

16/95
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية

MINISTÈRE DE L'ÉDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المكتبة - المكتبة
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT

Genie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

*Étude d'un cycle cogénération
utilisant une turbine à axe
à injection de vapeur.*

Proposé par :

M. H. BENNOUR

Étudié par :

**SAFFIH Abdelkader
Ahmed Chouki**

Dirigé par :

M. H. BENNOUR

PROMOTION

1995



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

*a me madre
a me padre
a me hermanas y hermanos.*

Il est très difficile de trouver dans les tout derniers moments les mots qui conviennent pour exprimer notre reconnaissance à ceux qui ont su être à nos côtés dans les instants les plus difficiles.

Je ne saurai dire que merci

A *Monsieur Bennour* mon professeur

A mon ami *Kamel*

Au grand ami *Khaled*

A mon ami *Nacereddine*

et à vous tous amis, encore une fois
merci.

ملخص :
يتناول العمل هنا موضوع دراسة دورة التربين الهوائية مع حقن بخار الماء، وملاحظة من تأثر خصائصها عند تغير بعض العوامل الخارج المتوسطة إليها نتساعدنا لتعديد شروط اشتغال وحدة مماثلة في مصنع مستغانم

Résumé

Le présent travail a pour but l'étude du cycle de cogénération utilisant une turbine à air à injection de vapeur et l'examen de l'influence d'un certain nombre de paramètres sur ses caractéristiques. Les résultats obtenus serviront pour la détermination des paramètres de fonctionnement d'un cycle identique proposé pour équiper le complexe de papier et cellulose de Mostaganem.

Abstract

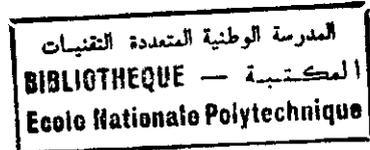
The aim of this study is to analyse the performances of a steam injected air turbine cogeneration system and the influence of some parameters on these performances. the results obtained will help us in the determination of working conditions of such a cycle if used in Celpap factory in Mostaganem.

SOMMAIRE

Introduction	1
I- Généralités	
I-1- Objectifs	3
I-2- Configurations classiques	3
a) Cogénération "Electricité-Chaleur"	3
b) Cogénération "Chaleur-Electricité"	5
I-4- Turbine à gaz à injection de vapeur	10
I-5- Cycle de cogénération utilisant une turbine à air à injection de vapeur.	10
II- Calcul thermodynamique	
II-1- Rappels de thermodynamique.	14
II-2- Calcul du cycle	17
II-2-1- Calcul du travail de compression.	18
II-2-2- Calcul du travail des turbines.	21
II-2-3- Générateur de vapeur à récupération de chaleur.	25
II-2-4- Calcul de la quantité de combustible consommée.	29
II-2-5- Chaleur exportée par le cycle.	30
II-2-6- Travail électrique du cycle	30
II-2-7- Rendement thermique du cycle.	31
II-2-8- Rendement d'utilisation du combustible.	31
II-2-9- Rendement exégétique du cycle.	31
II-2-10- Rapport énergie électrique / chaleur exportée, Rph.	32
III- Résultats et interprétation	
III-1- Turbine à gaz à injection de vapeur	33
III-2- Cycle de la turbine à air à injection de vapeur à cogénération.	34

IV- Unité CELPAP de Mostaganem	
IV-1- Traitement des eaux	67
IV-2- Circuit production	69
IV-3- Force motrice.	71
IV-3-1- Fonction de la centrale thermique	71
IV-3-2- Production simultanée de la vapeur et de l'énergie électrique	72
IV-3-3- Mode de fonctionnement de la centrale	75
IV-3-4- Caractéristiques de la chaudière à liqueur noire	76
IV-3-5- Chaudière à gaz	78
IV-4- Etat actuel des lieux	80
V- Application	81
Conclusion	88
Annexe A1 : Complément de résultats	
Annexe A2 : Organigramme et Programme.	

NOMENCLATURE



TAGIV : Turbine à gaz à injection de vapeur
 TAIV : Turbine à air à injection de vapeur
 C : Compresseur
 R : Echangeur principal
 R₁ : Réchauffeur N°1
 R_i : Réchauffeur du i^{ème} étage.
 J : Turbine
 GVR : Générateur de vapeur à
 récupération
 C_D : Chaleur spécifique à pression
 constante [kJ/kg.K]
 E_f : Energie apportée par
 le combustible [kJ/kg d'air]
 h : Enthalpie [kJ/kg.K]
 m_a : Débit d'air [kg/s]
 N : Nombre de réchauffage
 Q_{in} : Chaleur transmise au mélange air-
 vapeur au niveau des échangeurs
 [kJ/kg d'air]
 Q_D : Chaleur exportée pour le process
 [kJ/kg d'air]
 r : Constante des gaz parfaits
 R_{ph} : Rapport W_{e1}/Q_D
 s : Entropie
 T : Température
 ΔT_{DD} : Différence de température au
 pincement [°C]
 W_c : Travail du compresseur [kJ/kg d'air]
 W_{e1} : Travail des turbines
 W_{net} : Travail net du cycle
 W_J : Travail des turbines
 x : Rapport massique de la vapeur
 injectée/air

x₁ : Rapport massique de la vapeur
 exportée/air
 Z : Coefficient de compressibilité
 β : Coefficient de chute de pression
 dans les échangeurs.
 η_c : Rendement isentropique du
 compresseur
 η_g : Rendement mécanique du groupe
 turbo-alternateur
 η_r : Rendement des réchauffeurs
 η_g : Rendement isentropique des
 turbines
 η_{th} : Rendement thermique du cycle
 η_{ut} : Rendement d'utilisation du
 combustible.
 η_{II} : Rendement exergetique du cycle.

Indices

a : air
 s : vapeur
 sat : état de saturation
 w : eau liquide
 1, 2a, 2, 3, 4, e, f : points du cycle
 * : évolution isentropique

INTRODUCTION

Largement mise en oeuvre dans les procédés industriels, l'énergie est un bien précieux qu'il faut économiser. C'est précisément pour répondre au mieux à cette exigence que l'on a recours aujourd'hui de plus en plus aux cycles de production totale ou de cogénération. Ces cycles transforment l'énergie des combustibles en énergie électrique (ou plus généralement mécanique) et permettent de récupérer la chaleur résiduelle contenue dans le fluide moteur à l'échappement.

Les besoins en énergie calorifique et électrique varient d'une industrie à une autre, font que les cycles de cogénération se subdivisent en deux catégories; les cycles "Force-Chaleur" et les cycles "Chaleur-Force", selon que le produit de base est de l'énergie électrique ou de la chaleur industrielle. Ces spécificités guident les constructeurs dans le choix du matériel à utiliser .

En effet, lorsqu'il s'agit de satisfaire à une consommation élevée en énergie électrique les turbines à vapeur, à contre-pression ou à condensation, sont bien adaptées pour leur rendement élevé. Une puissance plus grande à un rendement meilleur peut être obtenue avec les cycles combinés où turbines à vapeur côtoient turbines à gaz, cependant non sans compliquer l'installation.

Si par contre la production d'électricité n'est plus qu'en prime, le choix s'élargit puisque et la turbine à vapeur et la turbine à gaz conviendraient à cet effet. Toutefois ces choix ne sont ni aussi simples ni définitifs en raison des différents facteurs économiques et techniques à faire intervenir.

Il s'agit donc de choisir entre le bon rendement du cycle vapeur et le bon prix de la turbine à gaz, ceci d'une part; d'autre part il faudra examiner le pouvoir d'adaptation de chaque cycle à une consommation variable d'énergie thermique, autre contrainte fréquemment rencontrée. Pour cette dernière, plusieurs solutions ont été mises à l'épreuve, des solutions qui s'écartent souvent de l'optimum puisqu'elles pénalisent la production de l'énergie électrique en diminuant le rendement du cycle de puissance.

Les ingénieurs ne désarment pas pour autant, bien au contraire ils croient avoir trouvé dans la turbine à gaz à injection de vapeur la solution tant recherchée. En effet une turbine à gaz voit sa puissance et son rendement augmenter lorsque dans le fluide moteur on injecte une quantité de vapeur. Il paraît alors que sa flexibilité est accrue par rapport aux autres solutions puisque le surplus de vapeur produit peut être consommé à bon escient.

CHAPITRE I GENERALITES

I-1 : COGENERATION : OBJECTIFS ET CONFIGURATIONS POSSIBLES

I-1 : Objectifs:

Principalement, la cogénération se fixe deux objectifs:

- 1) Assurer la sécurité d'alimentation en électricité des installations industrielles ou d'utilités publiques pour lesquelles une coupure de courant accidentelle pourrait entraîner de graves conséquences.
- 2) Assurer un coût minimal de l'énergie, et ce par une réduction poussée des pertes et par une utilisation rationnelle de toute calorie disponible.

I-2 : Configurations classiques:

Plusieurs types de machines thermiques peuvent être utilisées dans la cogénération, pourtant le choix du matériel est pour une large part dicté par la finalité à laquelle est destiné le cycle.

La figure 1.1 [13] donne le rendement de cycles de puissance utilisant divers équipements et la répartition des pertes correspondantes.

I-2.a : Cogénération "Electricité-Chaleur"

Elle s'applique aux unités thermiques de grande puissance. Ici l'accroissement du rendement thermique du cycle est de mise, d'où la justification de l'usage à grande échelle de la turbine à vapeur, figure 1.2. Cependant, des rendements meilleurs encore ont été obtenus, en associant turbine à vapeur et turbine à gaz dans des cycles combinés.

Pour les besoins des process industriels, de la vapeur est soutirée au cours de sa détente à travers une turbine à condensation, ou est recueillie à une pression convenable à la sortie d'une turbine à contre-pression.

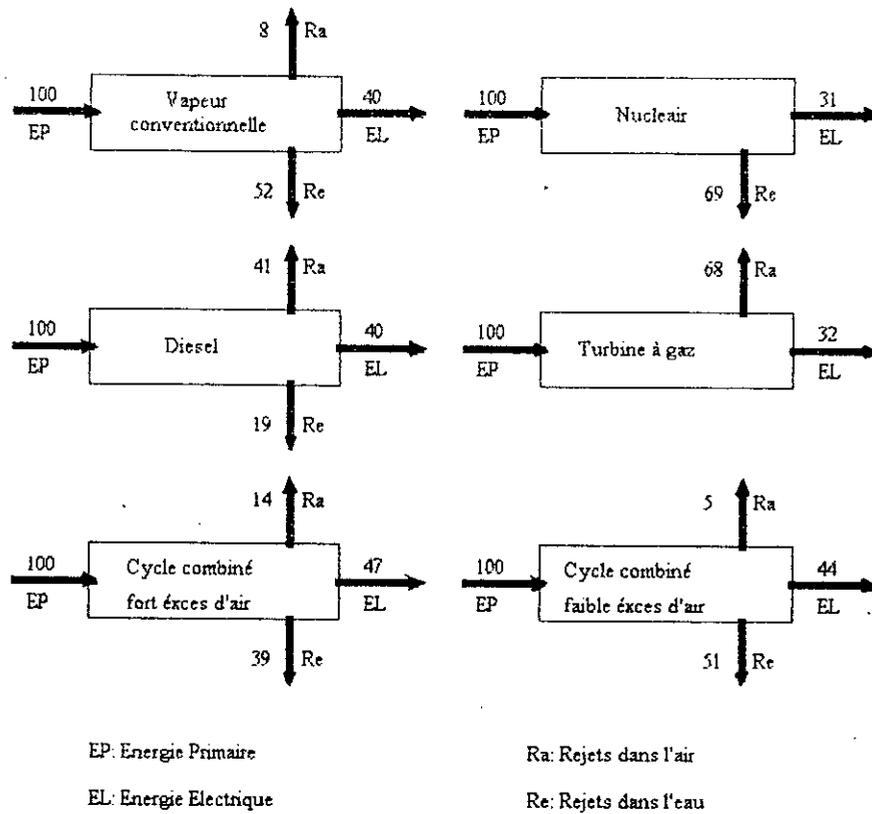


Fig. 1.1

La première manière de faire réduit la quantité d'électricité, et la quantité maximale de vapeur pouvant être prélevée est limitée par un coût raisonnable du kWh électrique. La deuxième quand à elle fait suivre la production de l'énergie électrique par celle de la chaleur ce qui peut souvent conduire à des excès inutilisables.

Une turbine à vapeur est d'une installation complexe, donc onéreuse. Ce coût élevé ne pourrait être équilibré par le bon rendement que dans le cas d'une installation de grande puissance. Les cycles combinés sont eux aussi handicapés par leur prix élevé. En effet, en 1986 leur coût spécifique (\$/kW) était estimé au double de celui d'une TAG simple [11]. Ce surcoût est évidemment à imputer au cycle vapeur. En effet, dans un cycle combiné, la production de travail étant assurée à 2/3 par la turbine à gaz moins chère de deux fois par rapport à sa rivale TAV, nous en déduisons que le prix spécifique (\$/kW) du cycle vapeur est quatre fois supérieur à celui de la turbine à gaz ($2/3 \times 1/2 + 2 \times 1/3 = 1$).

Ces considérations d'ordre économiques nous incitent de plus en plus à entreprendre des études pour le développement de la turbine à gaz très avantageée par son coût.

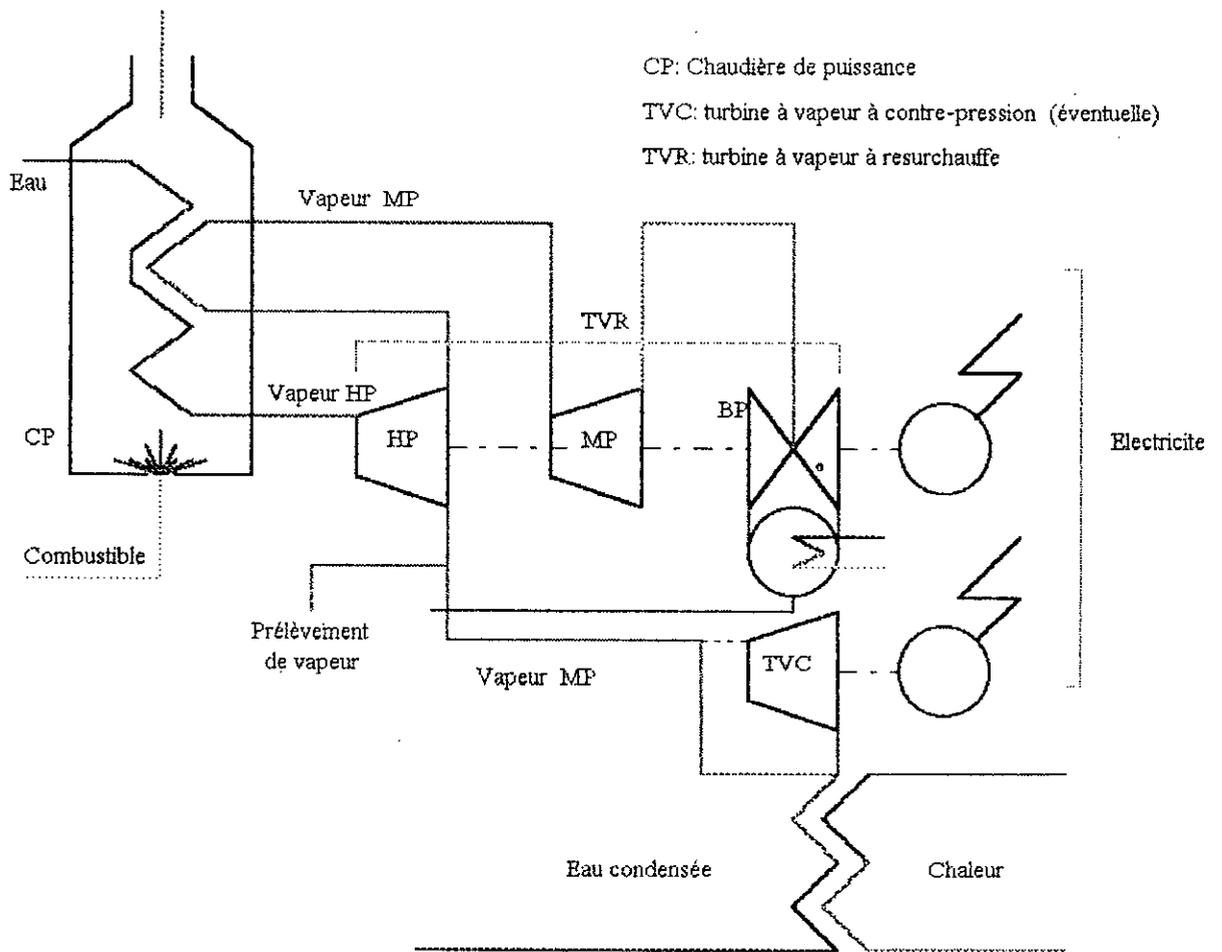


Fig. 1.2 : Cogénération Force-Chaleur avec une centrale conventionnelle

I-2.b : Cogénération "Chaleur-Electricité":

La production de la chaleur est dans ce cas l'objectif de base. On peut mettre à profit la détente de la vapeur générée dans une chaudière, à travers une turbine à

vapeur à contre-pression pour produire de l'électricité à bon marché, ou encore utiliser une turbine à gaz pour chauffer de l'eau au gaz d'échappement produisant ainsi de la vapeur, figure 1.3.

La turbine à gaz a bien de bon points à son compte notamment une puissance spécifique élevée, une rapidité de mise en marche, un faible encombrement et une installation simple et rapide. Ceci lui vaut une compétitivité face à la turbine à vapeur et ce malgré son rendement encore faible (30 à 31 %) devant celui de la turbine à vapeur.

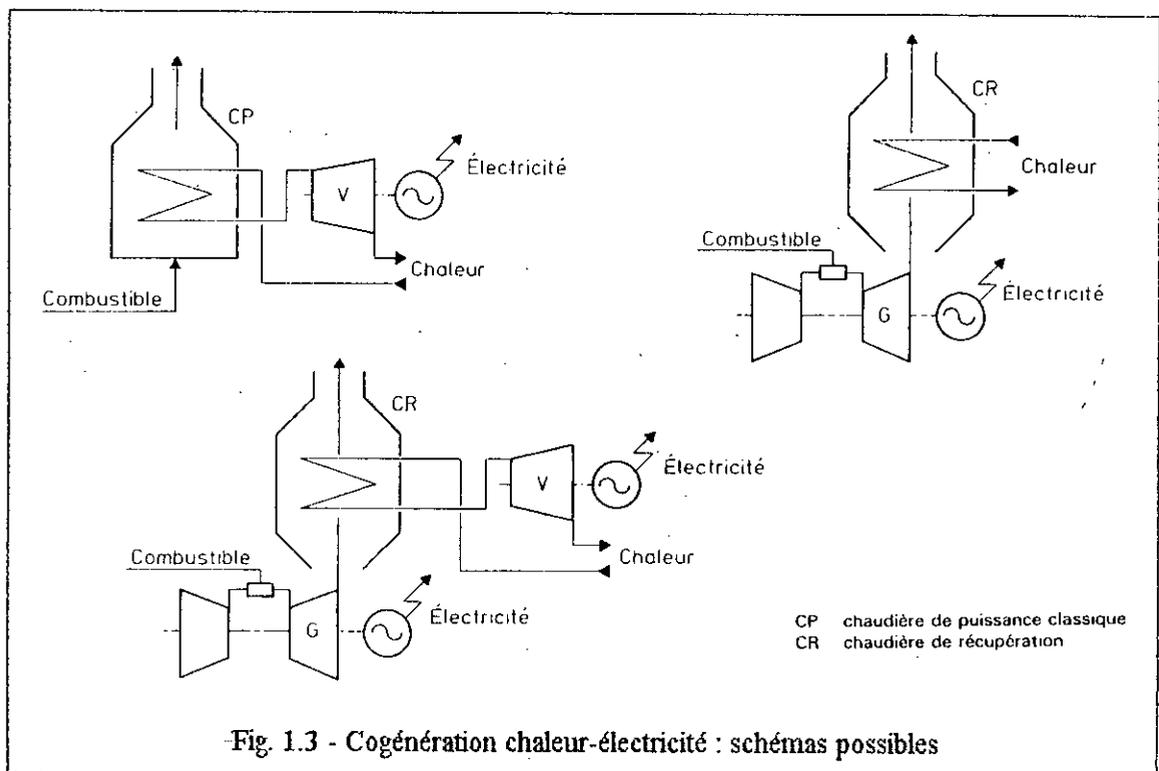
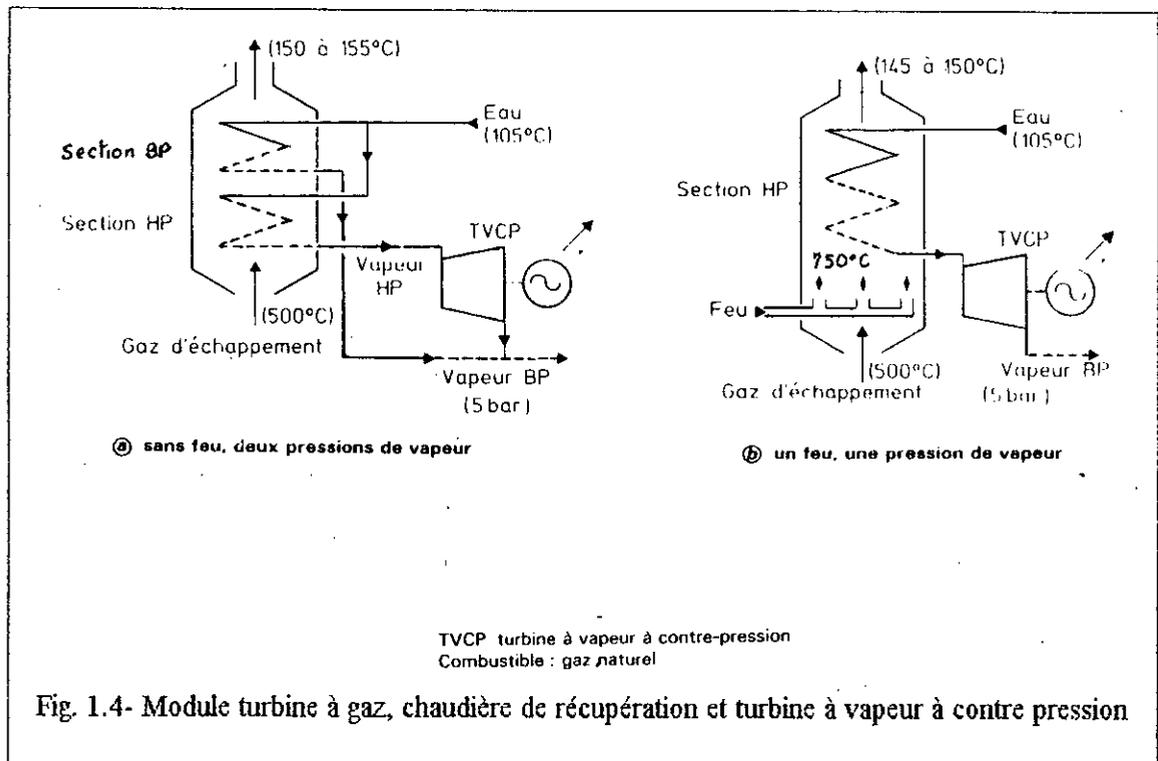


Fig. 1.3 - Cogénération chaleur-électricité : schémas possibles

L'utilisation de la post combustion et des turbines à vapeur pour améliorer les cycles de cogénération à turbine à gaz, a permis de gagner des points sur le rendement global ainsi que sur le rendement mécanique, figure 1.4.

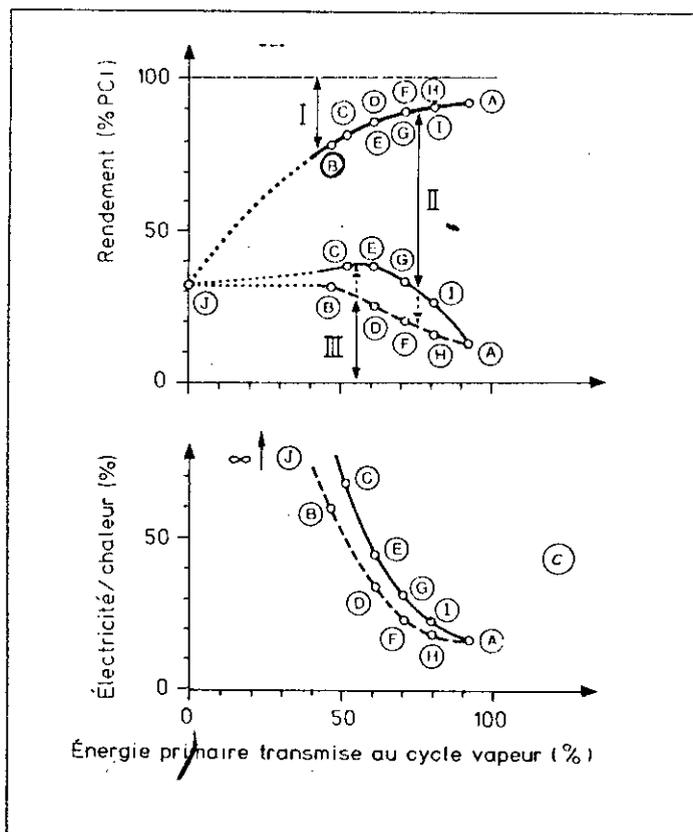
La figure 1.5 représente une comparaison entre divers systèmes de cogénération. L'analyse de cette figure, (c) , permet de faire un constat très intéressant. On remarque en effet que l'utilisation de la turbine à gaz permet d'ajuster le rapport Force/chaleur, R_{ph}, en faisant varier le nombre de feux

additionnels utilisés. En fait, le besoin de faire varier la production de chaleur et d'électricité résulte de la fluctuation de la demande d'une quelconque industrie dans le temps. Cette variation peut avoir des causes très différentes allant des services ne fonctionnant que d'une manière intermittente, aux pannes pouvant survenir à tout moment et enfin à la dépendance de la demande de la température du milieu ambiant.



Une production excédentaire de l'énergie électrique profite toujours puisqu'elle peut être vendue sur le réseau publique, mais c'est tout autrement pour la chaleur véhiculée par la vapeur.

A moins de laisser s'échapper le surplus de vapeur et consentir ainsi des pertes parfois importantes, il faut faire suivre la demande de la chaleur par sa production. Toutefois, le rendement du cycle pourrait être sensiblement affecté par ces exercices d'adaptation.



- I pertes dans l'atmosphère (cheminée)
- II chaleur (vapeur par exemple)
- III électricité

- (a) rendement d'ensemble chaleur , électricité
- (c) rapport électricité-chaleur

- (A) Installation classique : chaudière / turbine à vapeur à contre pression.
- (B) Turbine à gaz / chaudière à une seule pression et sans feu.
- (C) Turbine à gaz / chaudière sans feu et à deux pressions / turbine à vapeur.
- (D) Turbine à gaz / chaudière avec un feu additionnel.
- (E) Turbine à gaz / chaudière à un feu / turbine à vapeur.
- (F) Turbine à gaz / chaudière à deux feux additionnels.
- (G) Turbine à gaz / chaudière à deux feux / turbine à vapeur.
- (H) Turbine à gaz / chaudière à faible excès d'air
- (I) Turbine à gaz / chaudière à faible excès d'air / turbine à vapeur.
- (J) pour mémoire, turbine à gaz simple

Fig. 2.5 : Comparaison des différents systèmes de cogénération

Diverses solutions ont été proposées mais elles s'écartent sensiblement de l'optimum.

