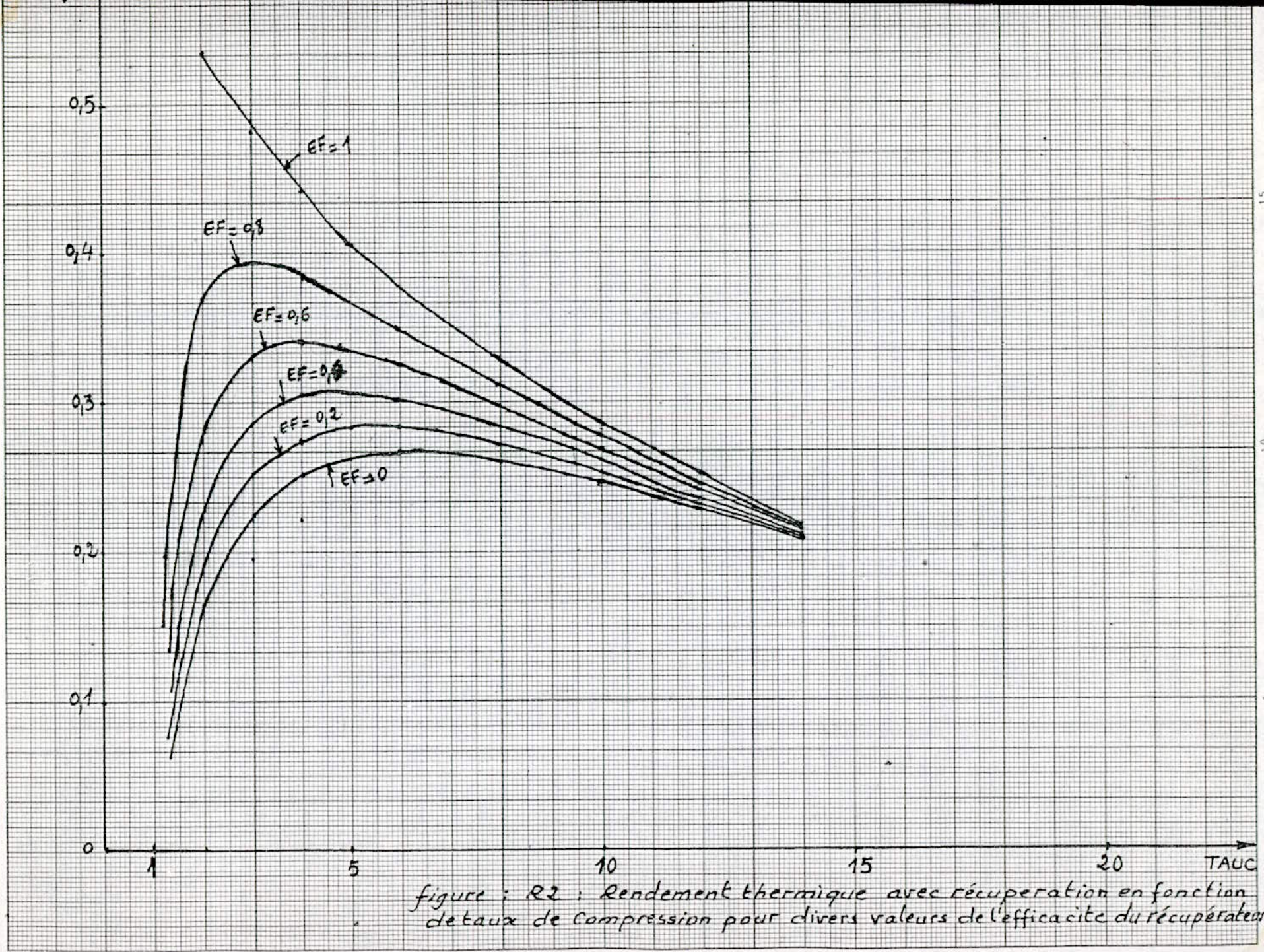


figure : R2 : Rendement thermique avec récupération en fonction de taux de Compression pour divers valeurs de l'efficacite du récupérateur