Ainsi pour la cogénération "Force-Chaleur", si l'on s'équipe d'une turbine à vapeur à condensation, on doit prévoir un surdimensionnement du condenseur pour contenir l'excès de vapeur, mais plus généralement on est tenté par la réduction du débit de vapeur parcourant les turbines. Cette dernière alternative entraînerait une diminution de la vitesse de la rotation de la turbine, or une réduction de vitesse de 60% ferait chuter le rendement thermique de dix (10) points environ, figure 1.6 [21].

Dans la cogénération "Chaleur-Force" on est conduit à des résultats similaires; en effet, à charge réduite, on serait tenté pour une turbine à gaz de diminuer la quantité de combustible ou de se passer carrément de la récupération de la chaleur des gaz en les envoyant simplement dans l'atmosphère.

Pourtant l'une comme l'autre de ces deux solutions ne répondrait à aucun critère d'économie puisque la première diminuerait la quantité de travail produit et affecterait sensiblement le rendement thermique du cycle, tandis que la seconde transformerait le cycle de cogénération en un cycle simple de turbine à gaz classé non compétitif. Les cycles combinés gardent un rendement meilleur, certes, mais sont aussi éprouvés par ces perturbations de la demande. On remarque alors que ces cycles manquent de souplesse et ne sont pleinement efficaces que si une certaine stabilité de la demande est observée, ce qui est rarement le cas.

Ceci oriente en partie notre choix sur la turbine à gaz à injection de vapeur. C'est aussi parce qu'un tel cycle rivalise avec les meilleurs cycles existants, aussi bien du point de vue de la puissance que celui du rendement.

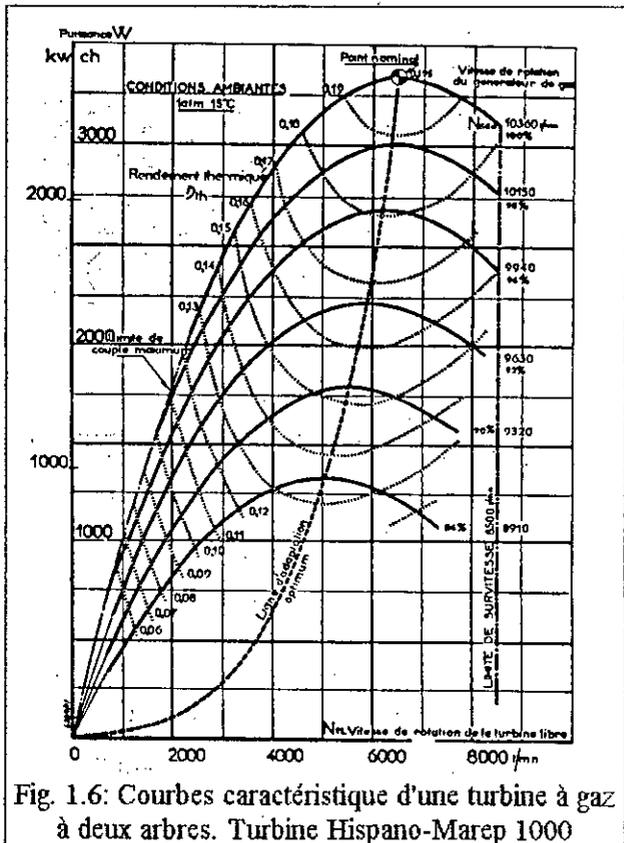


Fig. 1.6: Courbes caractéristique d'une turbine à gaz à deux arbres. Turbine Hispano-Marep 1000

I-3 : TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR

L'injection de vapeur d'eau dans une turbine à gaz n'est pas une idée nouvelle, puisqu'elle fut utilisée, à une certaine époque, comme un moyen d'augmenter pour de courtes durées la poussée des turbojets des avions. Plus récemment elle se révéla être un moyen efficace pour le contrôle d'émission de gaz nocifs tels que le NO_x dans les turbines à gaz stationnaires.

C'est en 1951 qu'un suédois a breveté pour la première fois le procédé pour l'augmentation de la puissance produite par une turbine à gaz, et l'amélioration de son rendement, mais le brevet fut annulé en 1953.

Dès lors, le nombre d'articles et de traités consacrés au sujet n'a cessé d'augmenter. Mais les premières applications n'ont vu le jour que vers la fin de la décennie écoulée et presque exclusivement aux USA où plusieurs brevets ont été accordés. En Californie, par exemple, plusieurs unités obtenues par modifications de turbines à gaz conventionnelles ont été livrées.

I-4 : LE CYCLE DE COGENERATION UTILISANT UNE TAG A INJECTION DE VAPEUR

Dans ce qui suit, nous entameront l'étude du cycle de cogénération construit autour d'une turbine à gaz à injection de vapeur d'eau à combustion externe, et nous reviendrons par la suite sur la comparaison des performances de ce cycle avec celles des modèles classiques.

Pour commencer, notons que le choix de la combustion externe se justifie par le soucis de pouvoir utiliser une variété de combustibles bon marché pour aboutir ainsi à un coût de l'énergie produite le plus faible possible, et d'autre part, par le fait que des combustibles jusqu'ici peu exploités, tels que les charbons semblent être promus à un avenir d'autant plus meilleur que les combustibles dérivés des hydrocarbures commencent à s'épuiser.

Néanmoins, ce mode de combustion peut limiter les performances du cycle en ce sens qu'avec la technologie actuelle des échangeurs, on ne peut obtenir

qu'une température maximale de l'ordre de 927°C , or la production de vapeur exige que la température des gaz quittant la turbine soit assez élevée.

Pour palier cette situation, un système d'apport de chaleur au fluide moteur plus complexe doit être envisagé, et on pense bien au réchauffage des gaz d'échappement jusqu'à environ 927°C .

CHAPITRE II CALCUL THERMODYNAMIQUE

Dans le présent chapitre sera présenté le modèle du calcul thermodynamique du cycle de la turbine à air à injection de vapeur d'eau.

La figure 2.1 schématise un arrangement simplifié d'une installation opérant suivant le cycle à étudier.

Le compresseur "C" aspire de l'air ,aux conditions ambiantes, T_1, P_1 et le comprime jusqu'à une pression P_{2a} ; sa température est alors T_{2a} .

L'air est ensuite mélangé à de la vapeur d'eau se trouvant aux conditions $(T_{2s})'$ et P_{2s} . Le mélange ainsi constitué subit un réchauffement dans une chaudière , en fait un échangeur de chaleur, jusqu'à T_3 , température maximale du cycle. Suite à cela le fluide subit une première détente dans la turbine \mathcal{J}_1 l'amenant aux conditions (P_4, T_4) avant d'être renvoyé dans le premier étage de réchauffage où sa température s'élève de nouveau jusqu'à la valeur maximale T_3 ; le fluide s'écoule alors à travers la turbine \mathcal{J}_2 où il se détend jusqu'à la pression P_e (cas où l'on a un seul étage de réchauffage); la température de fin de détente est T_e .

On peut éventuellement envisager plusieurs étages de réchauffage , mais leur nombre reste limité dans la pratique par des considérations d'ordre économique. Le mélange air-vapeur étant encore suffisamment chaud lorsqu'il quitte la dernière turbine, il sera utilisé dans un récupérateur de chaleur, GVR ou Générateur de Chaleur à Récupération, pour générer de la vapeur d'eau, dont une partie sera injectée dans l'air en amont de la chaudière, tandis que le reste servira de fluide caloporteur alimentant les différents postes d'un process industriel.

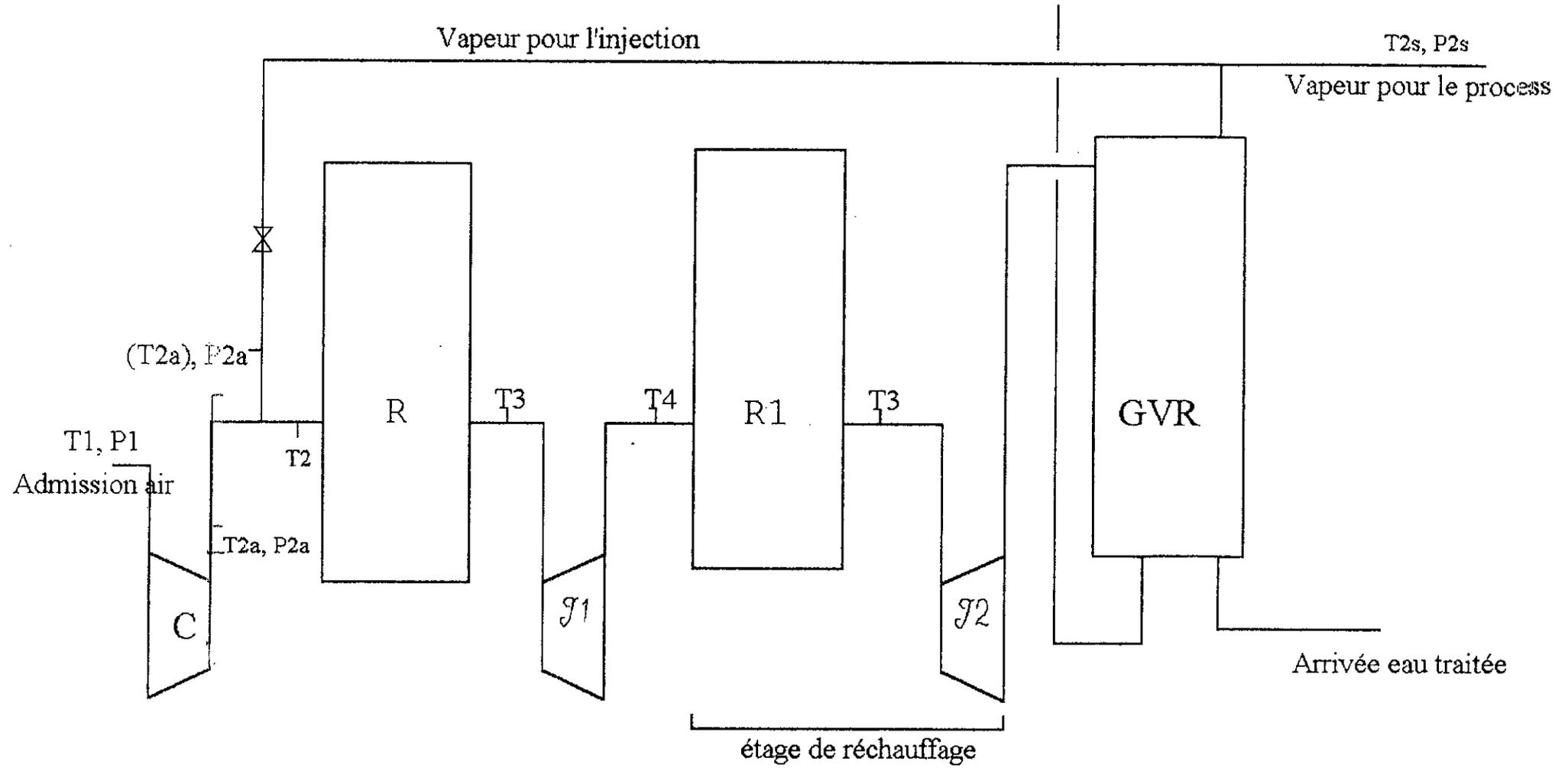


Fig. 2.1: Cycle de TAIV à cogénération

II-1 : RAPPELS DE THERMODYNAMIQUE

Considérons un écoulement de fluide à travers un volume de contrôle VC, figure 2.2. Le fluide, en échangeant de l'énergie tant sous forme de chaleur que de travail avec le milieu ambiant passera d'un état thermodynamique (i) à l'entrée du volume de contrôle à un état (e) à la sortie du volume de contrôle.

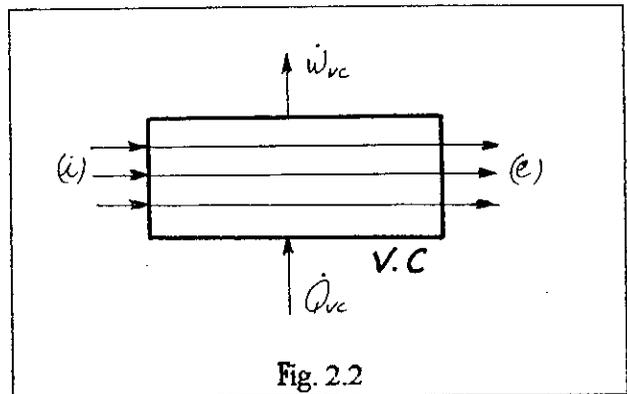


Fig. 2.2

L'application du premier principe de la thermodynamique au VC

permet de quantifier les échanges d'énergie survenant au cours de l'évolution.

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = \frac{\partial E_{vc}}{\partial t} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) + \dot{W}_{vc} \quad (2.1)$$

\dot{Q}_{vc} et \dot{W}_{vc} représentent respectivement la quantité de chaleur échangée avec le milieu ambiant et le travail technique produit.

$\partial E/\partial t$ exprime le taux de variation de l'énergie du fluide moteur contenu dans le VC à l'instant t.

Enfin le signe de sommation indique qu'il faut additionner les quantités susmentionnées pour tout les courants de fluides entrant ou quittant le volume de contrôle.

Si on n'a qu'un courant de fluide et si de plus l'évolution se fait en régime établi, l'équation précédente se réduit à:

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) + \dot{W}_{vc} \quad (2.2)$$

On rappelle d'autre part que, pour une substance pure, les chaleurs massiques à pression et à volume constant sont définies par:

$$C_v = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_v \qquad C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \qquad (2.3a)$$

Si cette substance est un gaz parfait, l'enthalpie comme l'énergie interne ne sont fonction que de la température, selon la loi de JOULE. Il s'en suit que:

$$C_{v0} = \frac{dU}{dT} \qquad C_{p0} = \frac{dh}{dT} \qquad (2.3b)$$

soit

$$dU = C_{v0} dT \qquad dh = C_{p0} dT \qquad (2.3c)$$

l'indice (0) indique qu'il s'agit d'un gaz parfait.

Les chaleurs spécifiques C_{p0} et C_{v0} étant généralement fonctions de la température, les variations d'énergie interne et d'enthalpie pour un gaz parfait entre deux états d'équilibre 1 et 2 seront donc données par:

$$\Delta U_{12} = \int_1^2 C_{v0}(T) dT \qquad (2.4a)$$

$$\Delta h_{12} = \int_1^2 C_{p0}(T) dT$$

Parfois cependant, on peut admettre que les chaleurs spécifiques restent constantes dans une certaine plage de température de sorte que

$$\Delta U_{12} = C_{v0} (T_2 - T_1) \qquad \text{et} \qquad \Delta h_{12} = C_{p0} (T_2 - T_1) \qquad (2.4b)$$

Toujours dans ce dernier cas, on a pour les variations d'entropie d'un gaz parfait:

$$S_2 - S_1 = C_{p0} \ln \frac{T_2}{T_1} - r \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.5a)$$

ou encore

$$S_2 - S_1 = C_{v0} \ln \frac{T_2}{T_1} + r \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.5a)$$

Si l'évolution entre les deux états se fait réversiblement et adiabatiquement, $ds = 0$ et l'on déduit les relations bien connues pour un gaz parfait:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{r}{C_{p0}}} \quad \text{et} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{-r}{C_{v0}}} \quad (2.6)$$

Dans la pratique, on n'a affaire qu'à des gaz réels, mais ceux-ci peuvent être d'autant plus assimilés à des gaz parfaits que leur pression est basse et leur température élevée. Plus rigoureusement on utilise le coefficient de compressibilité Z pour vérifier la validité de cette hypothèse. A chaque état thermodynamique correspond un coefficient Z .

La valeur de celui ci est tirée du diagramme de la figure 2.2; elle est fonction de la température réduite T_r et de la pression réduite P_r .

On admettra un comportement de gaz parfait pour des valeurs de $Z \geq 0.95$.

La disponibilité est une autre fonction couramment utilisée dans les calculs d'optimisation énergétique. Elle peut être définie pour un état d'équilibre donné du fluide moteur, comme étant le travail utile maximal que peut produire ce fluide en partant de cet état d'équilibre thermodynamique.

Ceci suppose donc que les deux conditions suivantes soient réalisées :

- Le fluide moteur ne subit que des évolutions totalement réversibles.
- Le fluide moteur doit évoluer jusqu'à un état d'équilibre total avec le milieu ambiant.

Pour le volume de contrôle que nous avons considéré plus haut, la disponibilité du fluide à l'entrée est :

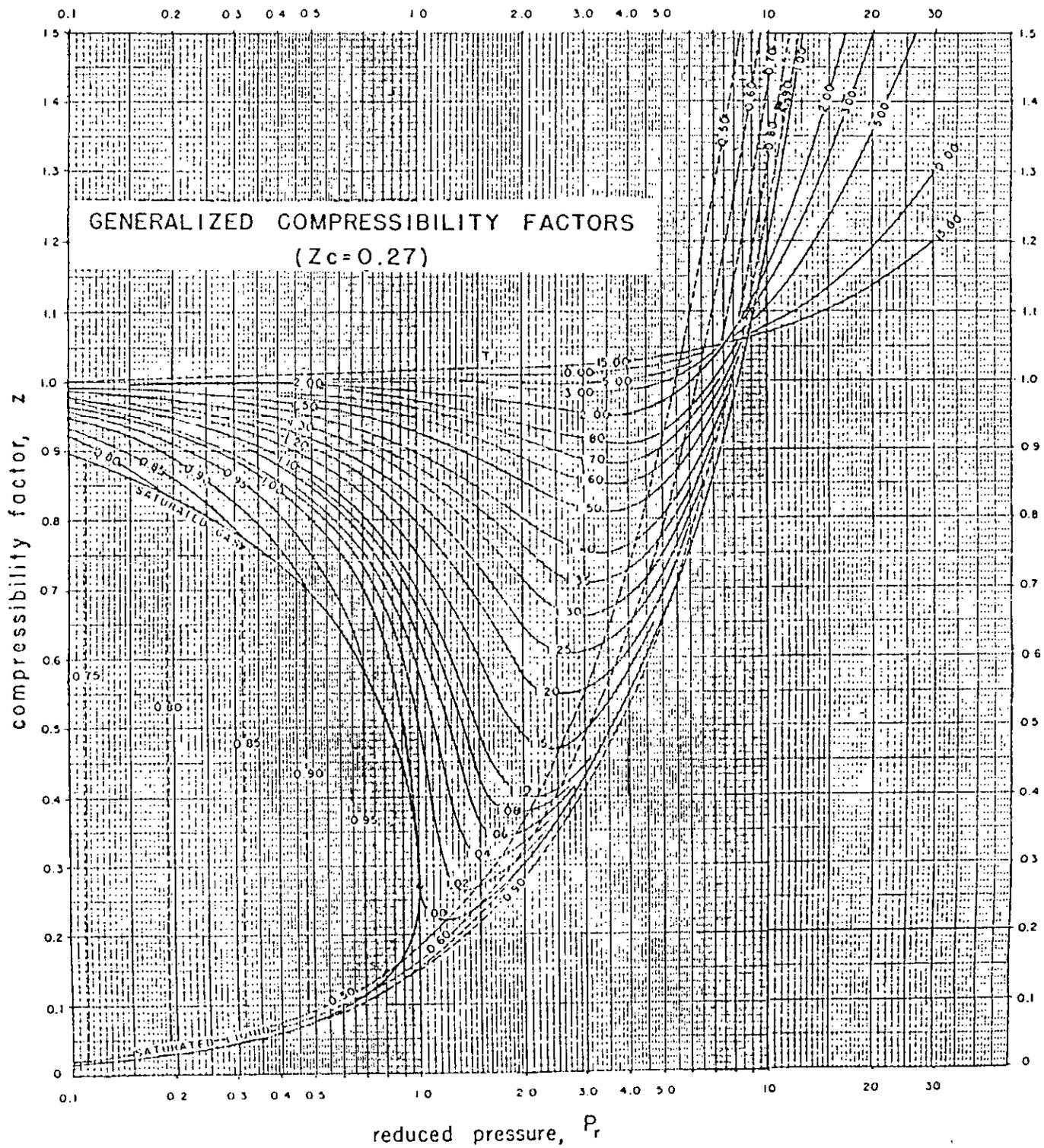


Fig 2.2 : Diagramme de compressibilité généralisée.

$$\Psi_i = m \left(h_i - T_0 s_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - m \left(h_0 - T_0 s_0 + g z_0 \right) \quad (2.7)$$

Ici l'indice zéro se réfère aux conditions ambiantes.

II-2 : Calcul du cycle :

On entamera le calcul thermodynamique du cycle par la détermination du travail de compression et des variables P et T de l'air à la sortie du compresseur comme dans le cas du cycle de *Brayton* simple. Ensuite, disposant de la valeur de la température à l'entrée de la turbine et de celle du rapport massique vapeur-air, les calculs relatifs aux détente dans les turbines peuvent être menés à bien pour aboutir aux valeurs de la température d'échappement T_e et du travail net du cycle.

Comme précédemment, ces calculs se conduiront de la même façon que pour un cycle de *Brayton* simple mais avec des valeurs de C_p et de r tenant compte de la présence de la vapeur d'eau.

Un des buts de notre travail est de maximiser la récupération de chaleur encore contenue dans les gaz quittant la turbine. On se fixera donc une température de rejet des gaz la plus faible possible. Toutefois celle-ci ne doit pas être inférieure à une certaine valeur minimale pour éviter qu'un panache ne se développe à la sortie de la tuyère.

D'autre part, la récupération de chaleur dans l'échangeur GVR doit avoir lieu de telle sorte que la différence de température entre les gaz et la vapeur soit toujours supérieure à la différence de température minimale au pincement $(\Delta T_{pp})_{\min}$, valeur fixée par des considérations d'ordre économique.

En écrivant le bilan thermique pour l'échangeur GVR et les équations exprimant les contraintes citées ci-dessus, et disposant des valeurs de T_e des gaz et du rapport massique vapeur - air, x , on arrivera à déterminer la valeur de T_{2s} , température de la vapeur générée.

Cette dernière donnée nous permettra de compléter notre feuille de calcul puisqu'il nous sera possible de comptabiliser la quantité de chaleur transmise au mélange air-vapeur au niveau des échangeurs.

II-2-1 : Calcul du travail de compression

Avant son admission dans le compresseur, l'air est à l'état thermodynamique (1) défini par la température T_1 et la pression P_1 , figure 2.4.

Le compresseur d'un rendement isentropique η_c comprimera les gaz jusqu'à la pression $P_{2a} = \pi_c P_1$.

L'application du premier principe au compresseur, considéré comme volume de contrôle, donne:

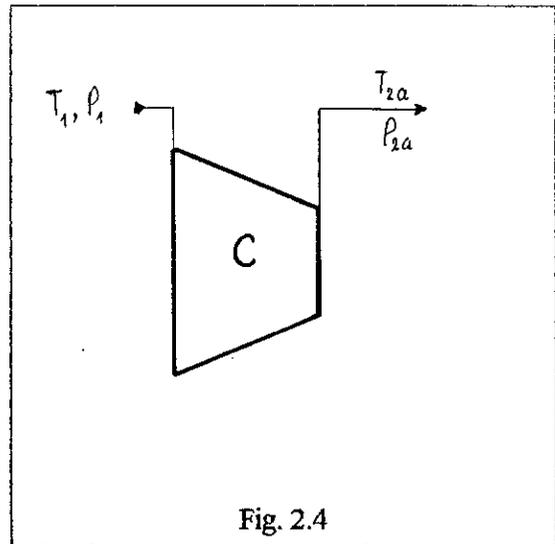


Fig. 2.4

$$\dot{Q}_{12a} + \dot{m}_a \left(h_{1a} + \frac{V_{a1}^2}{2} + g z_{1a} \right) = \dot{m}_a \left(h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2} + g z_{2a} \right) + \dot{w}_c$$

Il est généralement admis qu'une compression est une évolution qui ne s'accompagne pas d'un échange de chaleur important et qui, de plus, ne fait intervenir que de très faibles variations d'énergie cinétique et potentielle. On peut donc négliger ces trois quantités et écrire le bilan précédant comme suit:

$$\dot{m}_a h_{1a} = \dot{m}_a h_{2a} + \dot{W}_c$$

soit en divisant par \dot{m}_a :

$$h_{1a} = h_{2a} + w_c$$

ou encore

$$|w_c| = h_{2a} - h_{1a}$$

L'air est principalement composé de deux gaz, à savoir l'azote et l'oxygène. Ces

deux gaz sont caractérisés par des valeurs de la température et de la pression critique de 154.576K et 5.0427 MPa pour l'oxygène et de 126.1K et 3.400 Mpa pour l'azote.

Or, les calculs que nous allons effectuer feront intervenir des valeurs de la pression inférieures à 2.4 MPa et de la température supérieures à 288k.

En calculant les valeurs du coefficient de compressibilité pour les deux gaz considérés dans cet état extrême, on vérifie bien que l'hypothèse du comportement en gaz parfait est valide; on peut donc exprimer le travail de compression par:

$$w_c = \int_{T_1}^{T_2} C_{Pa}(T) dT$$

L'évaluation de C_{Pa} se fera en partant de la composition massique suivante:

75.34% N_2

23.17% O_2

01.49% Ar

Rem: L'argon (Ar) est un gaz représentant fidèlement le modèle du gaz parfait et ce, sur une large plage de température.

la composition précédente de l'air nous conduit à:

$$C_{Pa} = 0.7534 C_p(N_2) + 0.2317 C_p(O_2) + 0.0149 C_p(Ar) \quad (2.8a)$$

par ailleurs, on a [14]:

$$\begin{cases} C_{p0}(N_2) = \frac{1}{28.014} (39.060 + 1025.58 \theta^{-0.5} - 1072.7 \theta^{-1} + 410.2 \theta^{-2}) \\ C_{p0}(O_2) = \frac{1}{31.999} (37.432 + 0.020102 \theta^{1.5} - 178.57 \theta^{-1.5} + 236.88 \theta^{-2}) \\ C_{p0}(Ar) = C = 0.5203 \end{cases} \quad (2.8b)$$

avec $\theta = T[k] / 100$ et $C_{p0} = [kJ/kg.K]$

Ces valeurs de C_{p0} restent valables dans une plage de températures allant de 300K à 3500K, avec une erreur maximale de 0.43% pour l'azote et de 0.30% pour l'oxygène.

La valeur de T_{2a} est une inconnue. Pour déterminer W_c on calculera le travail isentropique de compression W_c^* puis on utilisera la définition du rendement isentropique.

Cherchons d'abord la valeur de T_{2a}^* correspondant à l'évolution réversible. On a, si l'on la valeur de C_{pa} constante durant l'évolution, Eq (2.6):

$$T_{2a}^* = T_1 \left(\frac{P_{2a}}{P_1} \right)^{\frac{r_a}{C_{pa}}} = T_1 (\pi_c)^{\alpha_a} \quad (2.9)$$

Les deux membres de cette équation sont fonction de la température; un procédé itératif est donc nécessaire pour la détermination de T_{2a}^* .

La démarche à suivre consiste à choisir une valeur initiale de T_{2a}^* , $(T_{2a}^*)_0 = T_1$ par exemple, puis on déterminera C_{pa} à l'aide des équations (2.8a) et (2.8b) à une température moyenne $(T_1 + (T_{2a}^*)_0)/2$. On, utilisera ensuite la relation (2.9) pour calculer une première valeur de T_{2a}^* , soit $(T_{2a}^*)_1$, qu'on utilisera pour commencer une nouvelle itération avec comme température de départ $(T_{2a}^*)_2 = (T_1 + (T_{2a}^*)_1)/2$ et ainsi de suite jusqu'à convergence du processus vers la valeur recherchée de T_{2a}^* .

On se fixera comme critère de convergence la condition $|(T_{2a}^*)_{i+1} - (T_{2a}^*)_i| < \varepsilon$, où ε est une valeur représentant l'erreur permise sur T_{2a}^* .

T_{2a}^* étant déterminée, le travail isentropique de compression peut être évalué:

$$w_c^* = \int_{T_1}^{T_{2a}^*} C_p(T) dT = [H(N_2) + H(O_2) + H(Ar)]_{T_1}^{T_{2a}^*}$$

avec

$$\begin{cases} H(N_2) = \frac{75.34}{28.013} (39.060 + 1025.58 \theta^{-0.5} - 1072.7 \theta^{-1} + 410.2 \theta^{-2}) \\ H(O_2) = \frac{23.17}{31.999} (37.432 + 8.0408 \times 10^{-3} \theta^{2.5} - 357.14 \theta^{-0.5} + 236.88 \theta^{-1}) \\ H(Ar) = 0.5203 \times 1.49 \end{cases}$$

avec $H = [\text{kJ/kg}]$

Le rendement isentropique du compresseur est $\eta_c = w_c^* / w_c$, d'où l'on tire la valeur du travail réel de compression: $w_c = w_c^* / \eta_c$

On peut à présent déterminer la valeur de T_{2a} . En effet, on a:

$$w_c = \int_{T_1}^{T_{2a}} C_{Pa}(T) dT$$

que l'on peut écrire sous la forme: $[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar)]_{T_1}^{T_{2a}} - w_c = 0$

C'est là une équation à une inconnue, T_{2a} , que l'on peut résoudre par la méthode itérative de *Newton-Raphson*:

On pose

$$\begin{cases} f(x) = [h(N_2) + h(O_2) + h(Ar)]_{T_1}^{T_{2a}} - w_c \\ x_{i+1} = \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \end{cases}$$

$$\text{où } f'(x_i) = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x=x_i}$$

dans notre cas $x = T_{2a}$ et la dérivée n'est autre que C_{Pa} , donc:

$$(T_{2a})_{i+1} = (T_{2a})_i - \frac{[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar)]_{T_1}^{T_{2a}} - w_c}{C_{Pa}}$$

Les itérations sont lancées avec une valeur initiale de $T_{2a} = T_1$ par exemple, et se poursuivent jusqu'à convergence; le critère de convergence sera choisi identique au précédent.

II-2-2 : CALCUL DU TRAVAIL DES TURBINES:

Le mélange air-vapeur quittant l'échangeur (R), figure 2.1, dans un état où la température et la pression sont T_3 et P_3 respectivement, entame sa détente à travers

la turbine \mathcal{T} qu'il quittera à une température T_4 et une pression P_4 .

Le calcul dans cette étape présente une certaine difficulté par rapport à ce qui précède étant donné que l'on doit tenir compte de la présence de la vapeur d'eau dans le fluide moteur. Mais si l'on assimile ce composant à un gaz parfait, la difficulté sera contournée car il suffirait alors de considérer que l'air est composé de quatre constituants au lieu de trois, et le calcul se conduira comme dans la cas d'un cycle de *Brayton* simple.

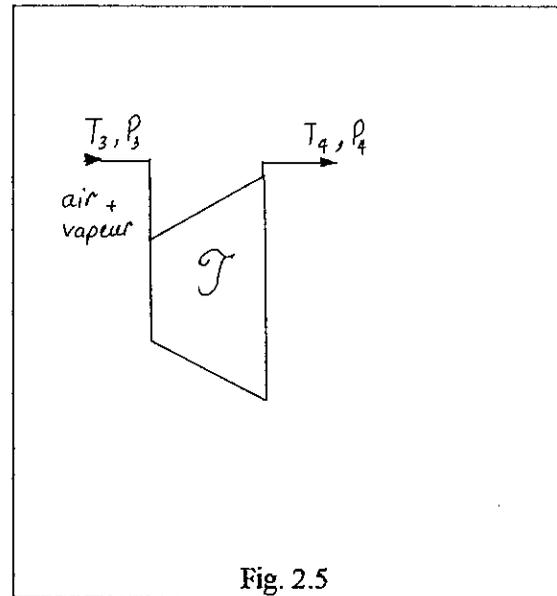


Fig. 2.5

L'eau a un point critique défini par ($T_{cr} = 374.14^\circ\text{C}$, $P_{cr} = 22.09 \text{ MPa}$). Elle ne parcourra le cycle que sous forme gazeuse, et ne sera jamais soumise à une pression supérieur à 2.4 MPa . En consultant alors le diagramme de compressibilité de la figure 2.2, on remarque que le coefficient de compressibilité aura pour valeur minimale 0.95 et donc on peut admettre l'hypothèse évoquée plus haut.

Et pour réduire encore la marge d'erreur, l'hypothèse du gaz parfait ne sera utilisée pour la vapeur qu'entre les deux points du cycle (2) et (e).

La détente elle aussi ne fait pas intervenir d'échanges de chaleur important ni des variations significatives d'énergies cinétique et potentielle.

Le travail de la turbine \mathcal{T} est alors donné par:

$$m_a (h_{3a} - h_{4a}) + m_s (h_{3s} - h_{4s}) = w_{\mathcal{T}}$$

soit en divisant par m_a :

$$(h_{3a} - h_{4a}) + x(h_{3s} - h_{4s}) = w_{\mathcal{T}}$$

soit encore

$$w_{\mathcal{T}} = \int_{T_4}^{T_3} C_{Pa}(T) dT + x \int_{T_4}^{T_3} C_{Ps}(T) dT$$

Avec pour valeur de C_{ps} [14]

$$C_{ps} = \frac{1}{18} (143.05 - 183.54 \theta^{-0.25} + 82.751 \theta^{0.5} - 3.6989 \theta) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

C_{ps} est valable dans le domaine de température délimité par les valeurs 300K et 3500K où elle ne souffre que d'une erreur relative maximum de 0.43%.

La valeur de T_4 étant encore inconnue on calculera comme pour le compresseur le travail de détente isentropique, puis on déduira le travail réel, avant de déterminer T_4 .

Soit T_4^* la température de fin de détente isentropique à travers $\mathcal{J}1$.

Le travail théorique est alors:

$$w_{\mathcal{J}1}^* = \int_{T_4^*}^{T_3} (C_{Pa} + x C_{Ps}) dT$$

Le mélange a une chaleur massique C_p et une constante des gaz r données par:

$$C_p = \frac{C_{Pa} + x C_{Ps}}{1 + x} \quad r = \frac{r_a + x r_s}{1 + x}$$

Si ces deux grandeurs restent constantes au cours de la détente, T_4^* peut être calculée à partir de (2.6)

$$T_4^* = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{r}{C_p}} = T_3 / (\pi_{\mathcal{J}1})^{\frac{r}{C_p}} \quad (2.10)$$

Mais puisque C_p est fonction de T , donc de T_4^* , on utilisera, comme pour le cas du compresseur, un procédé itératif qui convergera vers la valeur de T_4^* .

On choisira donc une valeur initiale de T_4^* , soit $(T_4^*)_0 = T_3$ par exemple, et on évaluera C_p à la température moyenne $T = (T_3 + (T_4^*)_0) / 2$. Cette valeur de C_p étant considéré constante au cours de la détente on calcule une première valeur de (T_4^*) , soit $(T_4^*)_1$, à l'aide de l'équation (2.10). Cette dernière servira à calculer une nouvelle valeur de C_p et ainsi de suite jusqu'à convergence.

$w_{\mathcal{J}1}^*$ est alors égal à :

$$w_{\mathcal{J}}^* = [H(N_2) + H(O_2) + H(Ar) + x H_s]_{T_4}^{T_3}$$

avec

$$H_s(T) = \frac{100}{18} (143.05 \theta - 146.832 \theta^{1.25} + 55.167 \theta^{1.5} - 1.8495 \theta^2) \quad [kJ/kg]$$

Le travail réel de détente à travers \mathcal{J}_1 , est $w_{\mathcal{J}_1} = \eta_{\mathcal{J}_1} w_{\mathcal{J}_1}^*$
et T_4 est aisément obtenue par résolution numérique de l'équation

$$[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar) + x H_s]_{T_4}^{T_3} - w_{\mathcal{J}_1} = 0$$

par la méthode de *Newton-Raphson*.

Si l'installation comprend n étages de réchauffage différents, les travaux des N turbines, $W_{\mathcal{J}_i}$, doivent être calculés séparément. Mais si l'on suppose que les N étages sont identiques, ce qui revient à dire que les π_i, η_i et la température à l'entrée de chaque réchauffeur sont les mêmes pour tout les étages, alors les $W_{\mathcal{J}_i}$ seront les mêmes, et le travail de détente total sera donné par:

$$w_{\mathcal{J}} = (N + 1) w_{\mathcal{J}_1}$$

Pour clore le calcul relatif à la turbine, il nous faudrait encore évaluer le rapport de détente $\pi_{\mathcal{J}_1} = P_3/P_4$.

Celui-ci est lié d'une part au taux de compression et d'autre part au nombre d'étages de réchauffage.

Pour le cas simple d'un cycle avec un étage de réchauffage:

$$\frac{P_1}{P_e} = \frac{P_1}{P_2} \frac{P_2}{P_3} \frac{P_3}{P_4} \frac{P_4}{P_5} \frac{P_5}{P_e} \frac{P_e}{P_f}$$

avec $P_2 = P_{2a}$

Le taux de compression est $\pi_c = P_{2a}/P_1$; on peut donc réécrire l'égalité ci dessus comme suit :

$$\pi_c = (\pi_{\mathcal{J}_1})^2 \frac{P_2}{P_3} \frac{P_4}{P_e} \frac{P_e}{P_f}$$

Les pertes de charge dans tout cycle réel sont inévitables. Elle surviennent dans notre cas principalement au niveau des échangeurs. En conséquence les pressions P_2 , P_4 et P_e seront différentes de P_3 , P_5 et P_f . Pour en tenir compte dans nos calculs, on introduit un coefficient de chute de pression, β , pour chaque échangeur, que l'on définit par le rapport de la pression de sortie de l'élément à la pression d'entrée au même élément.

on a donc:

$$\pi_c = (\pi_{\mathcal{J}_1})^2 / \beta_{23} \beta_{4e} \beta_{ef}$$

Si les coefficients β sont identiques pour tout les échangeurs, alors:

$$\pi_c = (\pi_{\mathcal{J}_1})^2 / \beta^3$$

Il est tout aussi aisé d'établir la relation générale pour le cas où l'on aurait N étages de réchauffage:

$$\pi_c = (\pi_{\mathcal{J}_1})^{I+N} / \beta^{2+N}$$

II-2-3 : LE GENERATEUR DE VAPEUR A RECUPERATION DE CHALEUR "GVR":

Dans les problèmes d'optimisation des cycles de cogénération on est amené à pousser le plus loin possible la récupération de chaleur des gaz quittant la turbine. cependant comme il a été dit auparavant, la température des gaz à la cheminée ne doit pas descendre en deçà d'une valeur limite. Ceci constitue donc une contrainte pour l'objectif recherché. Dans le récupérateur, les gaz vont donc voir leur température chuter de T_e à T_f , tandis que l'eau initialement à la température T_1 va

s'évaporer à température constante avant de subir une surchauffe l'amenant à la température T_{2s} . Au cours de l'échange de chaleur qui a lieu dans le GVR entre les gaz d'une part et l'eau de l'autre part, échange qui est supposé se produire dans un arrangement à contre-courant, la différence de température entre les deux fluides sera minimale à l'endroit où l'eau liquide devient saturée et commence à s'évaporer. La différence de température à cet endroit est appelée "pincement".

Il faut veiller à ce que celle-ci ne soit guère inférieure à une valeur minimale évaluée aujourd'hui à 10°C , et ce

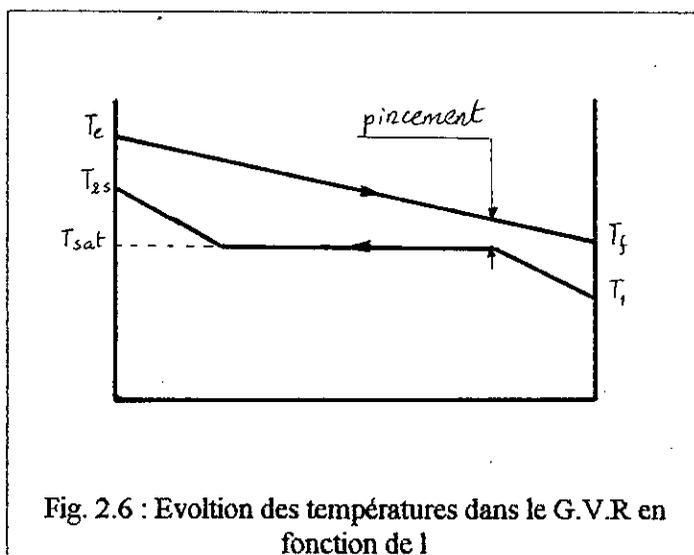


Fig. 2.6 : Evolution des températures dans le G.V.R en fonction de l

comme il a été dit pour des considérations d'ordre économique; c'est la deuxième contrainte du problème.

Le problème d'optimisation qui nous est posé par la récupération de chaleur fait intervenir quatre degrés de liberté que l'on réduira à deux après avoir fixé les deux autres. On a en effet à considérer les variables T_f , ΔT_{pp} , T_{2s} , P_{2s} et x_1 , rapport massique vapeur exportée/air; On peut procéder de trois manières:

1) Fixer T_f , ΔT_{pp} et P_{2s} , et chercher T_{2s} et x_1 , qui satisfont au bilan thermique et au contraintes imposées.

2) Fixer T_f , ΔT_{pp} et T_{2s} , pour chercher P_{2s} et x_1 .

Ces deux manières de faire assurent un maximum de récupération de chaleur et un maximum d'efficacité dans l'échange, (on choisit $\Delta T_{pp} = (\Delta T_{pp})_{\min}$), mais ont l'inconvénient de produire de la vapeur aux caractéristiques variables suivant les valeurs de x_1 , ce qui n'est pas toujours du goût des utilisateurs.

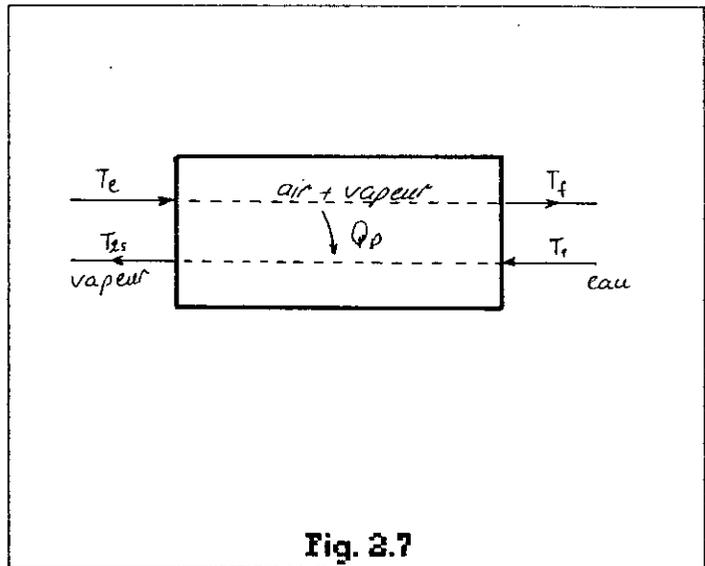
3) Fixer T_{2s} , P_{2s} et minimiser ΔT_{pp} . Cette fois on peut contrôler les caractéristiques de la vapeur et s'assurer un bon transfert, mais au prix de quelques calories perdues car en effet on ne garantit pas que T_f soit la plus basse possible.

Remarque: Si la valeur de T_f calculée est en deça du seuil $T_{f\min}$, alors on adoptera une valeur plus grande de ΔT_{pp} .

Il est évident que la ^{dernière} deuxième solution proposée est la plus attrayante et surtout la plus proche du but recherché, mais on peut toutefois aspirer à la performer en lui associant la récupération maximale. Ceci pourrait être fait en utilisant une récupération à double niveau de pression.

Mais d'abord examinons les étapes du calcul relatif à l'alternative retenue. Le GVR est pris comme VC à deux entrée et deux sorties, figure 2.7.

Le bilan énergétique s'écrit, en remarquant qu'il n'y a pas de production de travail et en négligeant les variations des énergies cinétique et potentielle ainsi que les pertes de chaleur par échange avec la milieu ambiant:



$$m_a (h_{ea} + x h_{es}) + m_a (x + x_1) h_{15} = m_a (h_{fa} + x h_{fs}) + m_a (x + x_1) h_{2s}$$

soit en divisant par m_a et en réarrangeant:

$$(h_{ea} + x h_{es}) + (x + x_1) h_{wsat} = (h_{fa} + x h_{fs}) + (x + x_1) h_{2s}$$

Cette égalité est équivalente à:

$$-\int_{T_e}^{T_f} (C_{Pa} + x C_{Ps}) dT = (x + x_1) (h_{2s} - h_{wsat})$$

La valeur de h_{2s} est fonction de la température T_{2s} , et P_{2s} .

Donc dans l'équation précédente on a deux inconnues, à savoir T_f et x_1 .

D'autre part, on rappelle qu'on s'impose un pincement minimum, $(\Delta T_{PP})_{\min} = 10^\circ\text{C}$, et on doit satisfaire la condition $T_f \geq T_{f \min}$.

Fixer le pincement revient à fixer la température du mélange air-vapeur à ce niveau de l'échangeur, soit $T_{\text{sat}} + \Delta T_{PP}$.

En partant de ce fait on peut déterminer x_1 de la manière suivante:

Ecrivons le bilan thermique de l'échangeur entre le point (e) et le pincement:

la valeur de x_1 s'en déduit immédiatement:

$$x_1 = \frac{\int_{T_e}^{T_{\text{sat}} + \Delta T_{PP}} (C_{Pa} + x C_{Ps}) dT - (h_{2s} - h_{fs})}{(h_{2s} - h_{fs})}$$

Cette valeur ayant été obtenue on peut déterminer T_f , en effet le premier principe appliqué au GVR entre le pincement et le point (f) donne:

$$- \int_{T_{\text{sat}} + \Delta T_{PP}}^{T_f} (C_{Pa} + x C_{Ps}) dT = (x + x_1)(h_{fs} + h_{w \text{sat}})$$

ou encore

$$[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar) + x H_s]_{T_{\text{sat}} + \Delta T_{PP}}^{T_f} + (x + x_1)(h_{fs} - h_{w \text{sat}}) = 0$$

La résolution ce fait numériquement par la méthode de *Newton-Raphson*:

$$(T_f)_{i+1} = (T_f)_i - \frac{[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar) + x H_s]_{T_{\text{sat}} + \Delta T_{PP}}^{T_f} + (x + x_1)(h_{fs} - h_{w \text{sat}})}{C_{Pa} + x C_{Ps}}$$

Le critère de convergence sera comme auparavant choisi comme étant:

$$|(T_f)_{i+1} - (T_f)_i| < \varepsilon$$

II-2-4 : CALCUL DE LA QUANTITE DE CHALEUR TRANSMISE AU FLUIDE MOTEUR ET LA QUANTITE DE COMBUSTIBLE CONSOMMEE:

la chaleur est transmise au mélange air-vapeur au niveau de l'échangeurs et des réchauffeurs. Pour le premier, la chaleur fournie au fluide moteur est juste suffisante pour élever sa température de T_2 à T_3 , elle est égale à:

$$Q_1 = \int_{T_2}^{T_3} (C_{Pa} + xC_{Ps}) dT$$

Pour les réchauffeurs la chaleur fournie au niveau de chacun d'eux portera la température du mélange de T_4 à T_3 :

$$Q_2 = N \int_{T_4}^{T_3} (C_{Pa} + xC_{Ps}) dT$$

La chaleur totale fournie au fluide est donc

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} (C_{Pa} + xC_{Ps}) dT + N \int_{T_4}^{T_3} (C_{Pa} + xC_{Ps}) dT$$

La température est la température du mélange air-vapeur au point (2) et est différente de (T_{2s}) et de T_{2a} .

Pour la déterminer considérons un volume de contrôle à l'endroit du mélange :

$$m_a h_{2a} + x m_a h_{2s} = m_a (h_{2a} + x h_{2s})$$

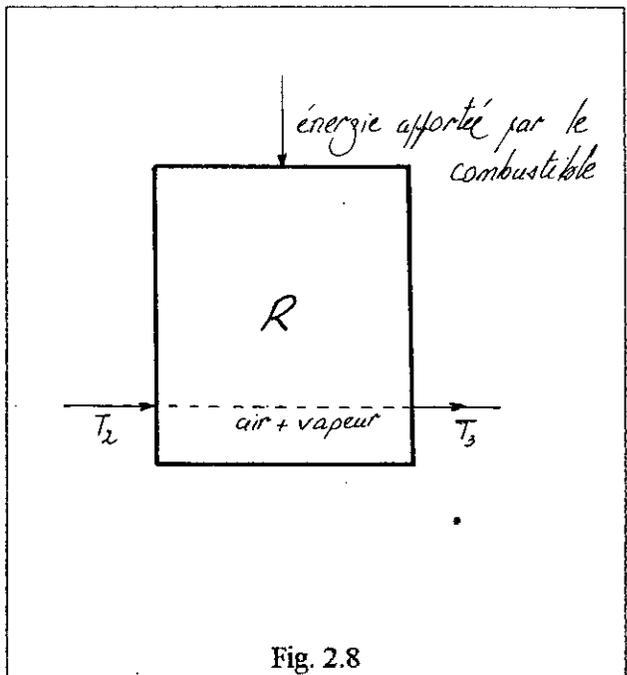


Fig. 2.8

soit

$$\int_{T_{2a}}^{T_2} C_{Pa}(T) dT - \int_{(T_{2s})'}^{T_2} C_{Ps}(T) dT = 0$$

on encore

$$[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar)]_{T_{2a}}^{T_2} - x[H_s]_{(T_{2s})'}^{T_2} = 0$$

Résolution numérique:

le processus itératif a pour forme

$$(T_2)_{i+1} = (T_2)_i - \frac{[H(N_2) + H(O_2) + H(Ar)]_{T_{2a}}^{T_2} + x[H_s]_{(T_{2s})'}^{T_2}}{C_{Pa} + xC_{Ps}}$$

Si η_{cc} est l'efficacité des échangeurs, la chaleur que devrait apporter le combustible pour tout le cycle est:

$$E_f = \frac{Q}{\eta_r}$$

à ceci correspond un débit de combustible de

$$m_f = \frac{E_f}{PCI} \quad [kg / kg \text{ d'air}]$$

avec PCI pouvoir calorifique inférieur du combustible.

II-2-5 : Chaleur exportée Q_p :

La Chaleur exportée vers le process Q_p , est la quantité de chaleur contenue dans la vapeur destinée à l'utilisation hors du cycle.

elle est donc égale à:

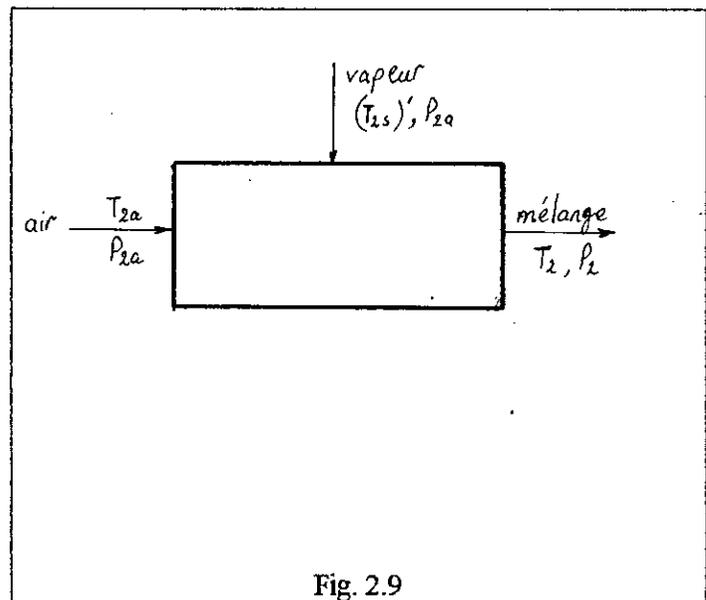


Fig. 2.9

$$Q_p = x_l m_a (h_{2s} - h_{w1})$$

II-2-6 : Travail électrique du cycle W_{el} :

C'est le produit du travail net du cycle par le rendement mécanique du groupe turbo-alternateur, soit:

$$w_{el} = \eta_g w_{net} = \eta_g (w_T - w_c)$$

II-2-7 : Rendement thermique du cycle:

il est égal au rapport du travail électrique à la quantité d'énergie apportée par le combustible:

$$\eta_{th} = \frac{w_{el}}{E_f}$$

II-2-8 : Rendement d'utilisation du combustible:

Il exprime le taux de récupération de l'énergie primaire, et est défini par:

$$\eta_{th} = \frac{w_{el} + Q_p}{E_f}$$

Toutefois ce rendement ne permet pas à lui seul de rendre compte des performances réelle du cycle, d'où la nécessité d'introduire le rendement exergetique.

Ce rendement s'utilise presque exclusivement pour le cycle de puissance et exprime l'efficacité de conversion du combustible.

II-2-9 : Rendement exergetique

C'est le quotient du travail produit ou qui peut être produit à la quantité de travail pouvant être produit par le combustible.

Dans notre cas, on transforme le combustible en travail électrique et en chaleur,

si cette dernière était utilisée dans une machine de *Carnot*, elle produirait une quantité de travail égale à la disponibilité du fluide véhiculant, cette quantité est définie par l'équation 2.7.

La disponibilité du combustible est pratiquement égale à la quantité de chaleur qu'il peut transmettre au fluide moteur. On peut donc écrire pour le rendement exégétique, en négligeant la variation d'énergie cinétique et d'énergie potentielle:

$$\eta_{II} = \frac{w_{el} + x_1(h_{2s} - T_0 s_{2s}) - x_1(h_{w1} - T_0 s_{w1})}{E_f}$$

$$\eta_{II} = \frac{w_{el} + x_1(h_{2s} - h_{w1}) - x_1 T_0 (s_{2s} - s_{w1})}{E_f}$$

$$\eta_{II} = \eta_{ut} - \frac{x_1 T_0 (s_{2s} - s_{w1})}{E_f}$$

II-2-10 : Rapport énergie électrique / Chaleur exportée

C'est le quotient de l'énergie électrique à la chaleur exportée, il caractérise deux catégories de systèmes : les systèmes "Force-Chaleur" des systèmes "Chaleur-Force".

$$Rph = w_{el} / Q_p$$

CHAPITRE III RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Avant de nous intéresser au cycle à cogénération utilisant une turbine à air à injection de vapeur (TAIV), il serait utile de traiter d'abord le cas simple d'une turbine à gaz à injection de vapeur (TAGIV) sans cogénération.

III-1 : Turbine à gaz à injection de vapeur

La figure 3.1 présente l'évolution d'un certain nombre de caractéristiques relatives à une telle turbine en fonction du taux d'injection de vapeur.

pour l'établissement de ces résultats, nous avons adopté les données suivantes:

Taux de compression : $\pi_c = 12$

Température à l'entrée de la turbine : $T_3 = 1373k$

Rendement isentropique de compression : $\eta_c = 0.83$

Rendement isentropique de détente : $\eta_t = 0.90$

Rendement des réchauffeurs : $\eta_r = 0.90$

Rendement mécanique du groupe turboalternateur : $\eta_g = 0.93$

Différence de température minimale : $(T_c - T_{2s}) = 30^\circ C$

Différence de température minimale au pincement : $\Delta T_{pp\ min} = 10^\circ C$

Température minimale à la sortie de la cheminée : $T_{f\ min} = 110^\circ C$

Taux de pertes de pression dans les échangeurs : $1 - \beta = 3\%$

La vapeur qui est toute destinée à l'injection n'a pas forcément des caractéristiques constantes, elle doit être produite à une température aussi proche que possible de la température du mélange gaz-vapeur quittant la turbine; c'est ce qui nous a amené à imposer, tant que faire se peut, la satisfaction de la condition $T_c - T_{2s} = 30^\circ C$, qui est la plus petite valeur qu'on pourrait se permettre d'avoir pour cette différence d'un point de vue économique [7].