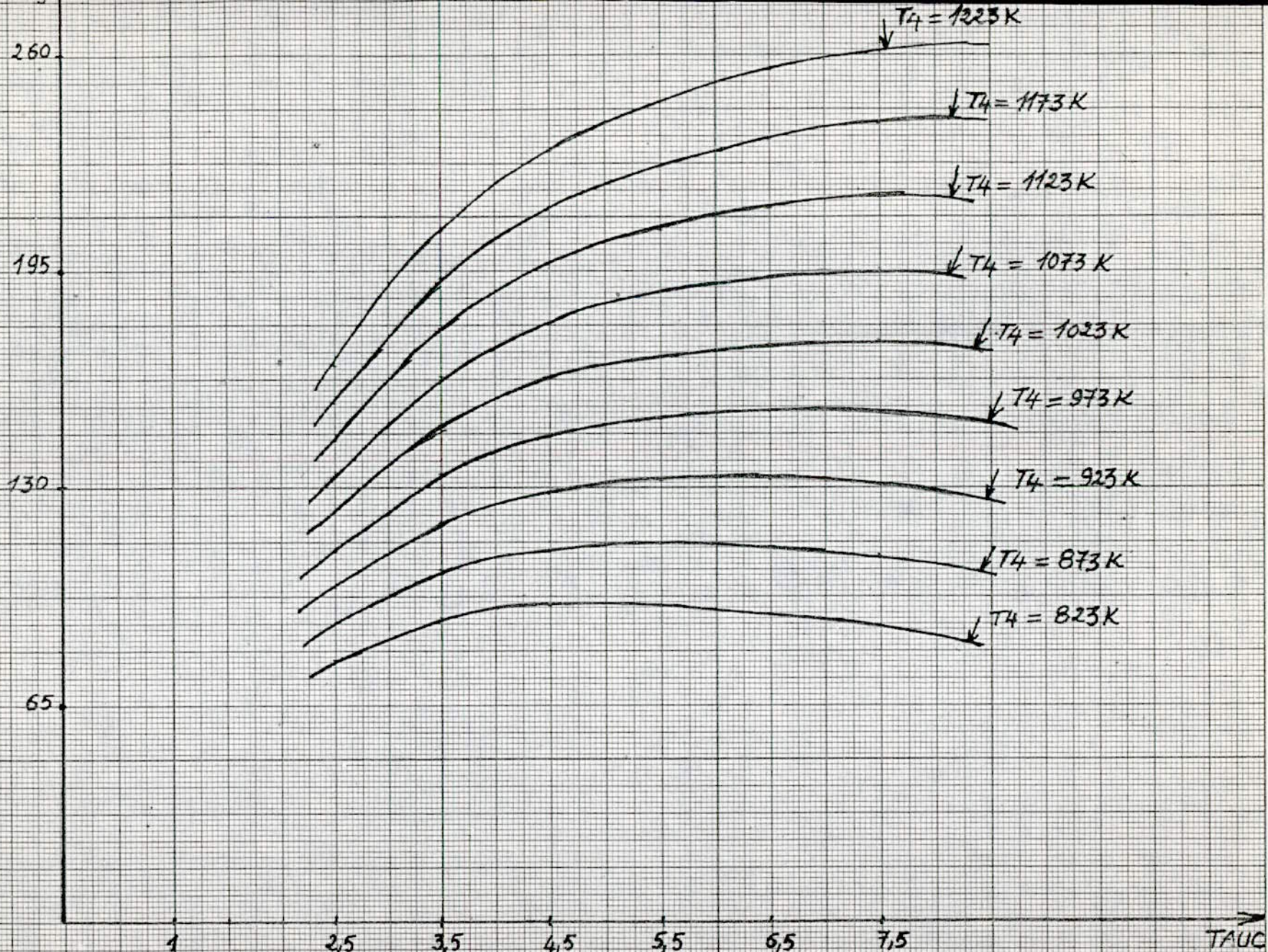


figure R4 : variation du travail utile en fonction du taux de compression pour divers valeurs de la température d'admission des gaz d'échappement à la turbine