Cette condition sera satisfaite, comme le montre la figure 3.1, pour des rapport d'injection ne dépassant pas la valeur de 0.17 kg de vapeur/kg d'air. dans cette

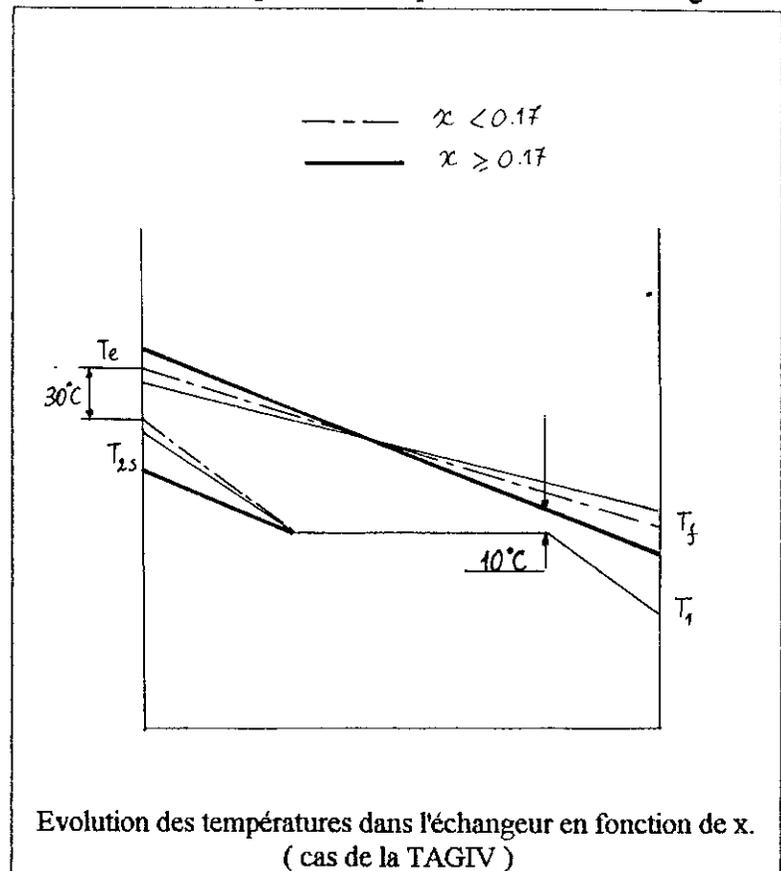
région on remarque que travail et rendement augmentent d'une manière très appréciable avec le rapport d'injection (x), tandis que la différence de température au pincement va en diminuant. L'accroissement de la production de travail est justifiée d'une part par l'élévation du débit de fluide qui se détend par kg d'air comprimé, et d'autre, part par la valeur plus élevée de la chaleur spécifique de la vapeur d'eau comparativement à celle de l'air.

A partir de l'instant où la différence de température au pincement devient égale au minimum imposé (contrainte n°2), il devient impossible de satisfaire la condition $T_e - T_{2s} = 30^\circ\text{C}$, parce que la quantité de chaleur récupérée devient insuffisante en dépit du fait que la température des gaz à la cheminée continue à chuter, figure 3.2; la différence entre T_e et T_{2s} se creuse et la récupération de chaleur devient de moins en moins efficace.

La consommation de combustible par kg d'air augmente plus

rapidement pour répondre au besoin de réchauffer une quantité de vapeur de plus en plus importante à une température T_{2s} de plus en plus basse.

Par conséquent, en dépit du fait que le travail continue d'augmenter, le rendement thermique amorce une chute à partir de $x=0.17$.



III-2 : Turbine à air à injection de vapeur

Les résultats suivants ont été établis pour les données ci-après:

Température à l'entrée de la turbine : $T_3 = 1373k$

Rendement isentropique de compression : $\eta_c = 0.83$

Rendement isentropique de détente : $\eta_t = 0.90$

Rendement des réchauffeurs : $\eta_r = 0.90$

Rendement mécanique du groupe turboalternateur : $\eta_x = 0.93$

Différence de température minimale : $(T_e - T_{2s}) = 30^\circ C$

Différence de température minimale au pincement : $\Delta T_{pp\ min} = 10^\circ C$

Température minimale à la sortie de la cheminée : $T_{f\ min} = 110^\circ C$

Taux de pertes de pression dans les échangeurs : $1 - \beta = 3\%$

Caractéristiques de la vapeur produite 25 bar, 250°C.

Comme dans le cas précédant de la turbine à gaz à injection de vapeur d'eau, le travail spécifique augmente toujours avec le rapport massique vapeur-air. De plus on remarque, figure 3.3, que pour le cas sans réchauffage ($N = 0$) le travail passe par un maximum pour une valeur du rapport massique vapeur-air inférieure à 0.05 et pour une valeur du taux de compression π_c comprise entre 8 et 12; on retrouve ici le cas bien connu de la turbine à gaz sans injection de vapeur, figure 3.27; d'ailleurs dans le cas avec un réchauffage ou plus ($N \geq 1$), ce maximum n'apparaît que pour $x = 0$.

Par ailleurs, les courbes tracées montrent que le travail croît toujours avec le nombre de réchauffage indépendamment de π_c et de x , mais que cette tendance à croître s'atténue rapidement et devient sans intérêt au-delà de trois réchauffages, figure 3.6.

Enfin, pour $x > 0$ et pour $N \geq 1$, ou encore tout simplement pour $x > 0.05$, le travail croît avec le taux de compression π_c d'autant plus que le rapport massique vapeur-air est élevé; toutefois cette croissance ralentit lorsque π_c augmente et devient presque insignifiante pour des valeurs de π_c très élevées.

Comme le travail, la quantité de chaleur exportée croît avec le nombre de réchauffages et comme dans le cas du travail, cette tendance à croître perd en

importance à mesure que le nombre de réchauffages augmente. En revanche, à l'opposé du travail, Q_p décroît lorsque le rapport massique vapeur-air, x , ou le taux de compression π_c croît.

Afin de voir plus claire dans ces mécanismes d'évolution du travail et de la chaleur exportée, considérons le rapport Rph du travail produit à la chaleur exportée; rapport dont la valeur doit être supérieure à l'unité pour les systèmes de cogénération "Force-Chaleur" et inférieure à l'unité pour les systèmes "Chaleur-Force".

Nous remarquons figures 3.8 et 3.9, comme il fallait s'y attendre au vu des considérations qui précèdent, que le Rph croît rapidement avec le rapport massique vapeur-air, x , et la taux de compression π_c : deux paramètres avec l'augmentation desquels le travail croît et la quantité de chaleur exportée décroît. Par ailleurs, lorsqu'on augmente le nombre de réchauffages (N), le Rph décroît, et comme travail produit et chaleur exportée croissent tous les deux avec (N), on en déduit que l'influence du nombre de réchauffages est plus sensible sur la chaleur exportée que sur le travail produit.

Maintenant, voyant ce que signifie le Rph. Considérons un cycle qui réalise la conversion Energie primaire du combustible en travail avec un rendement de 36%. Supposons que sur 100 unités d'énergie primaire la compression prenne 14 unités. Alors, sur les 50 unités qui restent on en perdrait 38 si le Rph est égal à 3, 32 si le Rph est égal à 2 et seulement 14 si le Rph est de 1. L'efficacité de la récupération est donc inversement proportionnelle au Rph; on est presque tenté de dire que dans les systèmes de cogénération "Force-Chaleur", la récupération est accessoire. Il en est tout autrement dans les systèmes où la production de force n'est pas privilégiée, c'est le cas notamment de toutes les industries qui ne produisent de l'énergie que pour leurs propres besoins. Dans tous ces cas-là, il serait intéressant de voir de plus près ce qui se passe du côté des valeurs relativement faibles du Rph. Dans ce contexte, on voit figure 3.8 que lorsqu'il n'y a pas de réchauffage ($N = 0$), la valeur du Rph ne présente un intérêt que pour des valeurs de taux de compression π_c inférieures à 8 et pour des valeurs du rapport massique vapeur-air (x) inférieur à 0.20. Avec un seul réchauffage ($N = 1$), on pourrait réaliser des valeurs de Rph inférieures à 2 pour des valeurs de taux de compression pouvant aller jusqu'à 20 et des valeurs du rapport massique vapeur-air inférieures à 0.15. Si l'on veut avoir un

rapport R_{ph} inférieur à 2 avec un taux de compression de 12 seulement, il faudrait utiliser deux réchauffeurs ($N = 2$) pour espérer atteindre des rapport massiques vapeur-air de 0.25, il en faudrait 3 pour atteindre des rapports de 0.30.

Jusqu'à maintenant, la limitation la plus contraignante sur les caractéristiques du cycle est celle liée à $T_{f \min}$, puisqu'on remarque que ΔT_{pp} est non seulement supérieure à la consigne mais croit encore avec x et π_c , figures 3.23 à 3.27.

Il en résulte que l'enthalpie spécifique de l'air comme celle de la vapeur garderont une valeur constante à la cheminée. Ceci aura pour conséquence une croissance de la quantité de chaleur rejetée avec les gaz à la cheminée avec x , entraînant une diminution progressive du rendement d'utilisation de combustible, figure 3.12 et 3.13 ; ce dernier exprimant le taux de récupération de chaleur primaire il est impératif de le garder à des niveaux les plus élevés pour un système Chaleur-Force.

Pour parvenir à ce résultat, il faut, soit augmenter le nombre de réchauffages, ce qui aurait pour effet de diminuer le rapport de la quantité de chaleur rejetée relativement à E_f , soit diminuer le taux de compression, quoique celui-ci n'ait qu'une faible influence sur η_{ut} , figures 3.13 et 3.14.

Dans les systèmes Force-Chaleur, on est plutôt tenté de maximiser le rendement exérgétique du cycle; or celui-ci est intimement lié à la quantité de chaleur récupérée et les caractéristiques de la vapeur la véhiculant.

En partant de ce fait, il est aisé de prévoir à partir de ce qui précède l'évolution relative à η_{II} . En effet, on remarque que η_{II} va en augmentant avec N , tout comme Q_p et qu'il augmente encore lorsqu'on produit la vapeur à des pressions de plus en plus importantes; ou lorsque l'air est de plus en plus comprimé (π_c augmente). Toutefois, comme Q_p diminue pour des valeurs élevées de x , η_{II} diminue sensiblement, figures 3.20 à 22.

En conclusion, selon que l'on ait affaire à un système force-chaleur ou un système chaleur-force, il est impératif de maximiser certains paramètres.

Dans le premier cas, on se préoccupera d'injecter le maximum de vapeur, de comprimer l'air à une pression convenable ($12 \leq \pi_c \leq 16$) et de limiter le nombre de

réchauffages à un.

Pour le second, il a été démontré qu'un taux de compression de 12 était déjà trop important et qu'il fallait limiter le taux d'injection de vapeur à une faible valeur, on doit en contre partie augmenter le nombre de réchauffages tant que ceci sera justifié économiquement.

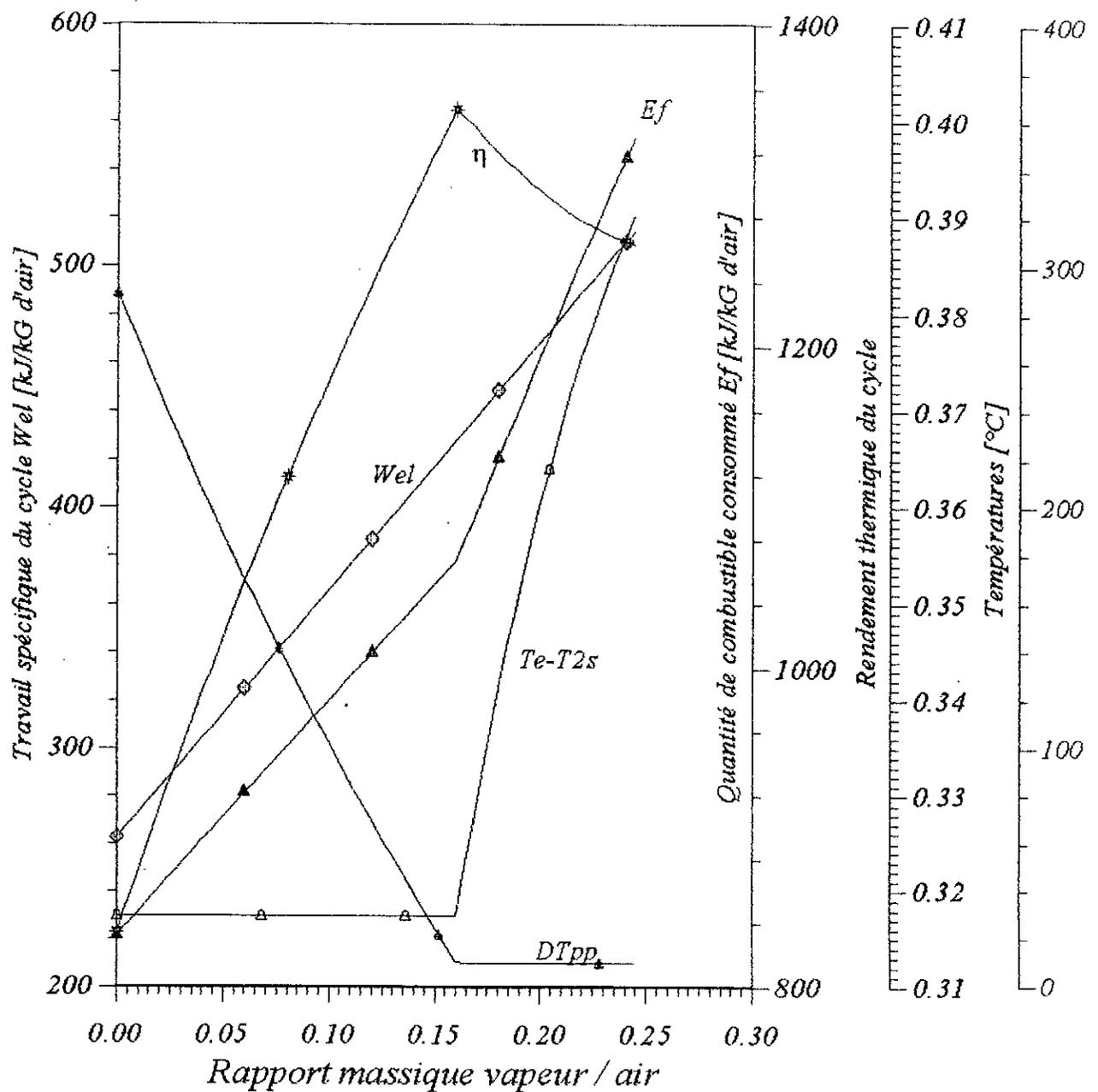


Fig 3.1: Influence du rapport d'injection de vapeur sur les caractéristiques d'une TAGIV ($T_{max}=1373K$)

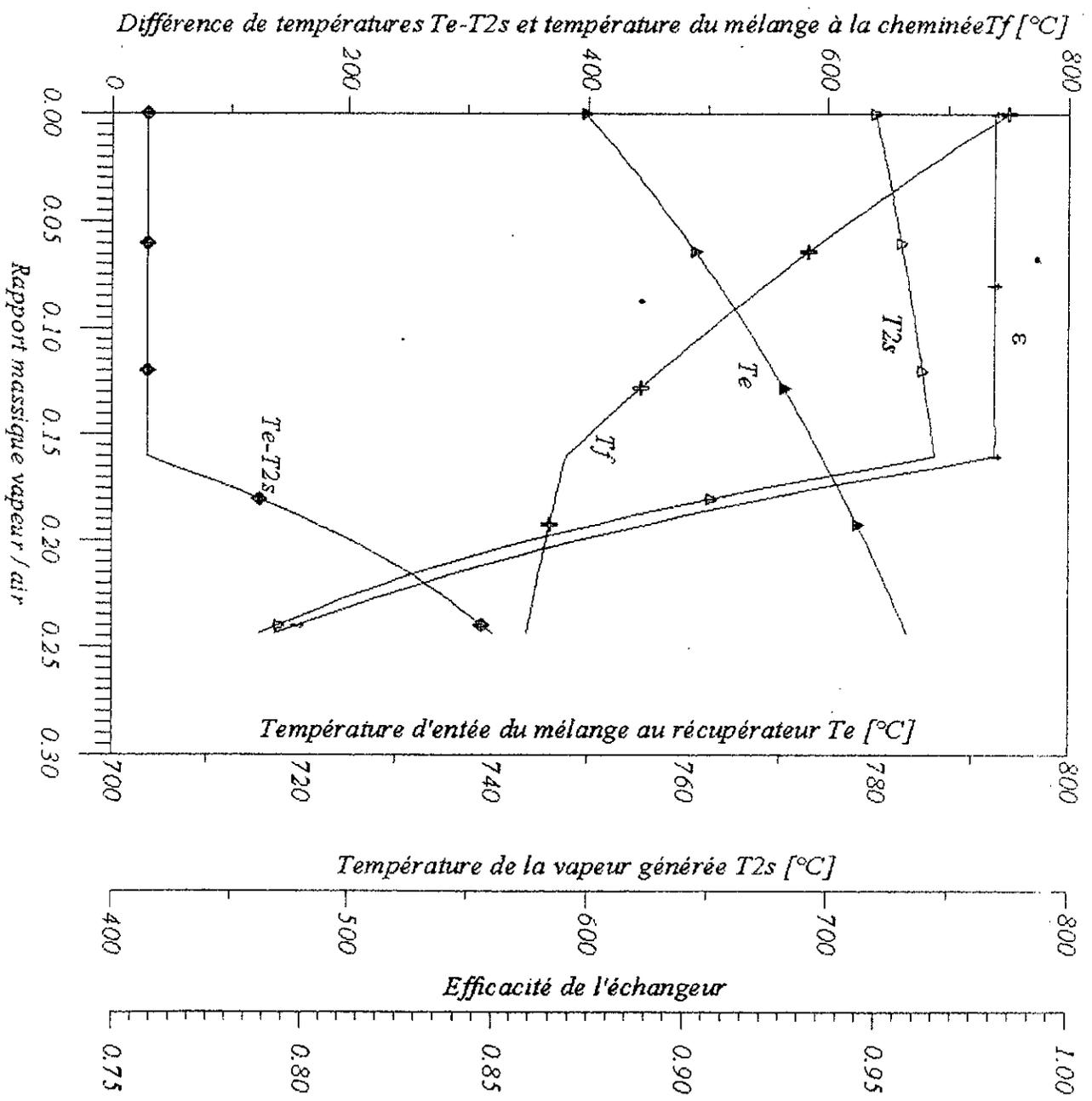


Fig 3.2: Influence du rapport d'injection de vapeur sur les caractéristiques d'une TAGIV ($T_{max} = 1373K$)

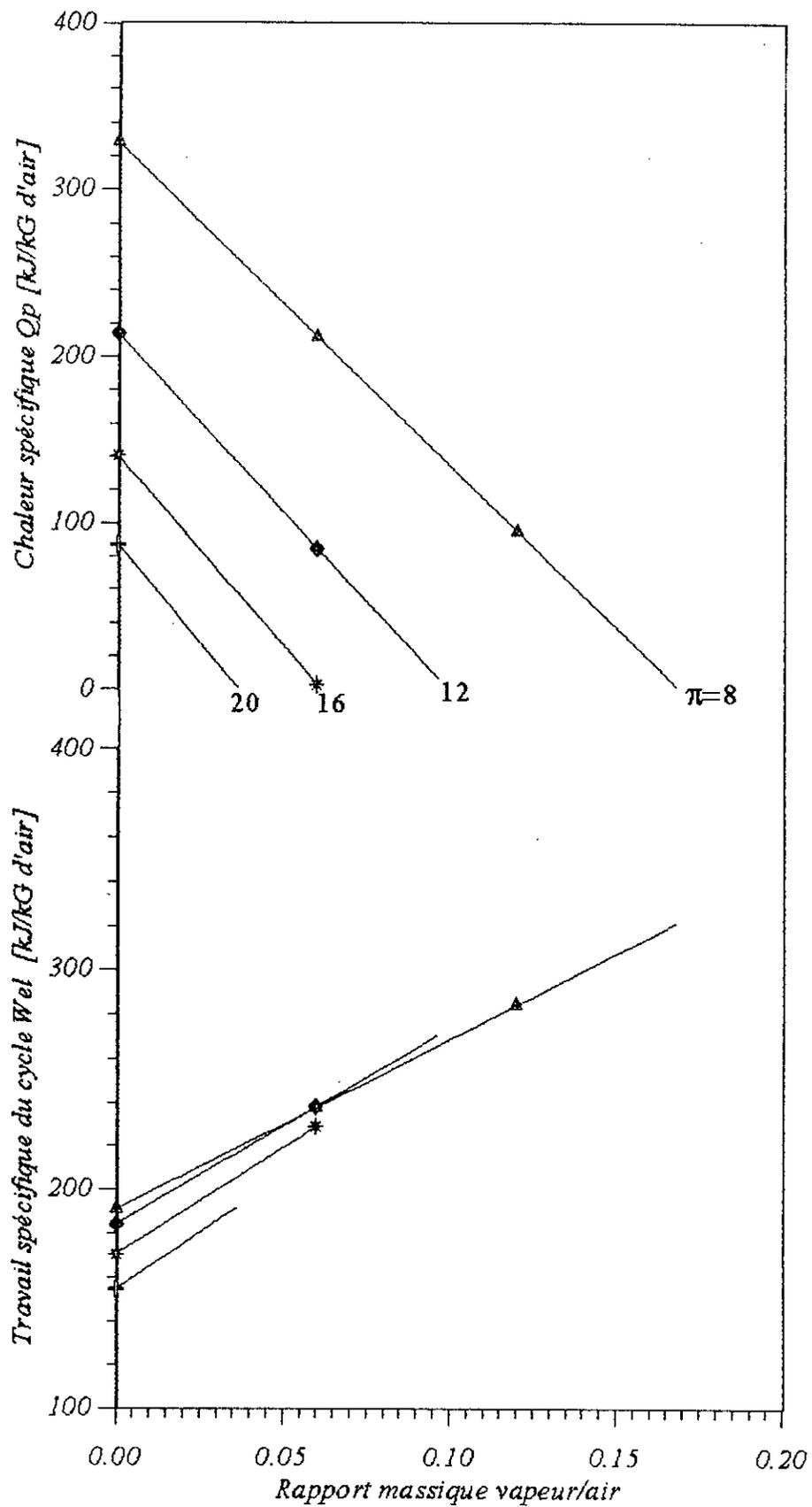


Fig 3.3 : Influence du taux de compression sur les caractéristiques du cycle d'une TAIV à cogénération ($N=0$)

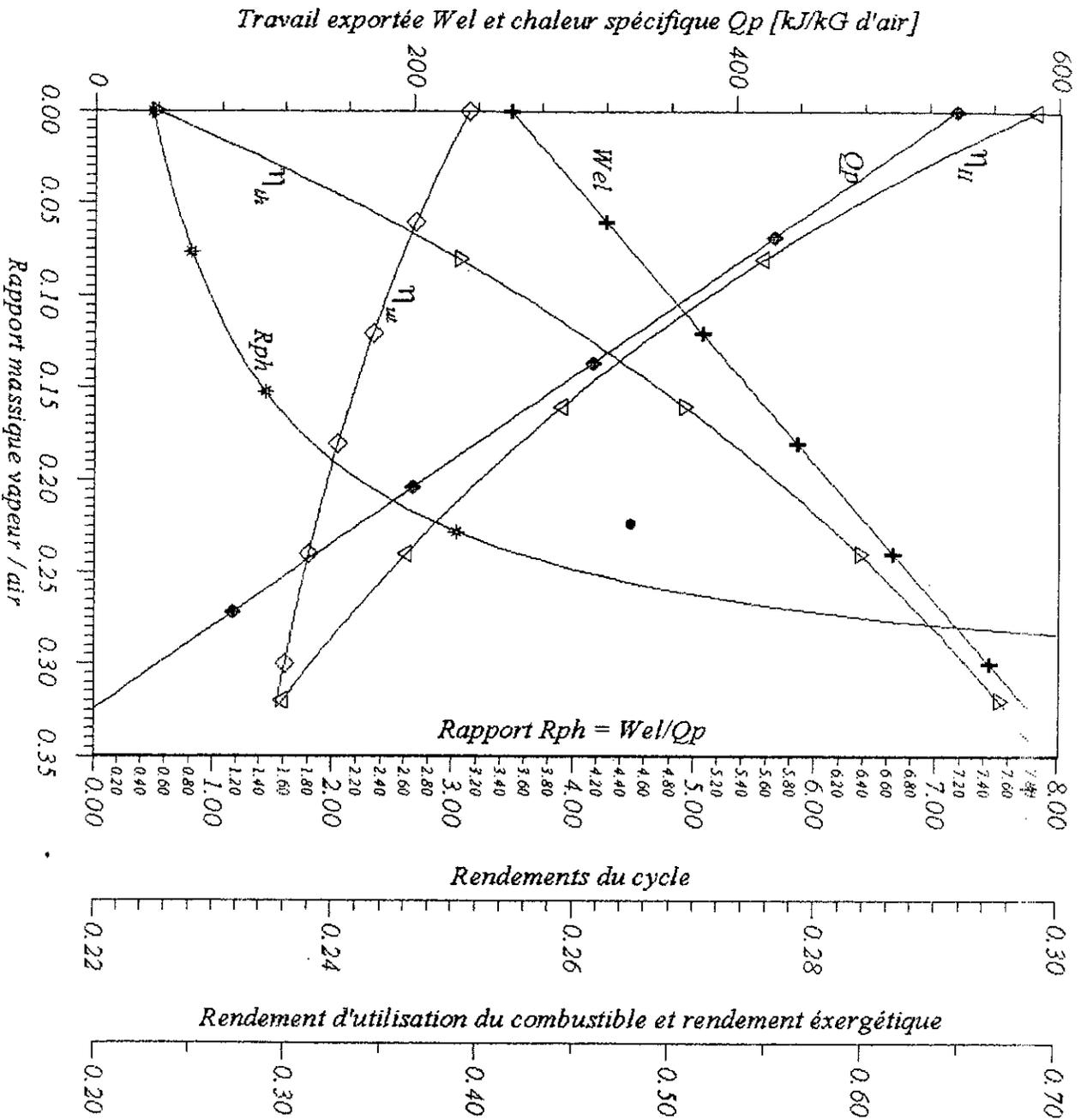


Fig 3.4 : Influence du rapport d'injection de vapeur sur les caractéristiques du cycle d'une TAIV à cogénération ($\pi=12, N=1$)

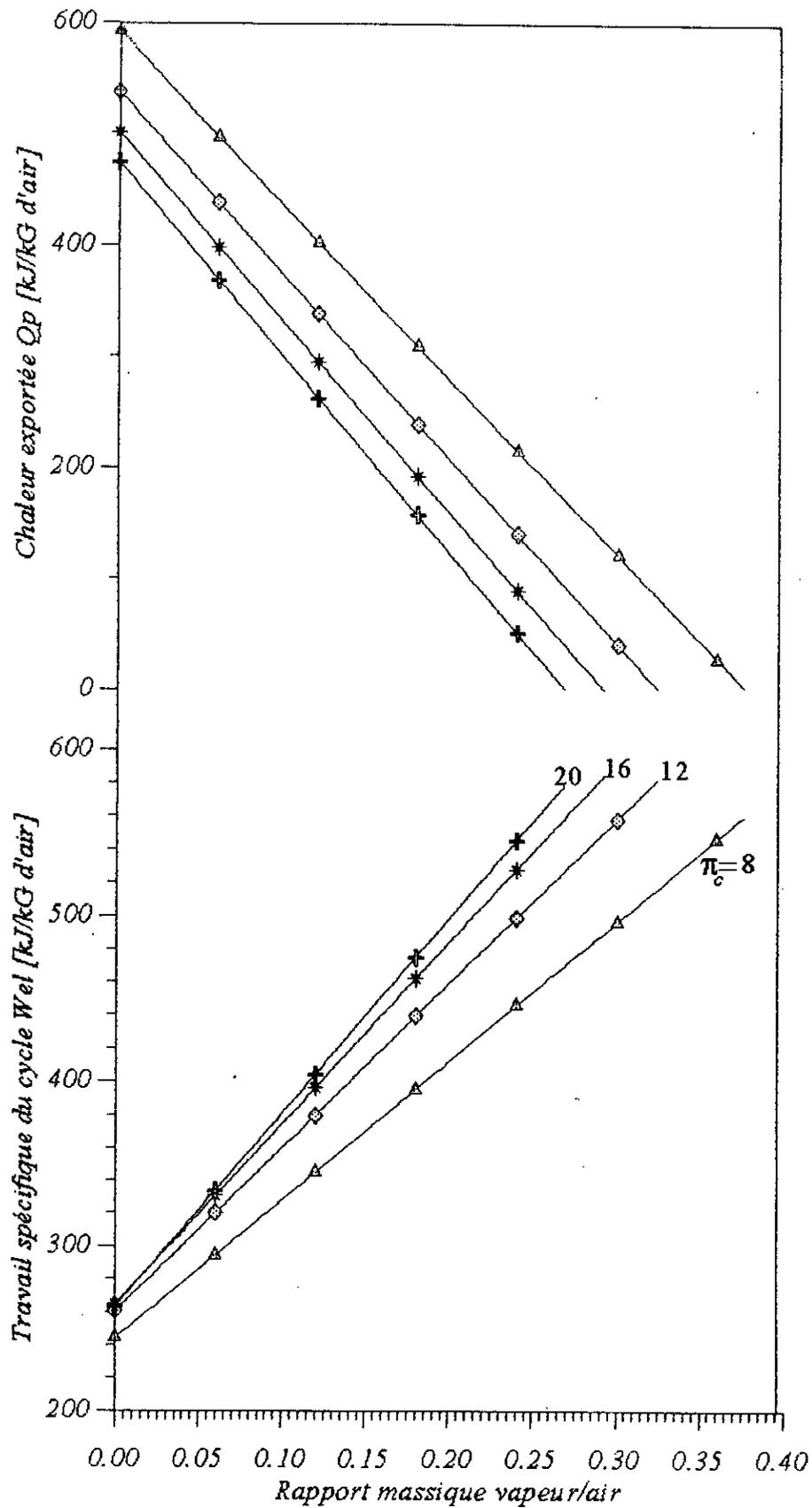


Fig 3.5 : Influence du taux de compression sur les caractéristiques du cycle de la TAIV à cogénération ($N=1$)

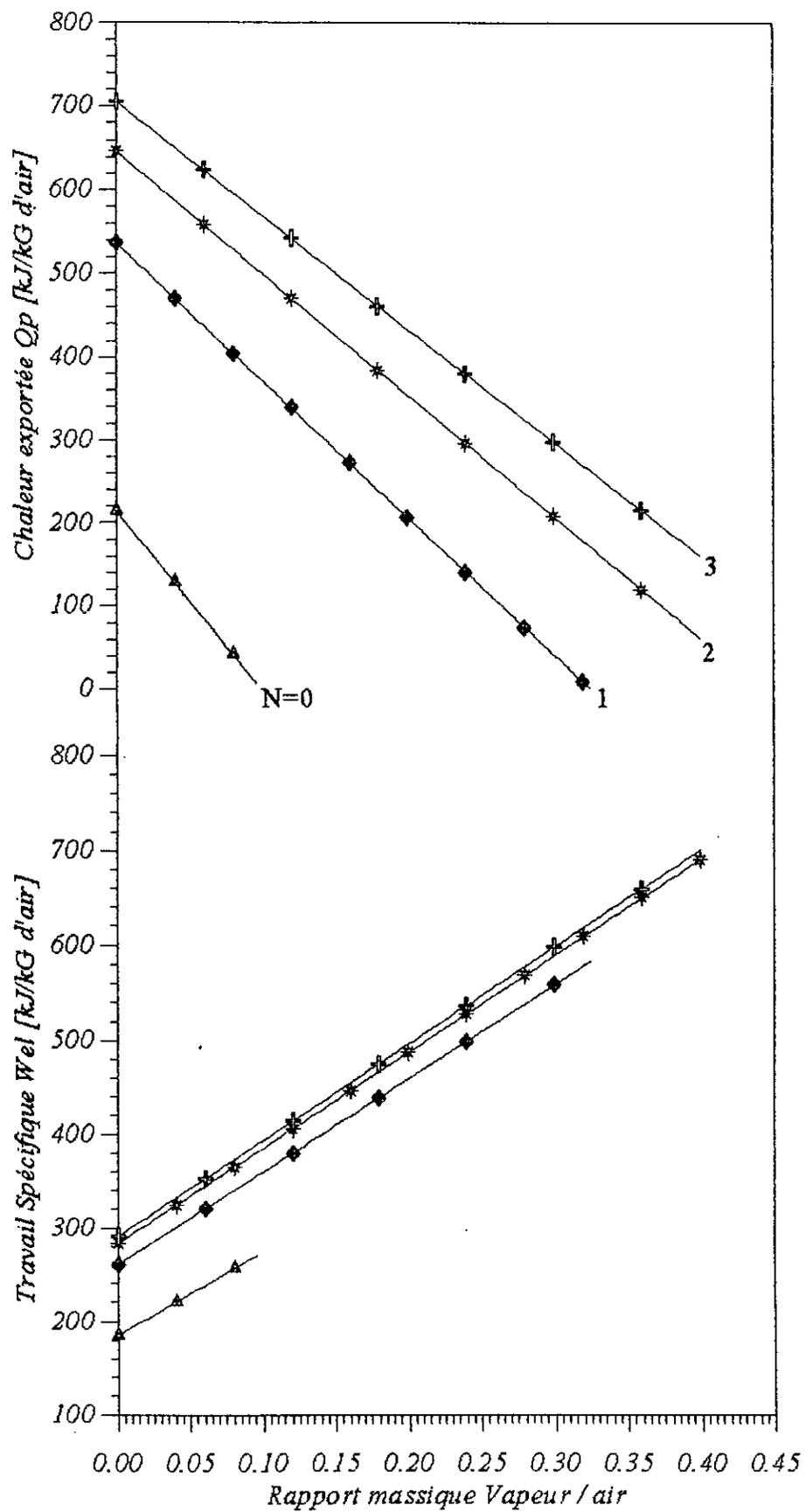


Fig 3. : Influence du nombre de réchauffage N sur les caractéristiques du cycle d'une TAIV à cogénération ($\pi_c=12$)

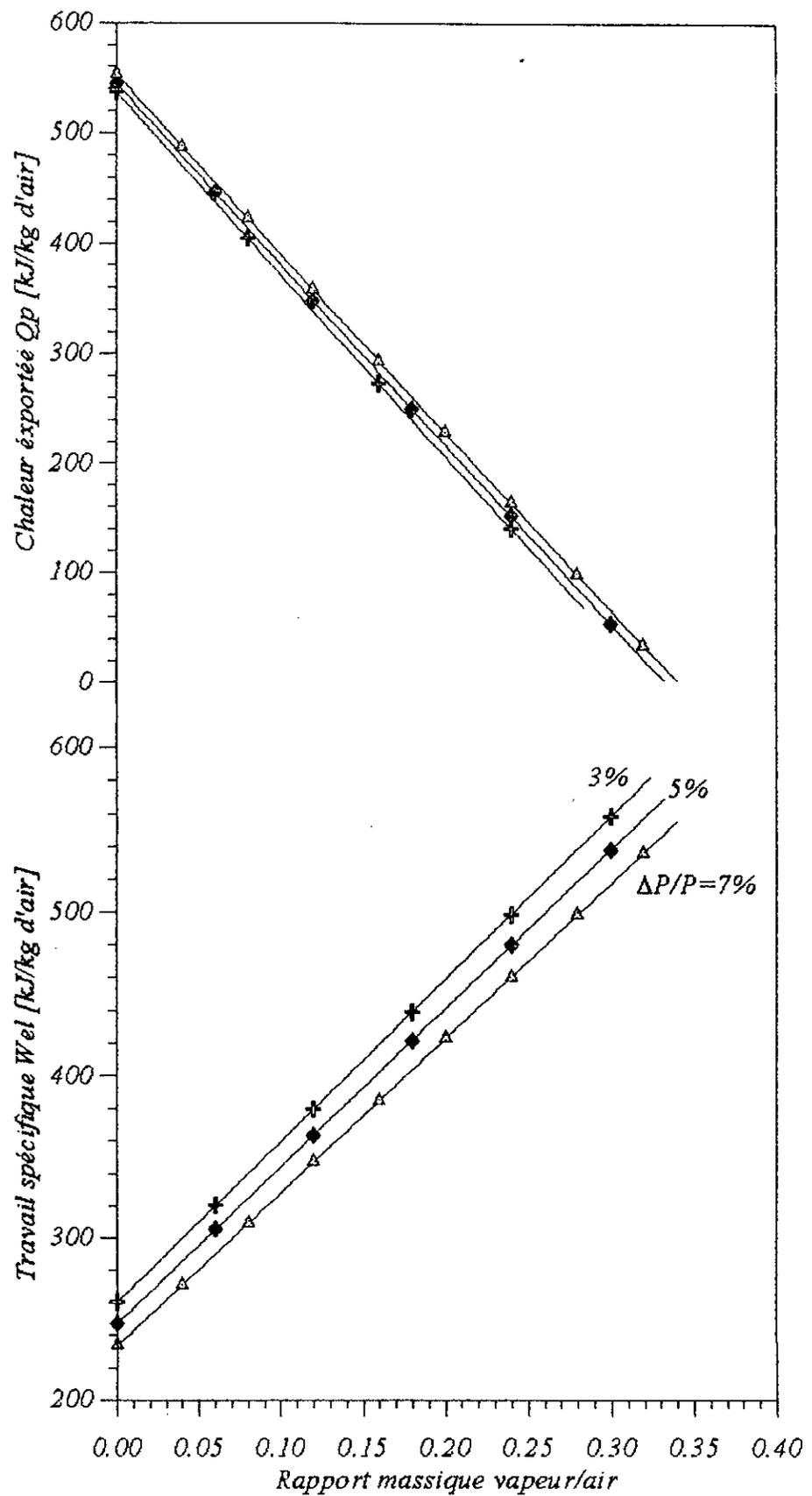


Fig 3.7 : Influence de la chute de pression sur les caractéristiques d'une TAIV à cogénération ($\pi_c=12$, $N=1$)

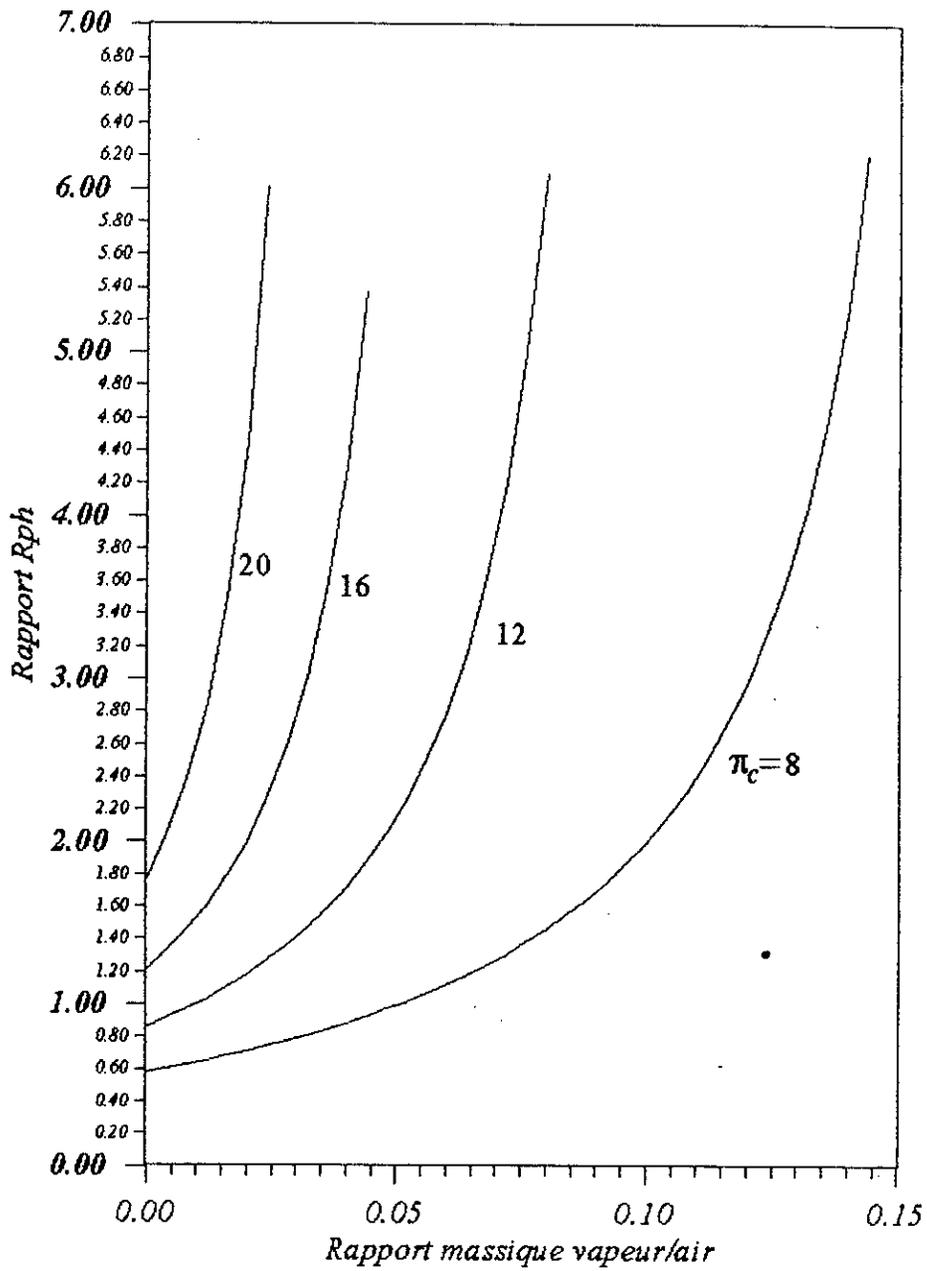


Fig. 3.8 : Influence du taux de compression sur la valeur du Rph du cycle de la TAIV ($N=0$)

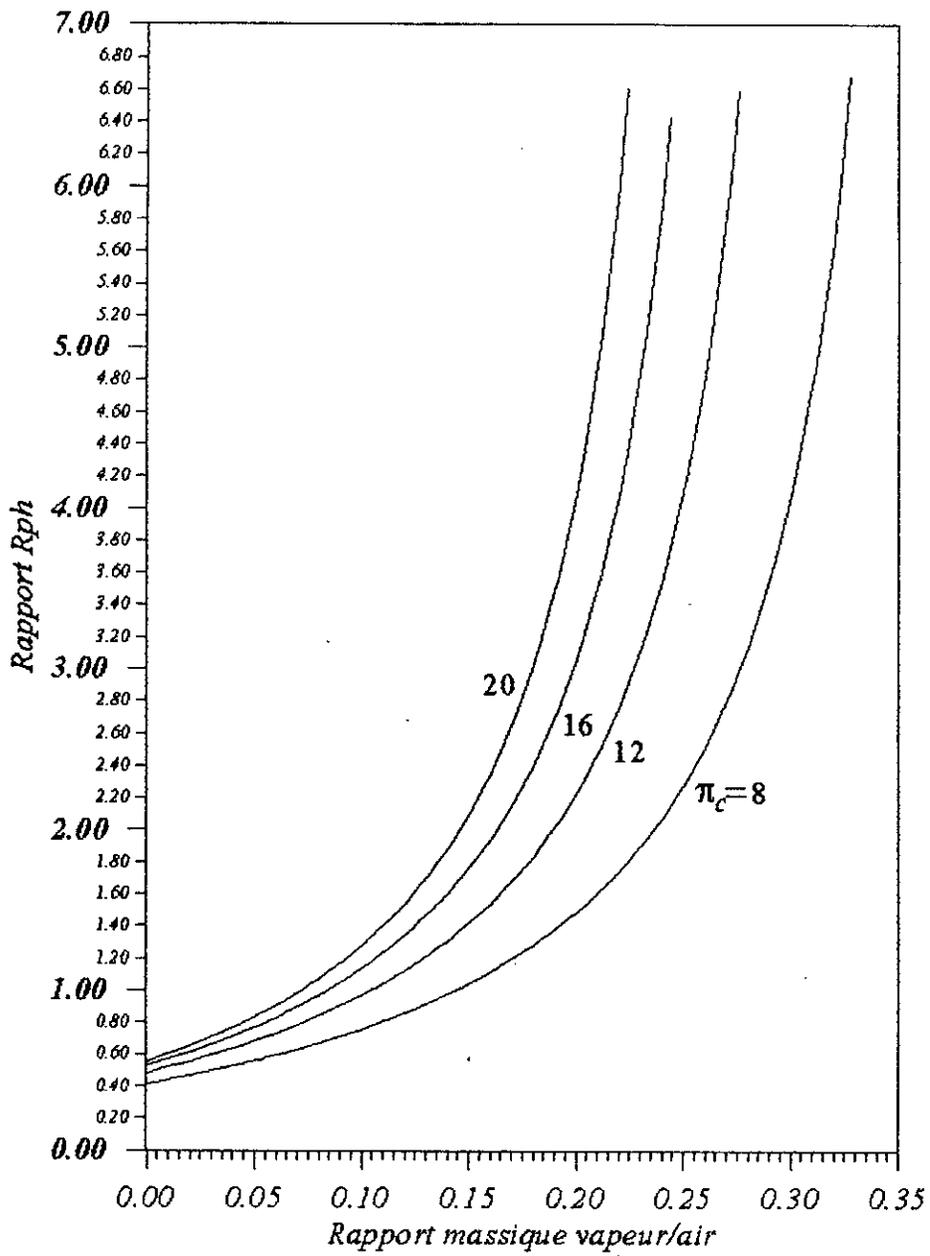


Fig. 3.9 : Influence du taux de compression sur la valeur du Rph du cycle de la TAIV ($N=1$)

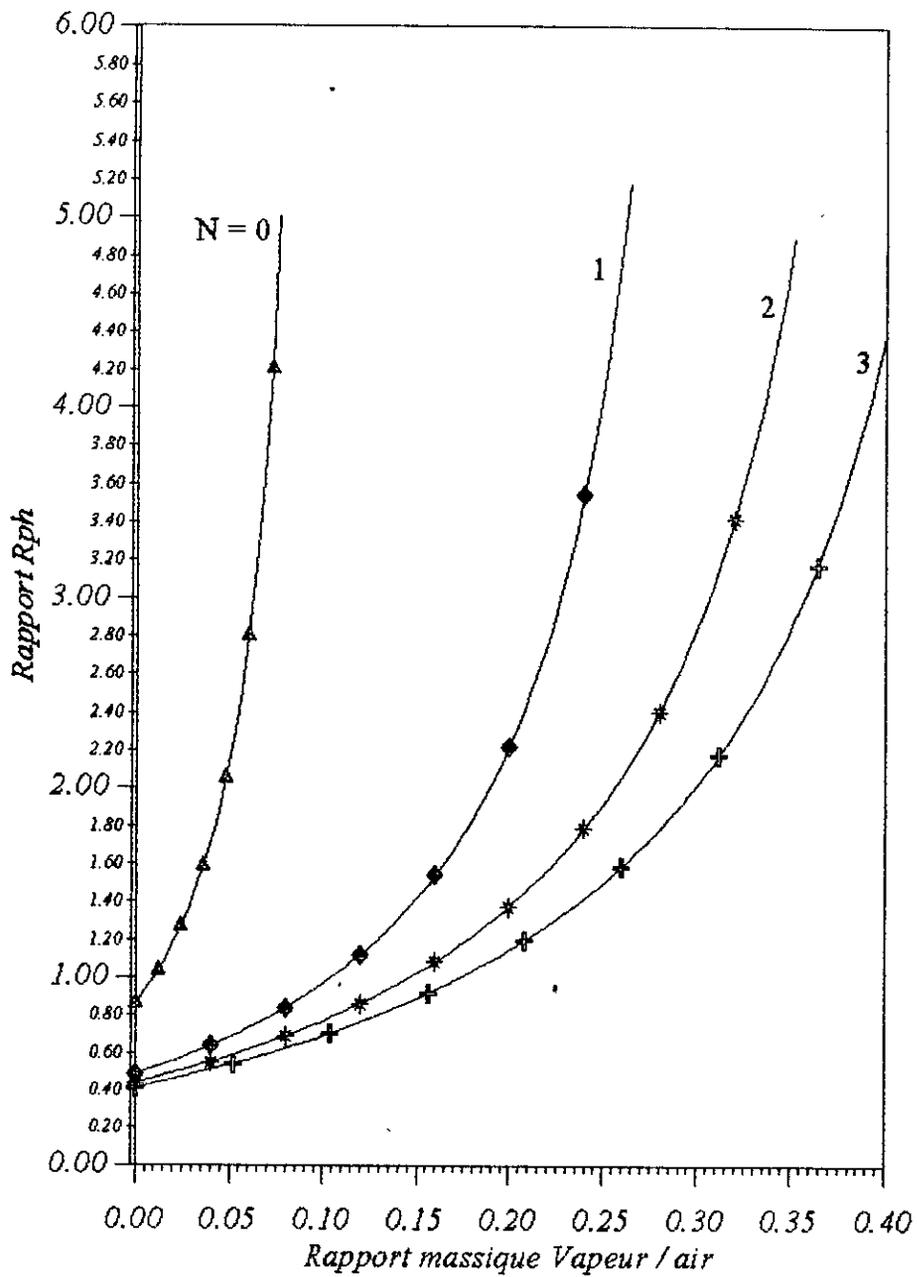


Fig 3.10 : Influence du nombre de réchauffage sur le rapport R_{ph} du cycle d'une TAV à cogénération ($\pi_c=12$)

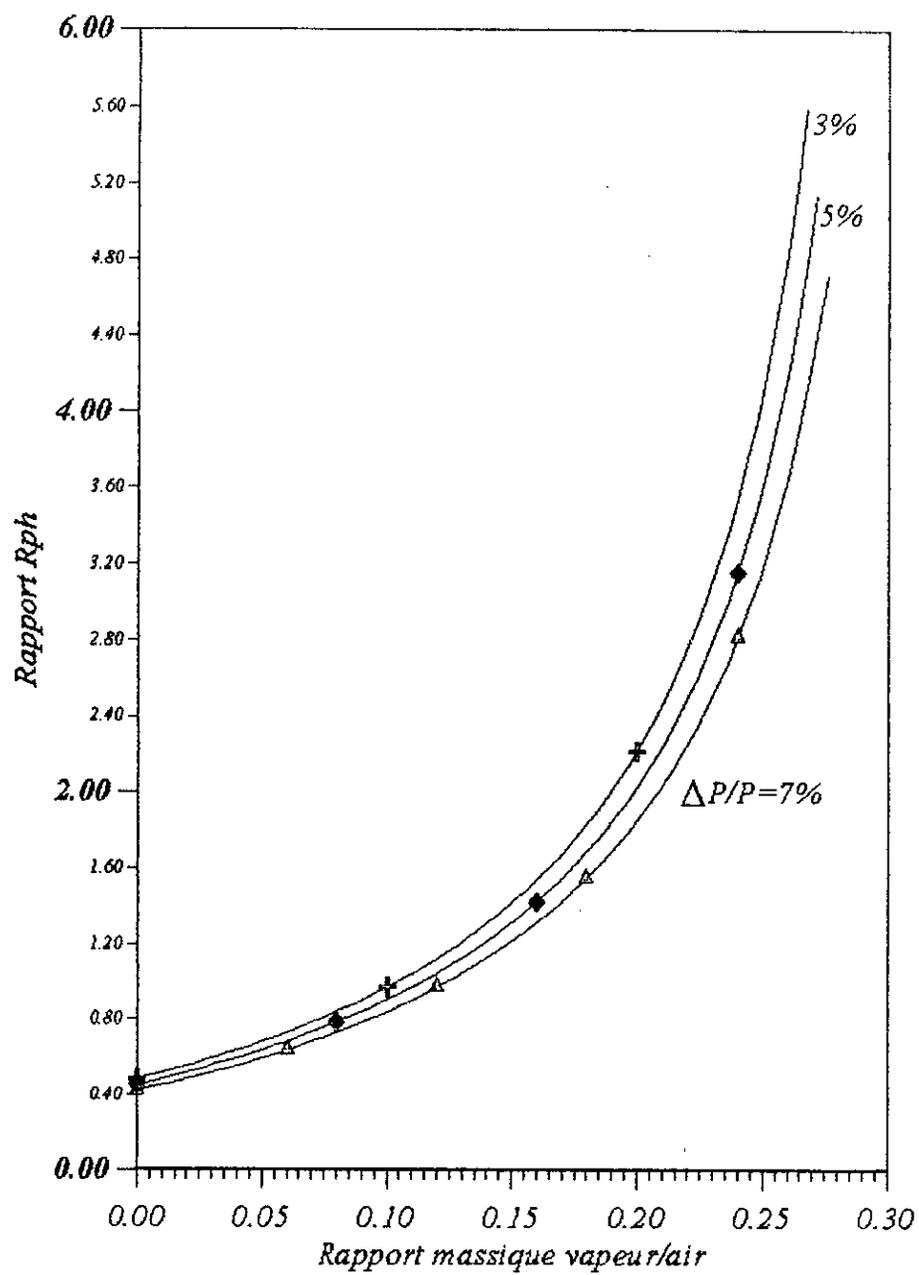


Fig 3.11: Influence de la chute de pression sur le la valeur de Rph d'une TAIV à cogénération ($\pi_c=12, N=1$)