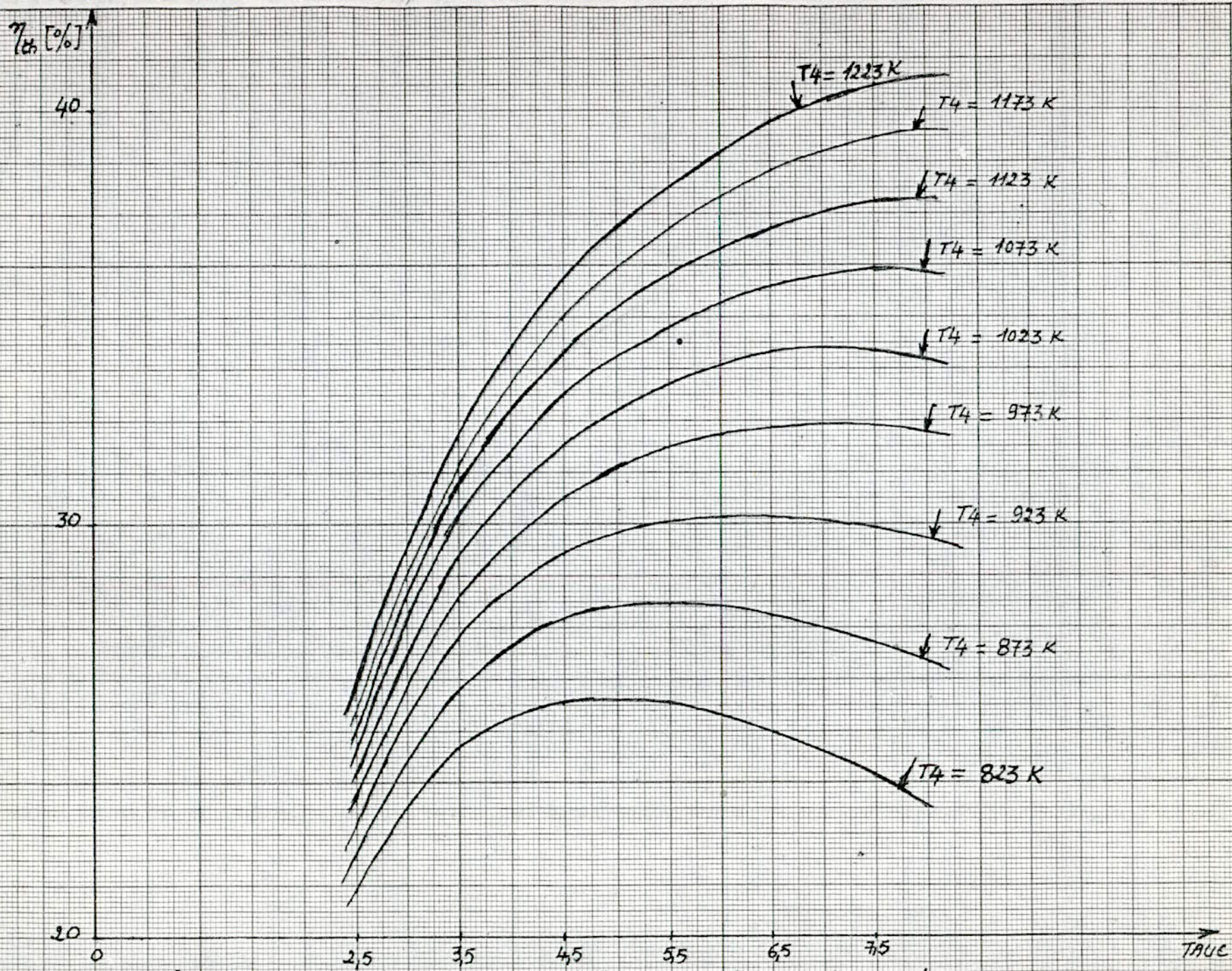


Figure B3 : Variation du Rendement thermique en fonction des taux de Compression pour

APPENDICE = Combustion

1- Composition molaire du gaz naturel de Hassi R'mel

CH_4	=	83,21 %	$\bar{\alpha}$ à 25°C et 1 bar
C_2H_6	=	7,05 %	$\rho = 0,925 \text{ kg/m}^3$
C_3H_8	=	2,04 %	$\text{PCI} = 44260,2 \text{ KJ/kg}$
C_4H_{10}	=	0,85 %	$\text{Dob} =$
C_5H_{12}	=	0,29 %	
C_6H_{14}	=	0,14 %	
He	=	0,16 %	
Ne	=	6,06 %	
CO_2	=	0,20 %	