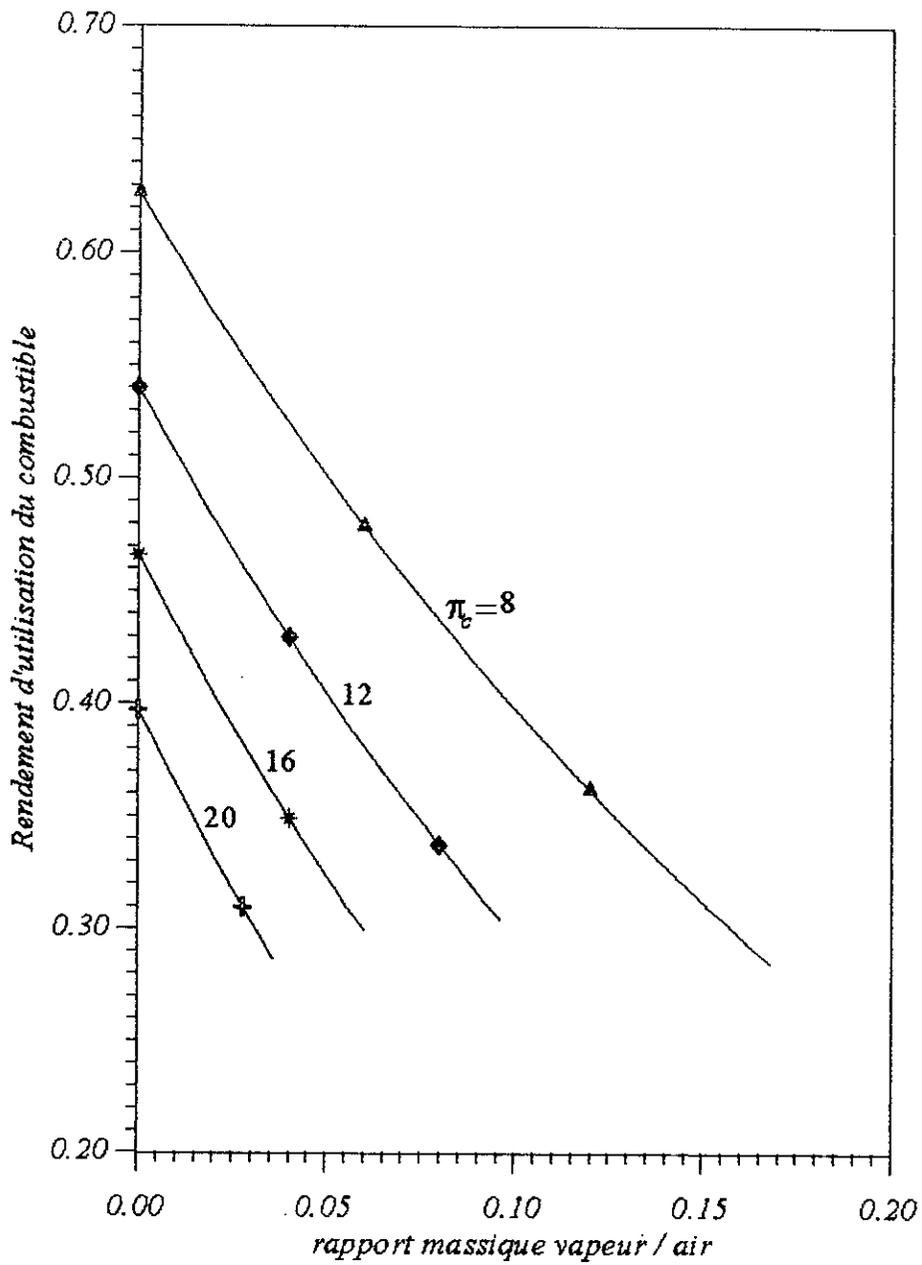


Fig 3.12 : Influence du taux de compression sur le rendement η_{ut} du cycle de la TAIV à cogénération ($N=0$)

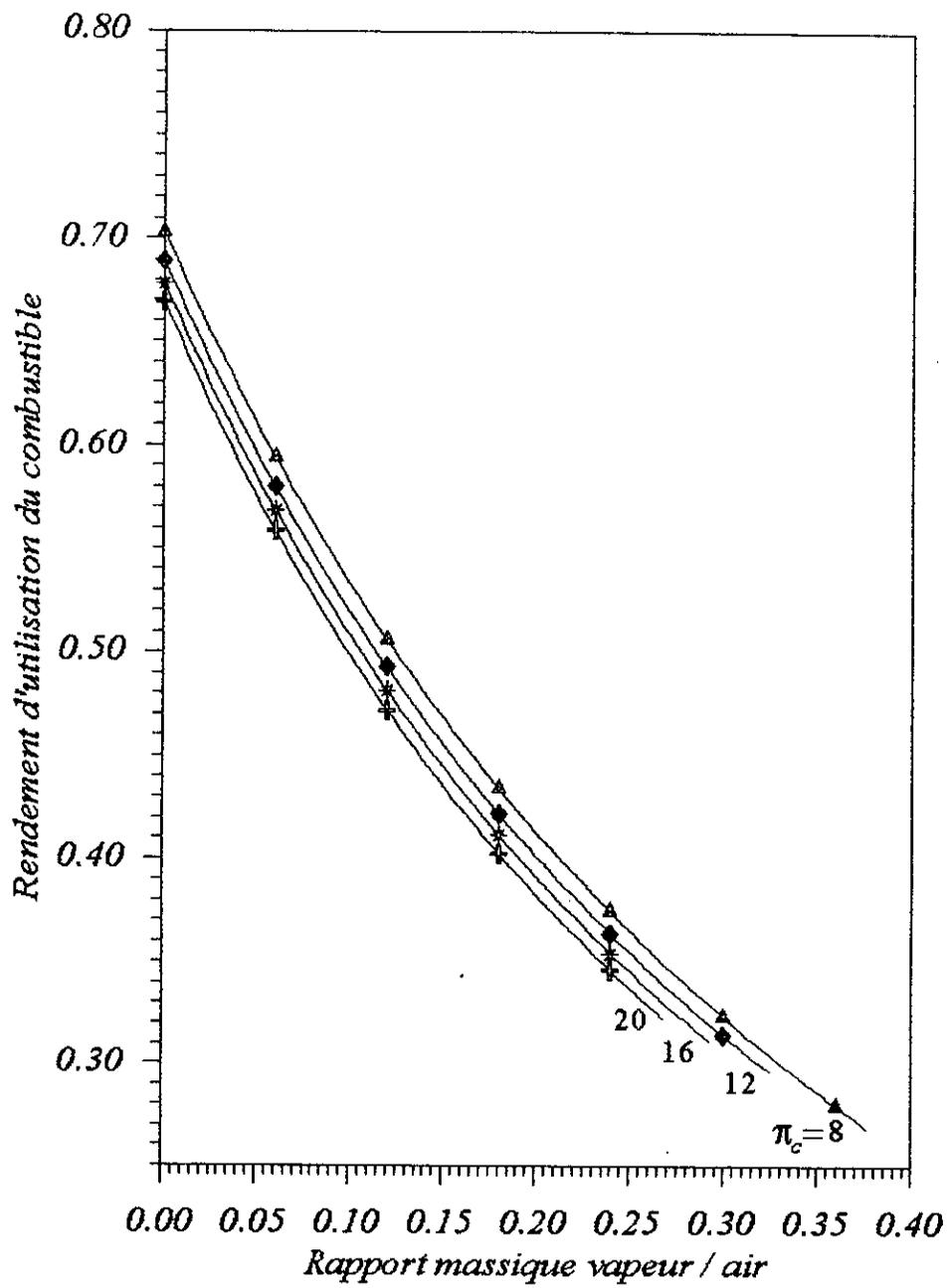


Fig 3.13 : Influence du taux de compression sur le rendement η_{uc} du cycle d'une TAIV à cogénération ($N=1$)

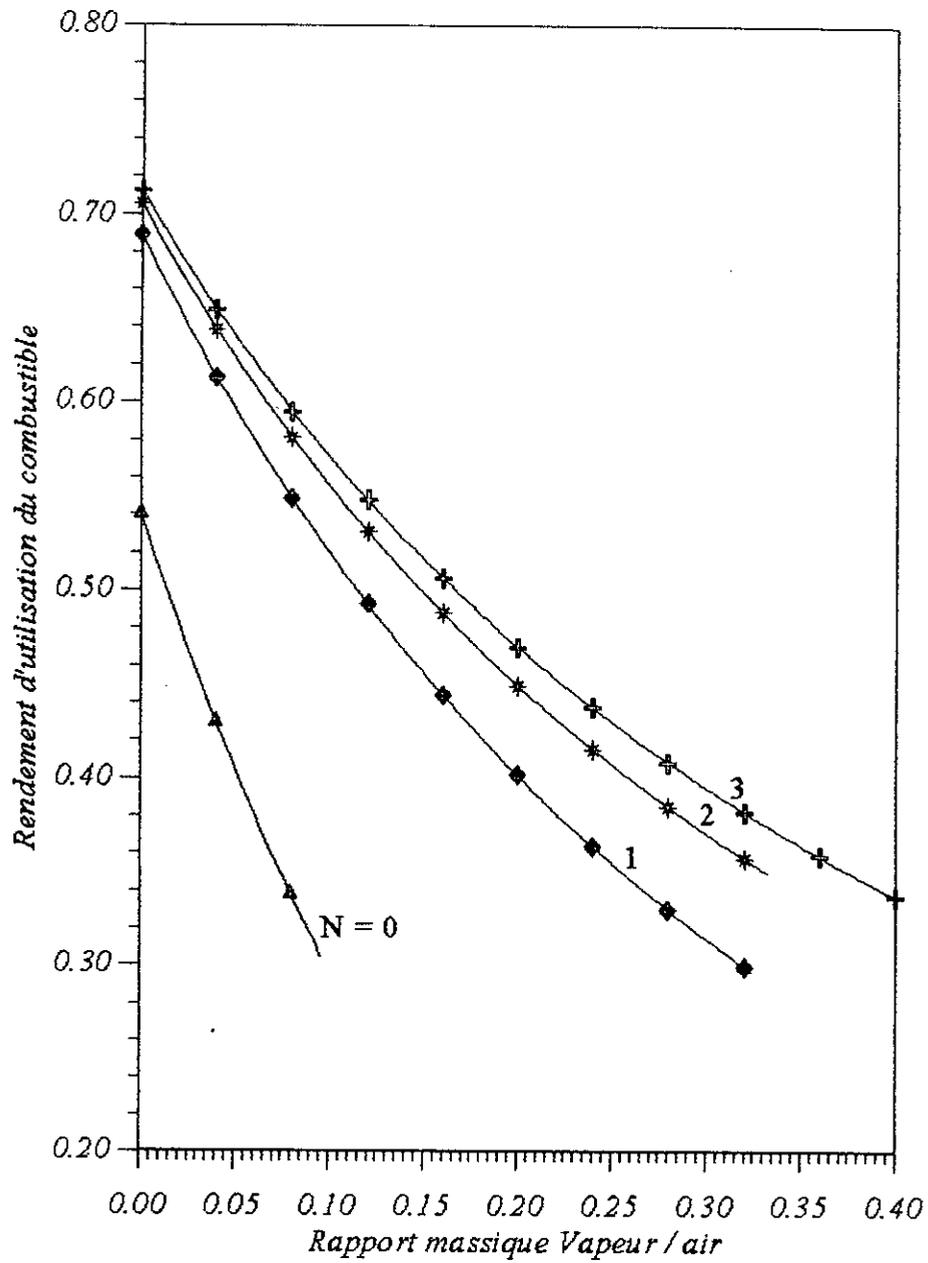


Fig 3.14 : Influence du nombre de réchauffage sur le rendement η_{ut} du cycle de la TAIV à cogénération ($\pi_c=12$)

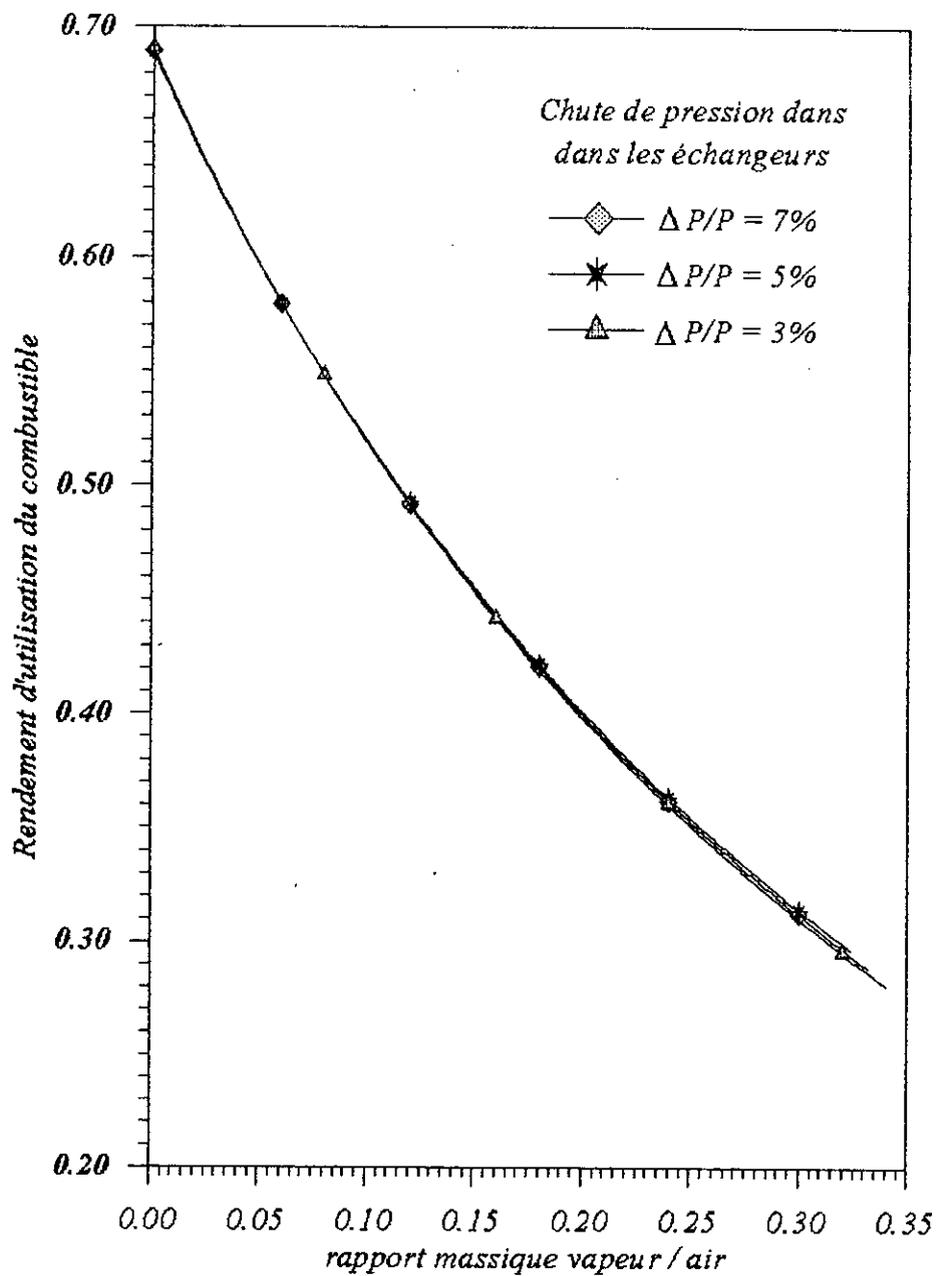


Fig. 3. 15: Influence de la chute de pression sur le rendement η_{ut} du cycle d'une TAIV à cogénération

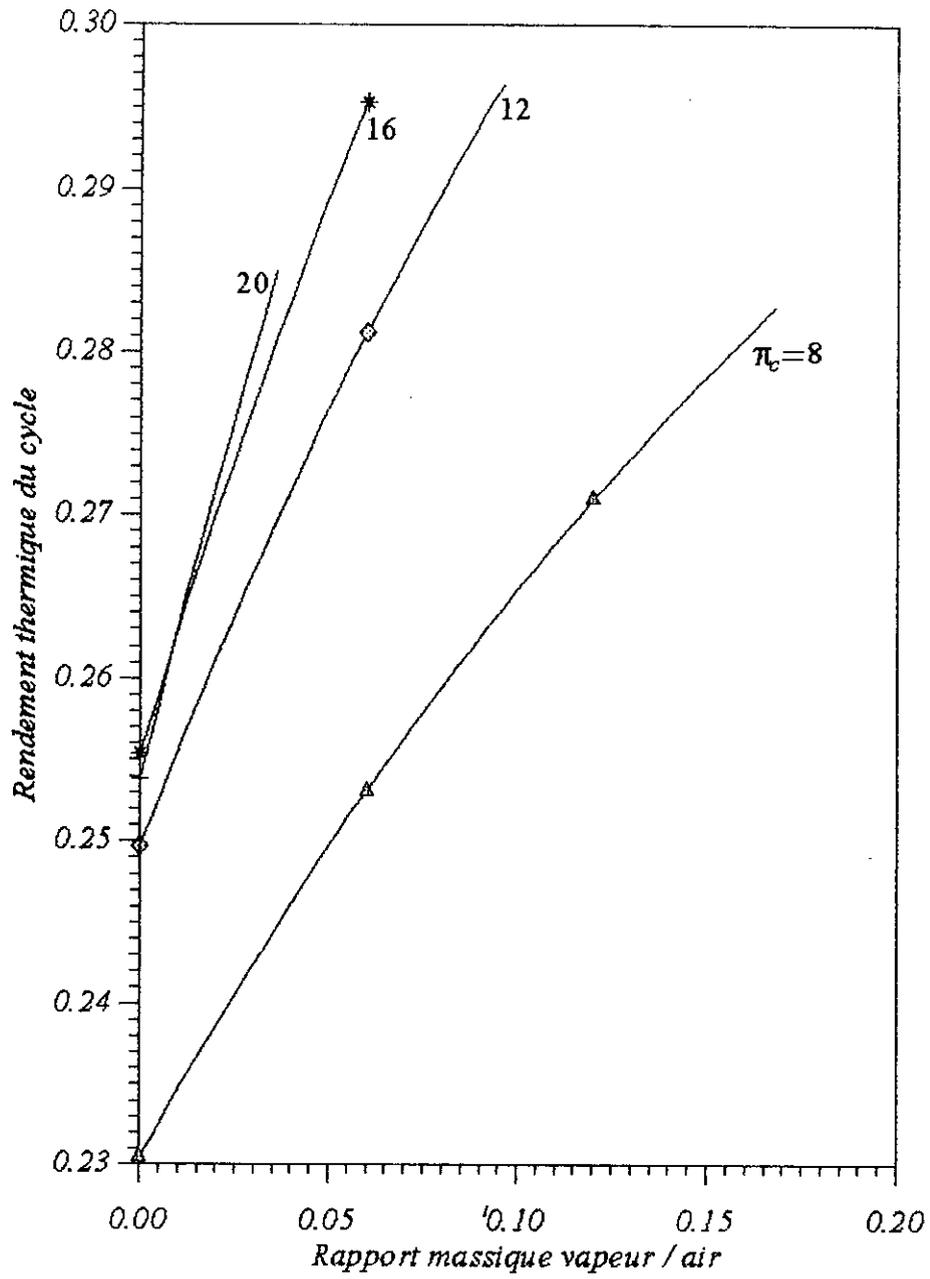


Fig 3.16 : Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle d'une TAIV ($\pi_c=12$, $N=0$)

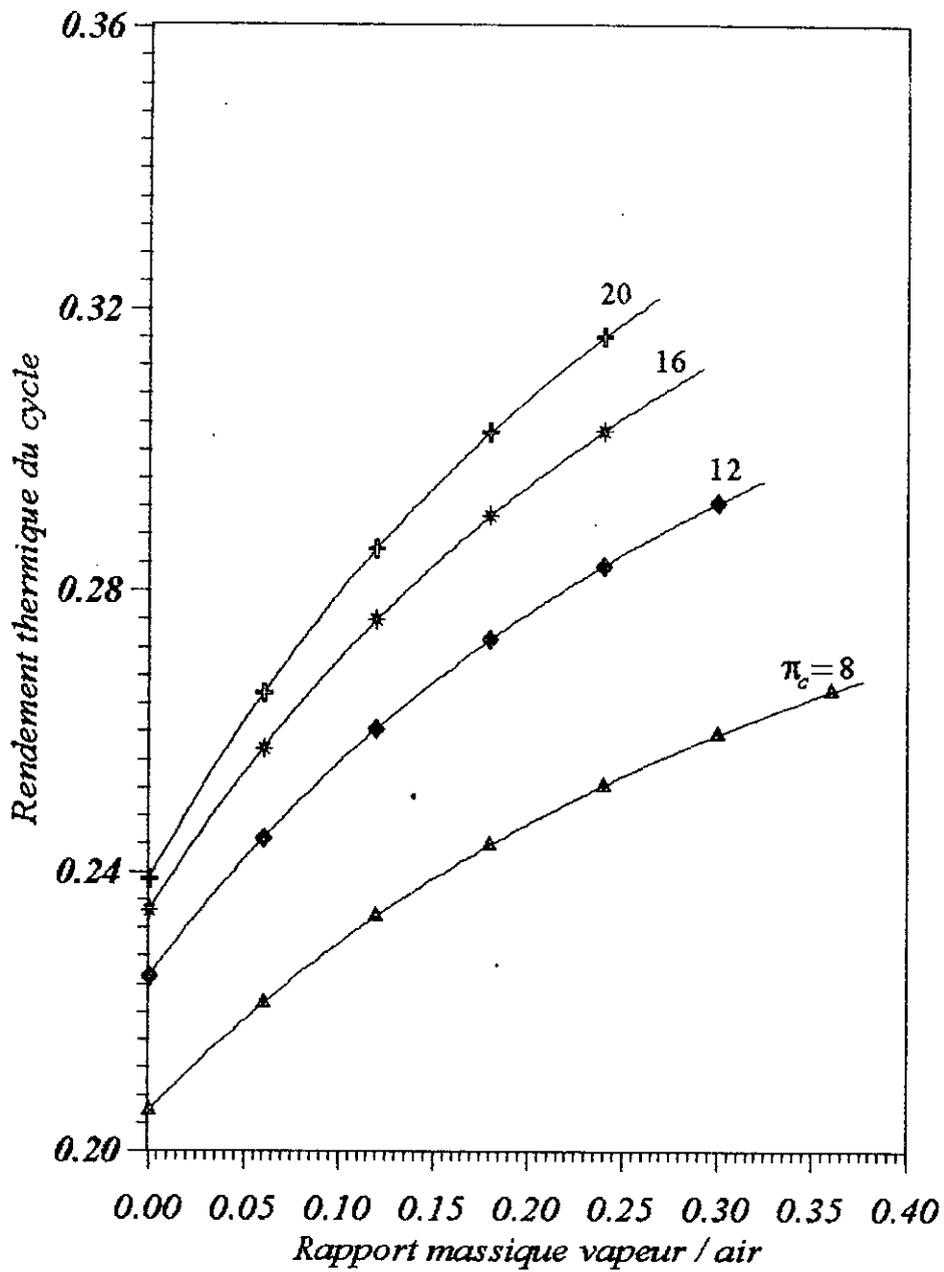


Fig 3.17 : Influence du taux de compression sur le rendement thermique du cycle d'une TAIV ($N=1$)

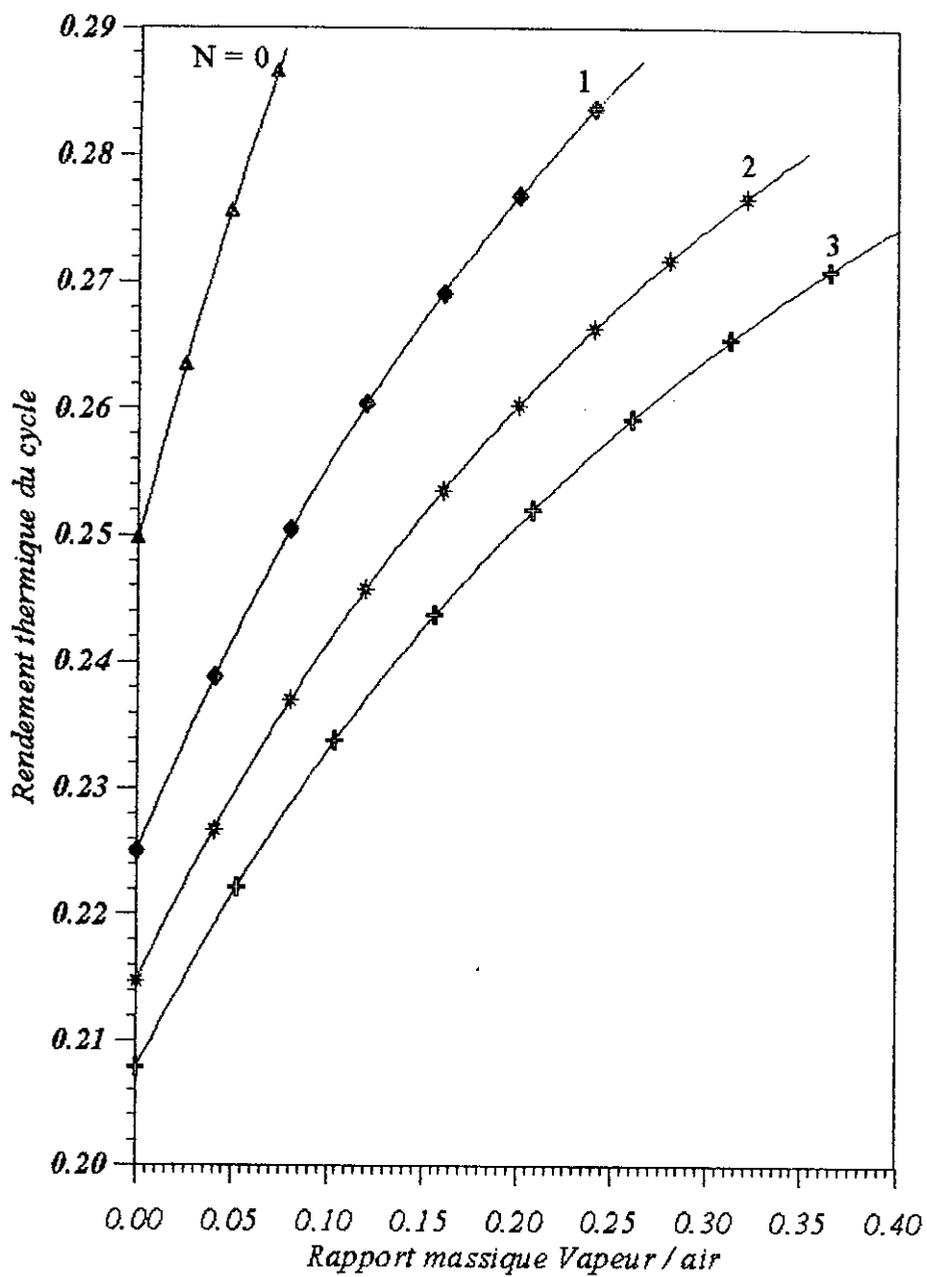


Fig 3.18 : Influence du nombre de réchauffage sur le rendement η_{th} du cycle de la TAIV à cogénération ($\pi_c=12$)

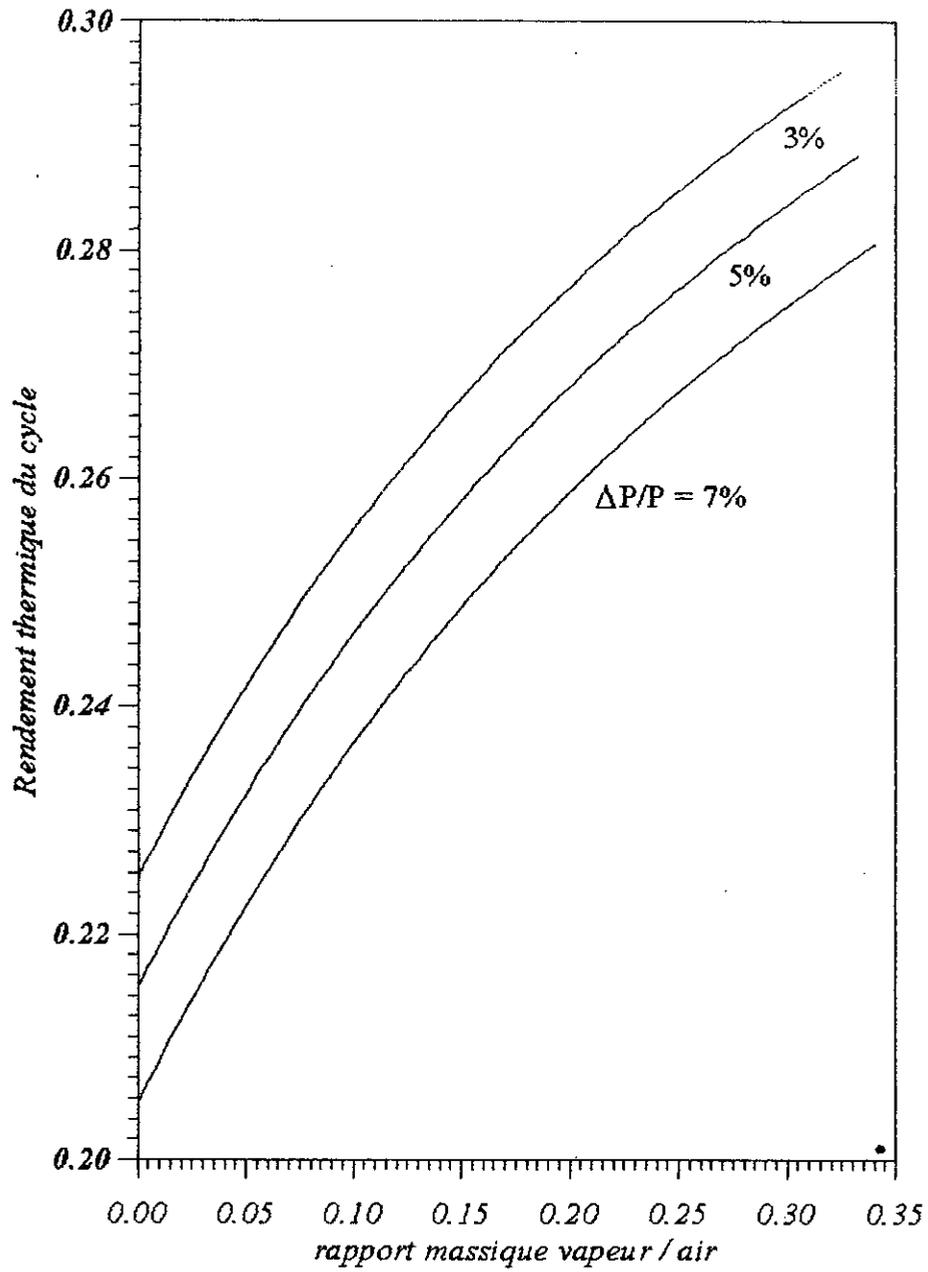


Fig. 3.19 : Influence de la chute de pression sur le rendement thermique d'une TAIV ($N=1, \pi_c=12$)

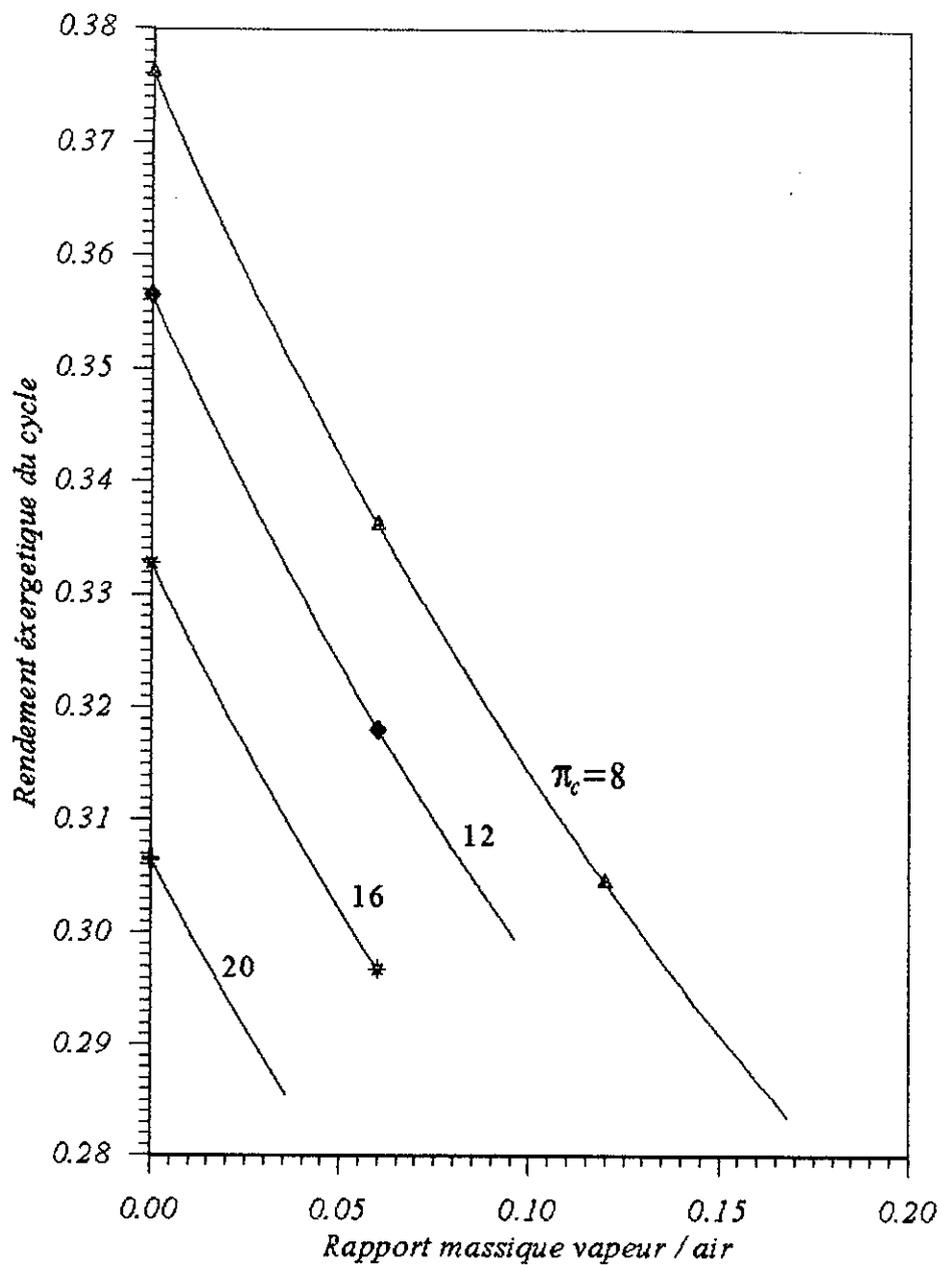


Fig 3.20 : Influence du taux de compression sur le rendement η_{II} du cycle de la TAIV à cogénération ($N=0$)

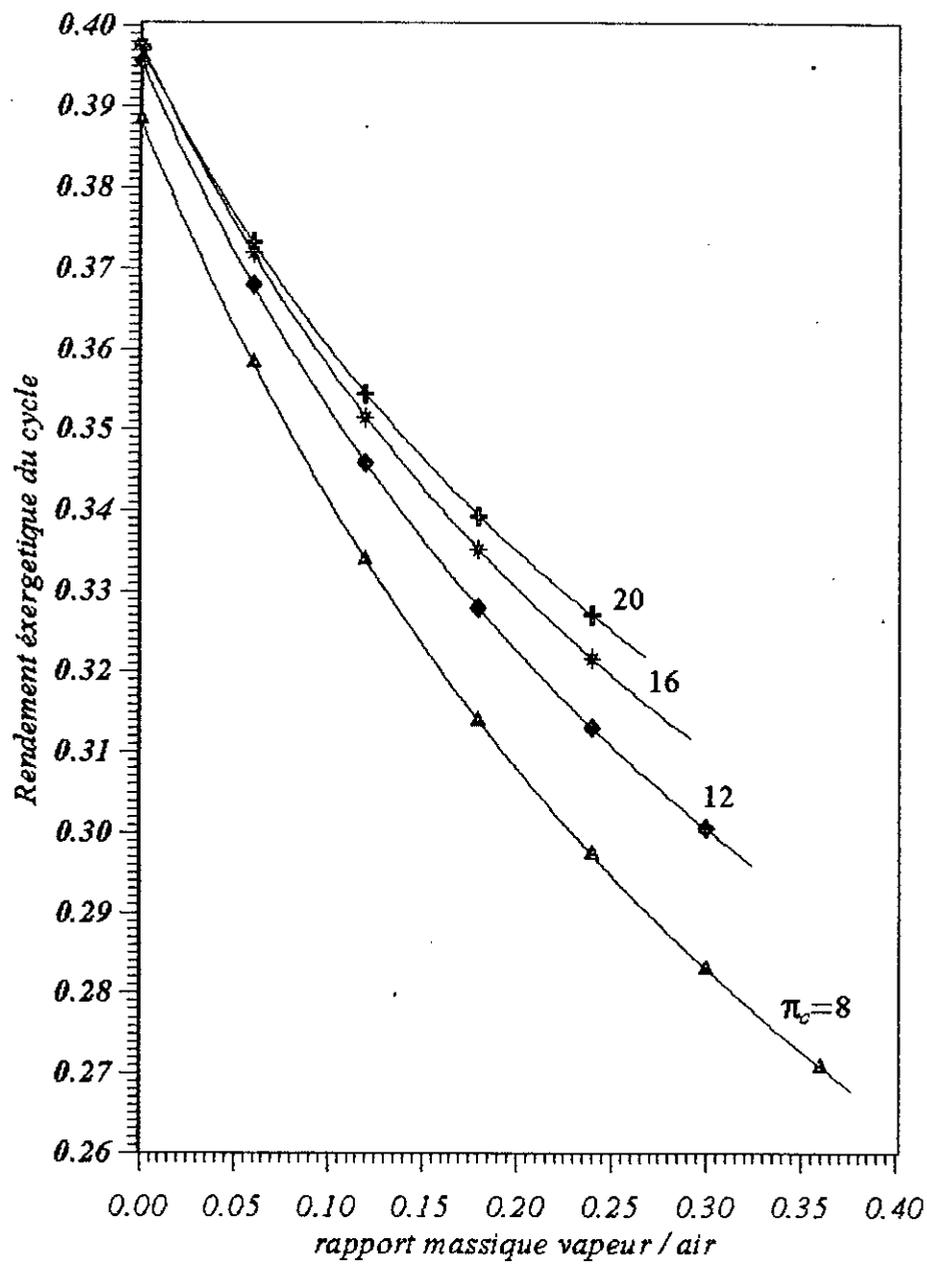


Fig 3.21 : Influence du taux de compression sur le rendement η_{II} du cycle de la TAIV à cogénération ($N=1$)

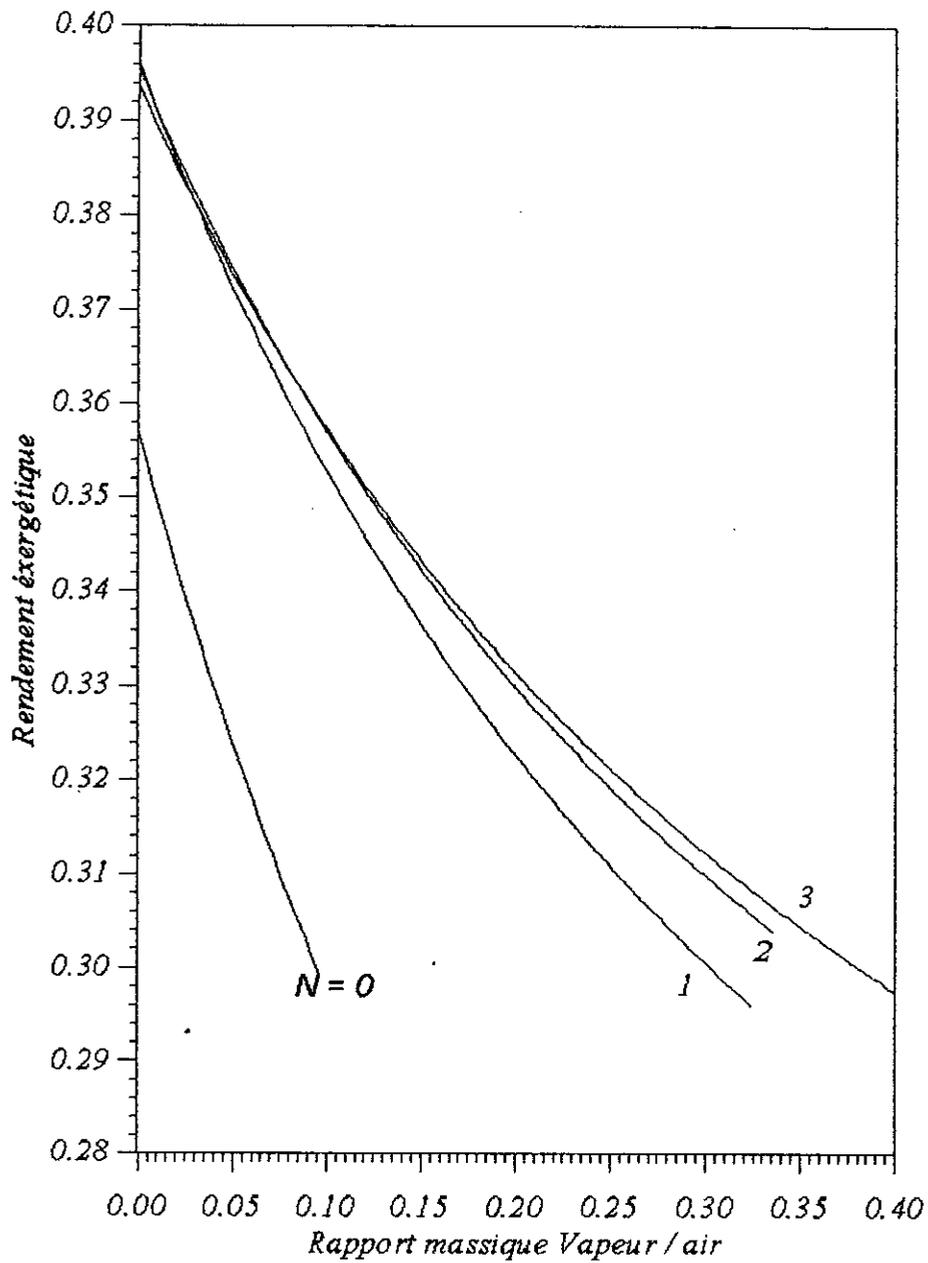


Fig 3.22 : Influence du nombre de réchauffage sur le rendement exergetique d'un cycle de TAIV à cogénération

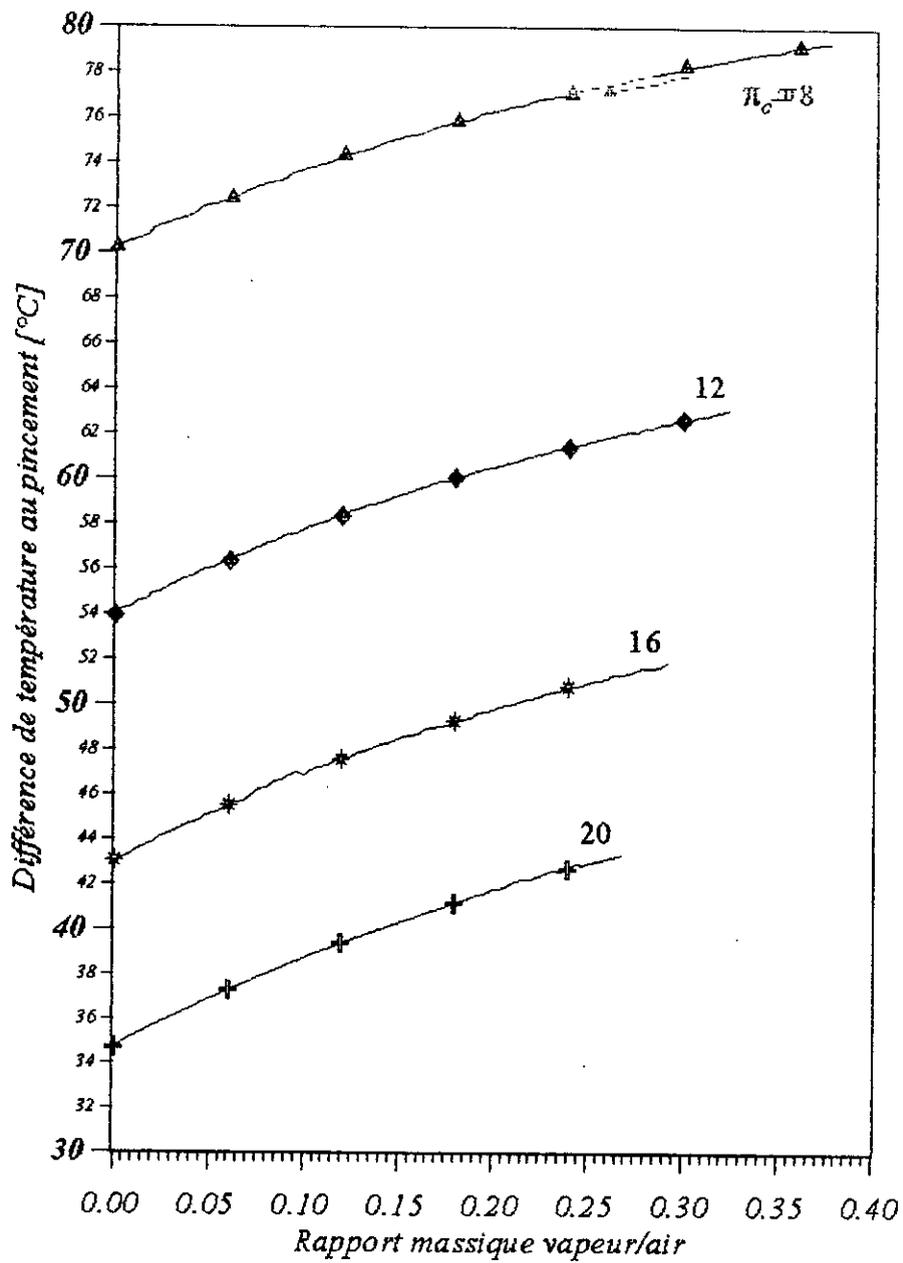


Fig 3.23 : Influence du taux de compression sur ΔT_{pp} au GVR du cycle d'une TAIV à cogénération ($N=1$)

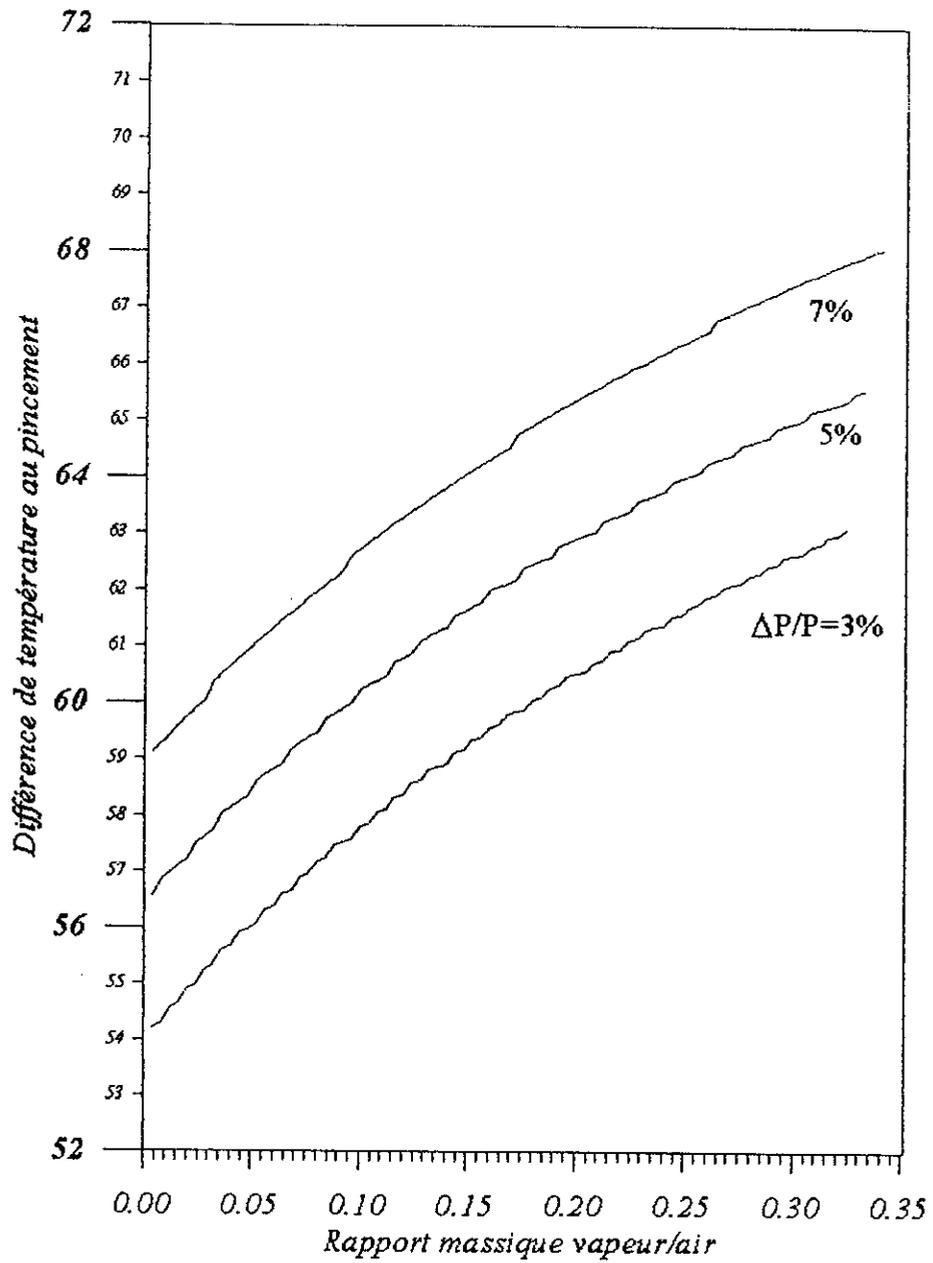


Fig. 3.25 : Influence de la chute de pression dans les échangeurs sur ΔT_{pp} ($\pi_c=12, N=1$)

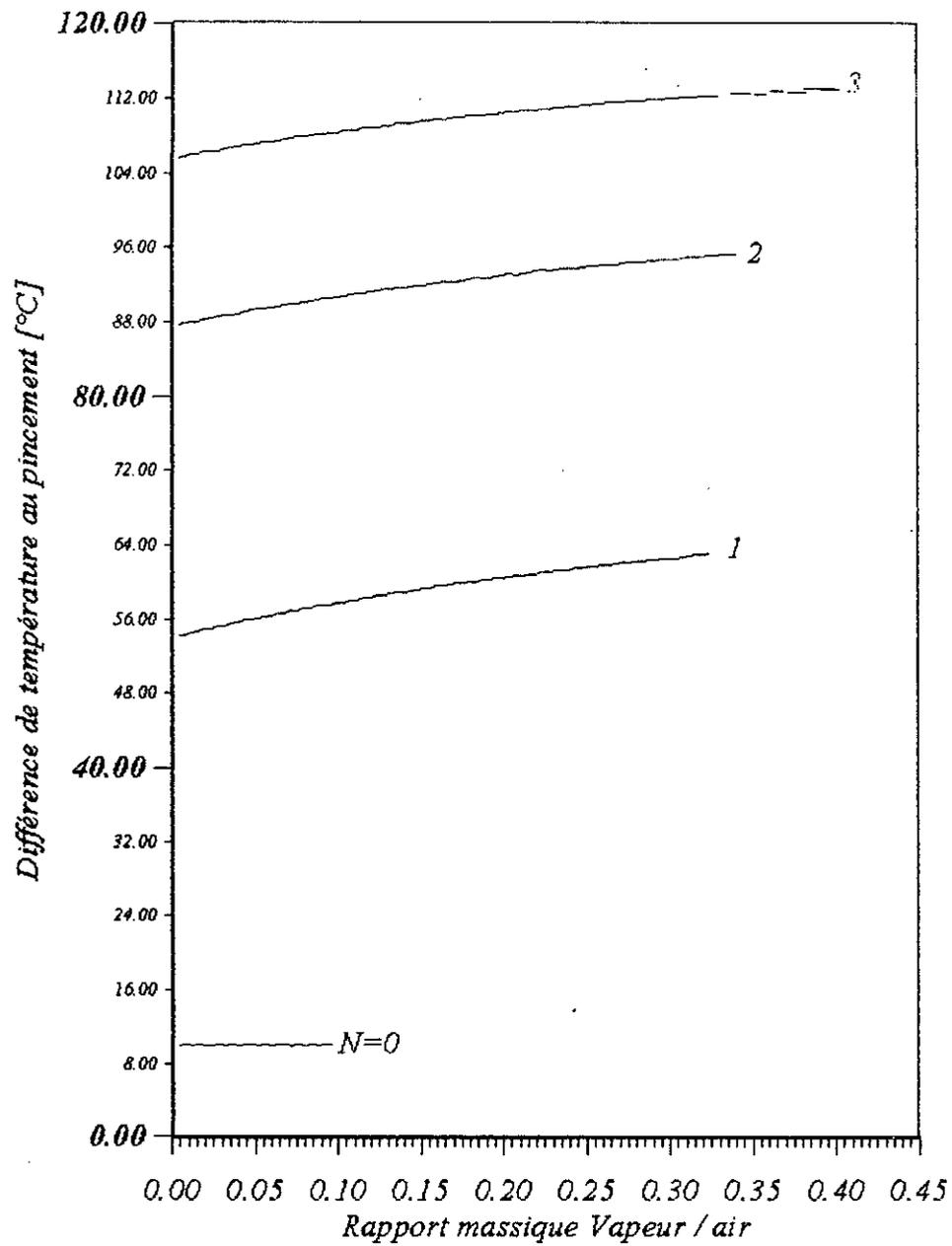


Fig. 3.25 : Influence du nombre de réchauffage sur ΔT_{pp} au GVR du cycle de la TAIV ($\pi_c=12$)