2- masse molaire du gaz naturel

$$M = \sum y_i M_i = 18,9839$$

avec y_i : pourcentage d'un élément dans une mole de gaz

M_i : masse molaire d'un composant

3- Formule fictive du gaz naturel sous forme C_xH_y

on doit connaître la masse de carbone et de l'hydrogène dans une mole de gaz naturel (M_C et M_H)

$$M_C = 12,01 \cdot 10^{-2} [83,21 + 2 \cdot 7,05 + 3 \cdot 2,04 + 4 \cdot 0,85 + 5 \cdot 0,29 + 6 \cdot 0,14 + 0,2]$$

$$M_C = 13,1293 \text{ g}$$

$$M_H = 1,008 \cdot 10^{-2} [4 \cdot 83,21 + 6 \cdot 7,06 + 8 \cdot 2,04 + 10 \cdot 0,85 + 12 \cdot 0,29 + 0,14 \cdot 14]$$

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

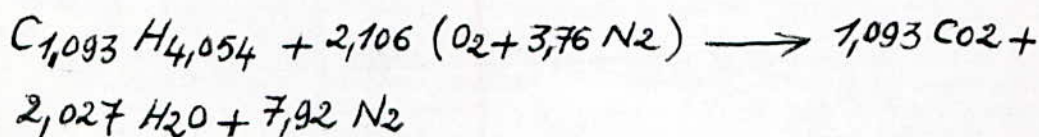
Les nombres d'atomes de carbone et d'hydrogène dans une mole de gaz naturel sont :

$$N_C = \frac{13,1293}{12,01} = 1,0932 \quad \text{et} \quad N_H = \frac{4,0864}{1,008} = 4,054$$

d'où la formule est : $C_{1,093} H_{4,054}$

4- Combustion stoechiométrique

La réaction de combustion stoechiométrique de ce gaz naturel avec l'air atmosphérique composé de 3,76 moles d'azotes pour une mole d'oxygène s'écrit :



Cette combustion est supposée complète et sans dissociation. La réaction est équilibrée en établissant d'abord le bilan de C, le bilan de H, celui de O_2 et celui de N_2 .

5- Combustion réelle

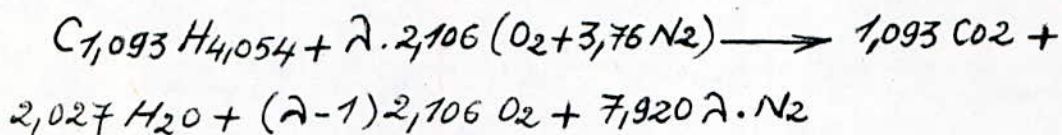
Elle nécessite un certain excès d'air peut être aussi complète que possible et pour limiter la température de combustion, comme dans le cas des turbines à gaz, dont les aubes ne peuvent supporter les températures élevées sans être refroidies et pour accélérer la combustion.

L'excès d'air joue un rôle important sur le contrôle de température d'admission à la turbine à gaz.

L'excès d'air est défini par :

$$\lambda = \frac{\text{Masse d'air admise}}{\text{masse d'air théorique}}$$

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



6- Détermination de l'excès d'air

Le calcul de l'excès d'air se fait à partir de l'équation de Combustion ci-dessus, à laquelle on applique le bilan énergétique approprié à une combustion adiabatique selon laquelle :

$$Q - W = H_p - H_R \quad \text{et } Q = W = 0$$

Donc l'enthalpie des produits est égale à l'enthalpie des réactants chacune étant évaluée par rapport à la base standard de 25°C et 1 bar

$$H_p = \sum_c n_p (\bar{h}_{f,p} + \Delta h_{T_i,p})_p$$

$$H_R = \sum_c n_R (\bar{h}_{f,R} + \Delta h_{T_i,R})_R$$

avec. \bar{h}_f : enthalpie de formation aux conditions standard.

où bien $H_R = H_{AIR} + \Delta_{Combustible}$

Δh_i : Enthalpie de combustion

Les enthalpies de formation standard utilisées sont données

en KJ/Kmole :

$$\text{pour } H_2O : \bar{h}_f = -241827$$

$$CO_2 : \bar{h}_f = -393522$$

$$N_2, O_2 : \bar{h}_f = 0$$

- Les différences d'enthalpie sont données par les tables thermodynamiques de Janaf

- L'enthalpie et entropie de l'air sont données par les tables de gaz de Joseph H. Keenan et Joseph Kaye.

Les enthalpies de combustion sont données par les tables en KJ/kg

$$\Delta h (CH_4) = -50010$$

$$\Delta h (C_2H_6) = -47484$$

$$\Delta h (C_3H_8) = -46355$$

$$\Delta h (C_4H_{10}) = -45714$$

$$\Delta h (C_5H_{12}) = -45351$$

$$\Delta h (C_6H_{14}) = -45101$$

7- Détermination du rapport mélange

Le rapport de mélange se détermine par le rapport stoechiométrique q_s et l'excès d'air λ

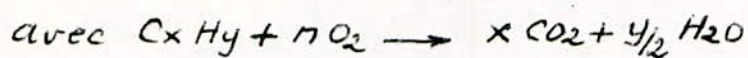
- Le rapport stoechiométrique est le rapport de la masse du combustible sur la masse d'air strictement nécessaire à la combustion.

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

gaz naturel est : $m_{O_2} = \sum y_i n_i$

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

$$m_{O_2} = 6735,04 \text{ g}$$



$$\text{avec } n_i = x_i + y_i/2$$

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

$$m_{N_2} = \frac{m_{O_2} \cdot 3,76 \cdot M_{N_2}}{M_{O_2}} = \frac{6735,04 \cdot 3,76 \cdot 28,016}{32}$$

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

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

$$m_{\text{air}} = m_{O_2} + m_{N_2} = 28905,98 \text{ g}$$

La masse de 100 moles de gaz naturel :

$$m_{G.N} = 100 \cdot M_{G.N} = 100 \cdot 18,9839 = 1898,39$$

$$\text{d'où } q_s = \frac{m_{G.N}}{m_{\text{air}}} = 0,0657$$

La richesse ϕ est le rapport des rapport du mélange réel

Sur le mélange stœchiométrique

$$\phi = \frac{q_r}{q_s} \quad \text{et} \quad \lambda = \frac{1-\phi}{\phi}$$

$$\text{d'où } q = \frac{0,0657}{1+\lambda}$$

8- Chaleur spécifique moyenne à pression constante

$$\text{pour un mélange gazeux } C_p = \frac{\sum n_i C_{p_i}}{\sum n_i}$$

C_{p_g} : Chaleur spécifique à pression constante des produits de Combustion.

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

$$C_{PG} = \frac{2,106(\lambda-1)C_{PO_2} + 2,027C_{PH_2O} + 792\lambda \cdot C_{PN_2} + 1,093C_{PCO_2}}{1,014 + \lambda - 10,026}$$

D'après T.C. Scott et R.E. Sonntag, université de Michigan:
Les C_{pi} sont données en $KJ/Kmol.K$ et pour une température comprise entre 300 et 3500 K

$$C_{PCO_2} = -3,7357 + 3,0529 \cdot T^{0,5} - 4,1034 \cdot 10^{-2} T + 2,4198 \cdot 10^{-4} T^2$$

$$C_{PN_2} = 39,06 - 5,1279 \cdot 10^5 \cdot T^{-1,5} + 1,0727 \cdot 10^7 \cdot T^{-2} - 8,204 \cdot 10^8 \cdot T^{-3}$$

$$C_{PH_2O} = 143,05 - 58,0404 \cdot T^{0,25} + 8,2751 \cdot T^{0,5} - 3,6989 \cdot 10^{-2} T$$

$$C_{PO_2} = 37,432 + 2,102 \cdot 10^{-5} T^{1,5} - 1,7857 \cdot 10^5 \cdot T^{-1,5} + 2,3688 \cdot 10^6 T^{-2}$$

9- masse molaire des produits de combustion

pour un mélange gazeux : $M = \frac{\sum n_i M_i}{\sum n_i}$

M_G : masse molaire des produits de combustion

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

d'où $M_G = \frac{17,2184 + 75,312 \lambda}{1,014 + \lambda - 10,026}$

BIBLIOGRAPHIE

1. Thermodynamique générale et applications Roger. KLING - 1967
2. Thermodynamique technique V. KRILLIN Ed. Mir 1969
3. Thermodynamique technique M. Bailly Ed. Bordas 1971
4. Thermodynamique technique HOUBERECHTS
5. Thermique générale Ivan CHVETZ Ed. Mir 1969
6. Turbines à gaz et vapeur Lucien VIVIER Ed. Albin 1965
7. Turbine à gaz Pierre CHAMBADAL Ed. Eyrolles 1976
8. Equipement thermique des usines
génératrices d'énergie électrique Jean RICARD Ed. DUNOD 1962
9. Programme Basic Serie Schawm
10. Revues BROWN BOVERI.