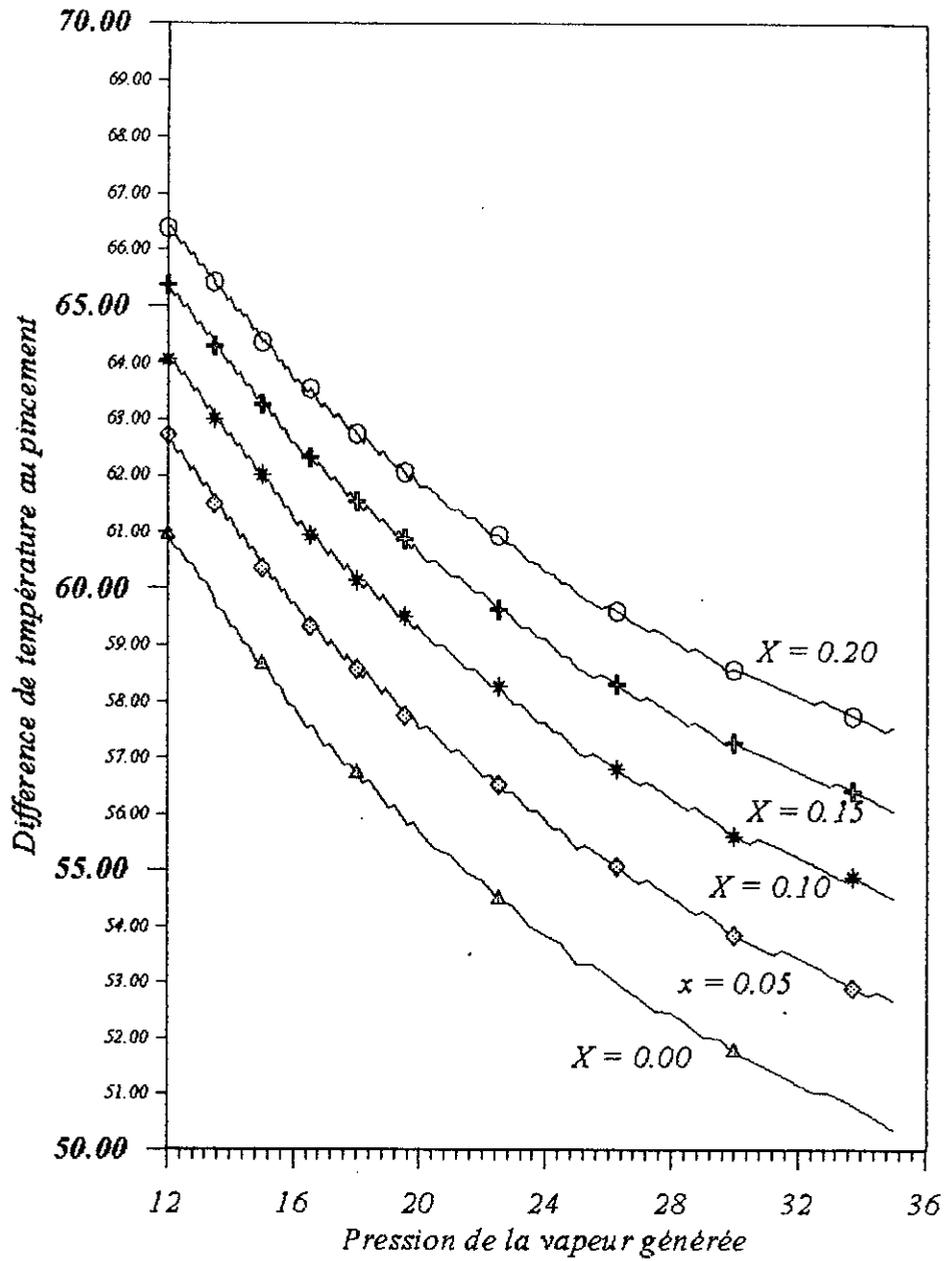


Fig. 3.26 : Influence des caractéristiques de la vapeur sur

ΔT_{pp} au GVR d'une TAIV à cogénération ($\pi_c=12, N=1$)

$$(T_{2s} = T_{sat} + 30^\circ\text{C})$$

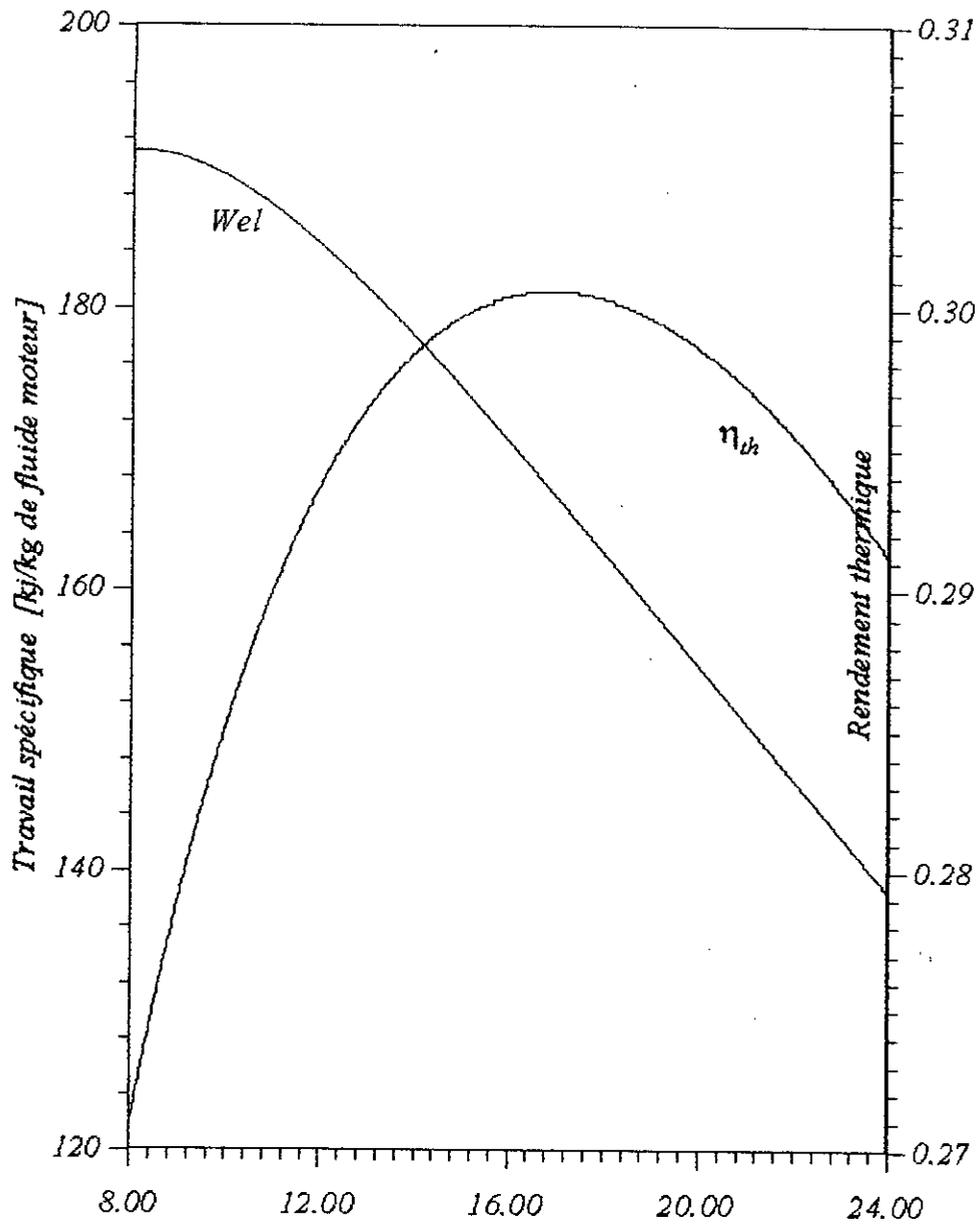


Fig. 3.27: Influence du taux de compression sur les caractéristiques d'une TAG ($T_{max} = 927^{\circ}C$)

CHAPITRE IV

Unité CELPAP de Mostaganem

Les résultats obtenus précédemment devraient nous servir de guide dans le choix des conditions de fonctionnement adéquates pour une centrale de TAV proposée pour équiper l'unité de papier et de cellulose de Mostaganem, actuellement pourvue d'une centrale classique munie d'une TAV à condensation et soutirage.

En 1974 et après cinq années de travaux, l'unité de papier et cellulose de Mostaganem a été livrée clefs en mains à la compagnie nationale "SONIC", aujourd'hui "CELPAP".

S'étendant sur une surface de 57 Ha et employant un peu plus de 600 travailleurs, cette unité a été conçue pour produire à partir de l'Alfa, de la pâte de cellulose et du papier à base de cette dernière. Cette unité était destinée à produire 200t de pâte de cellulose par jour ; 140t étaient destinées à être écoulées sur le marché, et 60 autres tonnes serviraient pour la production de 100 T de papier.

Le complexe se compose d'un certain nombre d'ateliers spécialisés qu'on pourrait classer en deux sous ensembles: fabrication et utilités.

La première catégorie a la charge de la production de pâte cellulose et de papier, et comprend les ateliers suivants:

- Atelier de préparation de l'alfa;
- Atelier de cuisson et lavage;
- Atelier d'épuration;
- Atelier de préparation des adjuvants;
- Atelier de la machine à papier (MAP);
- Atelier de finition;

La deuxième est chargé d'une part de fournir aux ateliers ci-dessus produits chimiques, eaux traitées et énergie, et d'autre part d'assurer les différents travaux de maintenance. Elle englobe notamment:

- L'atelier de traitement des eaux;
- L'atelier de l'électrolyse;
- L'atelier de caustification;
- Différents ateliers de maintenance (mécanique, chaudronnerie...);

- Une centrale thermique;

Par ailleurs, l'unité produit de la chaux dans un autre atelier spécialisé.

L'alfa, végétal steppique, subit dès sa réception une série de transformations, chimiques pour la plupart, dans différents ateliers et dont la caractéristique principale est qu'elles font ressortir en fin de cycle la pâte cellulosique et un combustible, utilisé pour la production d'énergie.

Mais avant de détailler les différentes étapes du process, il nous paraît utile de présenter l'atelier de traitement des eaux vu l'importance du rôle qu'il joue dans le process et afin d'introduire quelques termes de nature à nous familiariser avec l'usine.

IV-1 : LE TRAITEMENT DES EAUX:

L'industrie du papier est l'une des industries qui utilise une très grande quantité d'eau. Celle là doit cependant subir des traitements d'épuration avant son utilisation pour éviter toute conséquence qui pourrait s'avérer fâcheuse pour le matériel.

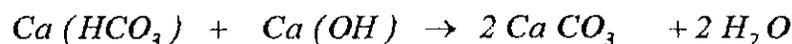
L'usine est alimentée par trois sources:

- Oued Chélef, situé à environ 13 km de la ville
- L'eau provenant de forage à Yanarou, se trouvant à environ 10 km de Mostaganem
- Le barrage de Fergoug, à environ 40 km à l'ouest du complexe.

L'alimentation est normalement assurée par la première source, toutefois si le niveau des eaux y est trop bas, on se branche sur les canalisations acheminant l'eau depuis le barrage de Fergoug. Les eaux souterraines de Yanarou quant à elle ne servent qu'en cas de demande élevée (pointe).

Dès leur admission dans le complexe, les eaux passent par une série d'opération d'épuration dont notamment:

- 1- La décantation : opération physique de séparation par gravité des suspensions solides.
- 2- La décarbonation: c'est une opération qui consiste en l'élimination des sels dissous sous forme de bicarbonates, essentiellement de calcium et de magnésium par injection de chaux et ce, suivant les deux réactions suivantes:



- 3- La floculation: a pour but de rassembler toute les particules des précipités formés au cours de la deuxième opération. Pour ce faire, on utilise du chlorure ferrique (un coagulant) et un polyélectrolyte.

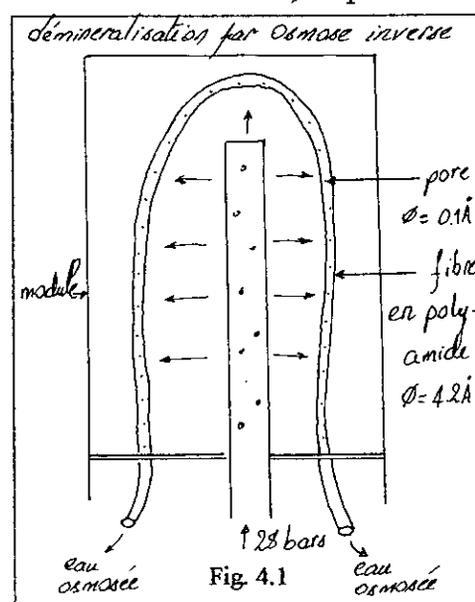
La décantation et la floculation se produisent dans un décanteur où se déposent tous les précipités formés, et qui sont évacués par raclage vers la mer.

- 4- La filtration: avant de passer aux filtres, l'eau est désinfectée par addition dans le décanteur d'une quantité d'hypochlorite de soude. Le filtre utilisé est un grand bac contenant des buselures recouvertes d'une couche de sable de 80 cm d'épaisseur et qui permet de retenir toute les particules fines qui ont échappé à la décantation.

L'eau filtrée est destinée soit au lavage des sols, soit au refroidissement des pompes, ou encore à un traitement ultérieur.

- 5- La déminéralisation partielle (par le procédé d'osmose inverse): opération réalisée dans des modules renfermant des microfiltres réalisés en fibres cylindriques à base de polyamide et en forme de U. Ces fibres ont un diamètre intérieur de $0.42A^\circ$ et sont garnies tout au long de leur paroi de pores de $0.1A^\circ$ de diamètre. Avant de passer dans ces fibres, l'eau subit un traitement chimique qui consiste en:

- une addition de sulfites de sodium (Na_2SO_3) pour éliminer l'hypochlorite et les chlorures d'amide et ce, afin d'éviter l'action de ces oxydants sur les membranes sensibles des modules;
- une addition de HCl ramenant le Ph de 8.8 à 6÷7;



- enfin on ajoute de l'exémétaphosphate qui complexifie les sulfates pour éviter leur précipitation sous forme de sulfates de calcium.

L'eau ainsi obtenue est envoyée sous une pression de 28 bar dans les modules où elle passe à travers les porosités latérales des fibres pour ressortir par le diamètre intérieur, figure 4.1. La majorité des sels sont retenus et l'eau est déminéralisée à 90%.

A ce stade, l'eau obtenue est dite partiellement déminéralisée, osmosée ou encore industrielle. Elle sert à la fabrication de l'hypochlorite et du papier mais elle est aussi destinée à subir le traitement ultérieur.

- 6- La déminéralisation totale: Le ph de l'eau osmosée est d'abord ajusté à 7÷8 par addition d'une solution de soude. Cette eau est ensuite envoyée vers des résines cationiques et anioniques où l'on réduit les différents ions des sels encore présents dans l'eau, pour que cette dernière sorte pure à pratiquement 100%, condition nécessaire pour qu'elle puisse être utilisée sans risque dans les chaudières; elle est dite 'déminéralisée totalement'.

La régénération des échangeurs cationiques et anioniques s'effectue à l'aide de soude caustique et d'acide sulfurique respectivement.

IV-2 : CIRCUIT PRODUCTION

Revenons à la transformation du végétal. La figure 4.2 représente une synoptique du process de fabrication de la pâte et du papier.

La première opération de fabrication consiste à débarrasser le végétal des poussières contenues dans les parties intérieures des feuilles, à l'aide d'un courant d'air, qui passera à travers des filtres avant d'être renvoyé dans l'atmosphère.

L'opération suivante a pour objectif de découper le végétal et de le débarrasser des déchets métalliques à l'aide d'électroaimants, juste avant de l'envoyer à la cuisson.

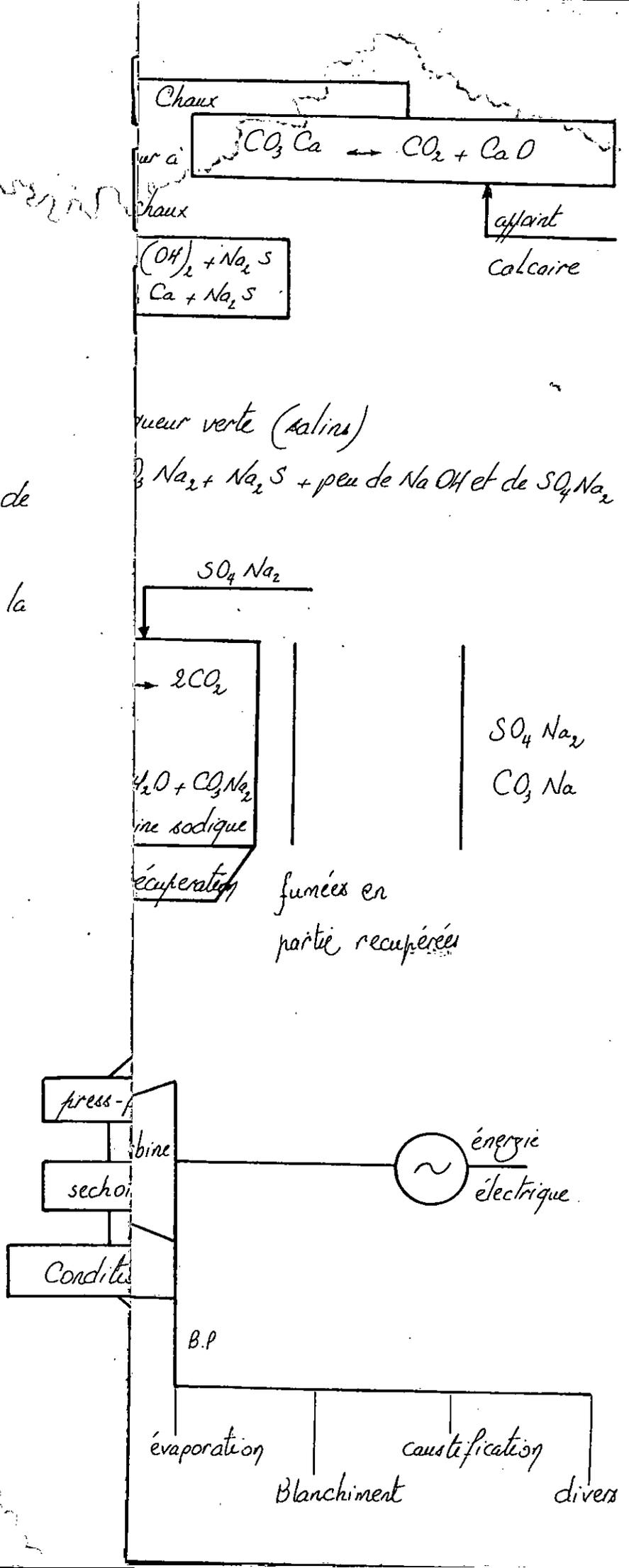
La cuisson:

Opération de base dans l'industrie du papier, elle transforme le végétal en matière cellulosique fibreuse par cuisson à la vapeur et une solution de soude de 120 g/l.

L'alfa qui arrive à la cuisson est chargée d'air. Elle en est débarrassée et est stockée

Fabrication

fig 4. 2: Circuit de production et la force motrice à la Celpap



dans des silos pour éviter les ruptures de stock. L'air est lavé dans le souci de prévenir la pollution du milieu ambiant.

Un des résultats les plus importants de la cuisson est la production de liqueur noire qui pourrait servir de combustible si elle est assez dense; c'est essentiellement un mélange de lignine et de soude. En fin de cuisson elle forme une solution dans laquelle baignent les fibres de cellulose; elles sont séparées par tamisage mais il restera encore beaucoup de liqueur prisonnière dans les fibres. C'est la raison qui fait que le lavage de la pâte est nécessaire. Le lavage se fait d'abord à la liqueur noire elle même puis à l'eau industrielle.

La cuisson en chiffres ⁽²⁾:

débit d'alfa à 12% d'humidite	26.26 t/h
production de pâte	11.58 t/h
consommation de vapeur M.P	1.5 t/t de pâte
consommation d'eau filtrée	7.6 t/t de pâte
consommation d'eau industrielle	8.8 t/t de pâte
production de liqueur noire à 15%	2.0 t/t de pâte

La concentration de liqueur noire est donnée en pourcentage de matières sèches.

Après lavage on aura ⁽²⁾:

pâte à 12%	11.51 t/h
liqueur noire à évaporer à 15%	8.80 t/t de pâte (125 ⁽¹⁾ t/h à 12%).
consommation en eau industrielle	3.40 t/t de pâte
condensats pollués	6.80 t/t de pâte

Il est recommandé à ce stade de ne pas dépasser les 30% en concentration de la liqueur noire car la viscosité de celle-ci est particulièrement élevée et risquerait d'entarter les conduites.

Machine à papier:

La pâte obtenue au lessivage (lavage) est épurée puis soumise à différents traitements chimiques dans le but de la blanchir. Elle est principalement destinée à être commercialisée ; on la fait alors passer à travers le presse-pâte pour la débarrasser de son eau avant de la sécher dans des échangeurs alimentés à la vapeur. Toutefois, une partie de cette production est destinée à la manufacture du papier.

papier.

Le cycle de production de papier commence dans un grand bassin où à la pâte d'alfa en solution, dont les fibres sont courtes, on ajoute les fibres longues importées de l'étranger, pour les dissoudre; on y ajoute éventuellement des chutes de papier provenant des ateliers de transformation de papier. Le tout est ensuite propulsé vers un cuvier pour épuration, opération suivie par l'addition dans une autre cuve d'autres adjuvants dont:

- la colle: pour coller les fibres de pâte et former une sorte de matrice.
- des sulfates d'alumine: pour précipiter la colle en excès.
- du kaolin: matière utilisée pour combler les vides existant entre les fibres et donner à la feuille une certaine continuité.

Le mélange passe ensuite à travers une série de raffineurs avant d'atteindre la machine à papier où il sera débarrassé d'une grande partie de son eau au moyen de ce que l'on appelle les caisses sous vide. La feuille de papier prend alors forme mais reste encore très humide; on la fait alors passer par une presse qui ramène son humidité à 60%. Vient ensuite la section de séchage consistant en une série de cylindres parcourus par de la vapeur B.P., et qui permet d'atteindre des degrés de siccité de l'ordre de 90÷95%.

IV-3 : FORCE MOTRICE:

Lors de la conception du complexe, il était prévu que celui-ci dispose de sa propre centrale thermique, pour subvenir à ses besoins d'énergie électrique et thermique. Cette option a d'autant plus été consolidée par la disponibilité de la liqueur noire; l'idée maîtresse du projet a été donc la récupération.

IV-3-1 : Fonction de la centrale thermique

"La Centrale Thermique" est destinée à fournir aux différents ateliers de l'usine la chaleur et l'énergie dont ils ont besoin pour leur fonctionnement. La chaleur est distribuée sous forme de vapeur à moyenne ou basse pression.

- La vapeur "moyenne pression" 13 bar, 198°C, alimente essentiellement les lessiveurs de cuisson, le séchoir à cellulose et le réchauffeur d'air de la liqueur noire.

- La vapeur "basse pression" 4,5 bar abs, 150°C, alimente la machine à papier, l'évaporation, et les divers systèmes de réchauffage d'air ou de liquide.

L'énergie est transportée aux différents points d'utilisation par le réseau intérieur de l'usine sous une tension triphasée de 5500v. Cette énergie est ensuite redistribuée aux différents moteurs à partir de sous-stations de transformation qui abaissent la tension de distribution de 5500 à 380 V. Toutefois, certains moteurs de grosse puissance (>180 kW) sont alimentés directement à partir du réseau 5500 V.

Du point de vue "Thermique", le rôle de la centrale consiste essentiellement à produire de la vapeur aux pressions et températures convenables pour le processus de fabrication, et à maintenir les caractéristiques de cette vapeur dans les limites de pression et de température exigées.

De même, du point de vue "Electrique", l'équipement de la Centrale, assure le maintien de la tension et de la fréquence à des valeurs constantes, pour l'alimentation du réseau 5500V, en dépit des variations de charge de l'usine.

Des relais de protection appropriés permettent également de limiter les surintensités sur les lignes de distribution en cas de perturbation dans les sous-stations, ou de courts-circuits sur les réseaux de distribution.

Enfin, grâce à un ensemble d'appareils indicateurs et enregistreurs, la Centrale permet de contrôler les quantités et les valeurs caractéristiques de la vapeur et de l'énergie produites et distribuées.

IV-3-2 : Production simultanée de vapeur et d'énergie par groupe turbo-alternateur à soutirage et condensation

La production simultanée d'énergie et de vapeur moyenne et basse pression est obtenue par un groupe turbo-alternateur fonctionnant de la façon suivante :

-La vapeur haute pression produite par la chaudière à liqueur noire et les chaudières à gaz est détendue dans le corps primaire de la turbine jusqu'à 4.5 bar absolu; Une prise de soutirage, placée entre le deuxième et le troisième étage de détente, permet d'obtenir la vapeur moyenne pression à une pression intermédiaire entre la pression d'alimentation du premier étage et la pression d'échappement à 4.5 bar. La vapeur non utilisée par le réseau basse pression est dirigée vers le corps

Admission de vapeur haute pression						Puissance électrique produite (kw)
92 T/h à 42 bars abs. 430°C						
(Enthalpie 782 kcal/kg)						négligeable
sortie de vapeur	pression (bar abs)	Température (°C)	Enthalpie (kcal/kg)	Débit		
Labyrinthe				T/h	Th/h	

soufflage M.P.	13.8	308	730	30.4	22.192	1.740
----------------	------	-----	-----	------	--------	-------

Soufflage B.P.	4.5	196	681	53.5	36.500	5.900
----------------	-----	-----	-----	------	--------	-------

Condenseur	0.12	50	582	7.9	4.600	1.820
------------	------	----	-----	-----	-------	-------

300 m³/h eau réchauffée de 25 à 40 °C (4205 Th/h)

Condensats 7.9 T/h à 50° 395 Th/h

Fig 4.3 - Diagramme d'utilisation de la chaleur dans le groupe Turbo-Alternateur à l'allure normale (9460 KM)

secondaire de la machine par un jeu de soupapes de réglage. Cette vapeur aboutit au condenseur principal de la turbine.

En résumé, la vapeur circulant dans le corps primaire correspond aux besoins thermiques de l'usine, et la vapeur circulant dans le corps secondaire correspond à l'excédent des besoins d'énergie, par rapport à l'énergie qui serait fournie par le corps primaire fonctionnant tout seul.

Les rotors des corps primaire et secondaire étant portés par le même arbre, c'est la puissance totale qui est transmise à l'alternateur.

La vapeur aboutissant au condenseur cède sa chaleur à l'eau de refroidissement qui est récupérée après chauffage, et en partie réutilisée dans différents ateliers.

Le diagramme de la figure 4.3 représente la répartition de la chaleur introduite dans la turbine, et indique les puissances produites équivalentes.

Remarque:

La turbine a été déterminée pour couvrir les besoins *simultanés* de vapeur et d'énergie de l'usine. *La Centrale ne peut fournir la totalité de l'énergie si la demande des circuits moyenne et basse pression est insuffisante*

Le condenseur permet, dans une certaine mesure de compenser le déséquilibre entre les demandes de vapeur et d'énergie. Sa capacité a été déterminée en fonction de l'arrêt du plus important consommateur de vapeur, c'est-à-dire, l'atelier d'évaporation, soit environ 18T/h. Ceci n'entraîne qu'un faible délestage de charge électrique.

De même, la turbine ne peut alimenter normalement les réseaux moyenne et basse pression, si la charge électrique de l'alternateur est insuffisante. Dans ce cas, le complément de vapeur est fourni par des détendeurs d'appoint à partir du réseau haute pression à 43 bar.

IV-3-3 : Mode de fonctionnement de la centrale:

La Centrale a été conçue pour assurer un fonctionnement absolument autonome de l'usine sans appoint extérieur d'énergie "Sonelgaz".

Toutefois, la présence de ce réseau est nécessaire pendant les périodes d'arrêt ou de démarrage du groupe turbo-alternateur.

L'équipement du groupe a cependant été prévu pour fonctionnement en parallèle avec le réseau extérieur. Cette liaison s'effectue par l'intermédiaire d'un transformateur abaisseur 30/5.5 KV - puissance 1600 KVA. Il est possible, par exemple, en cas de défaillance d'une chaudière, ou si l'on veut limiter la consommation de vapeur condensée en achetant du réseau de distribution extérieur une quantité d'énergie équivalente. Ce fonctionnement n'est toutefois toléré qu'à titre exceptionnel par la Société distributrice "Sonelgaz". En outre, des relais spéciaux ont été prévus pour interdire le renvoi d'énergie de la Centrale vers le réseau extérieur.

En cas d'arrêt du groupe turbo-alternateur, la Centrale fonctionne simplement comme poste de transit et de distribution d'énergie.

Dispositif de désurchauffe

La chaleur transportée par la vapeur venant de la Centrale est cédée, en général, aux différents consommateurs de l'usine par l'intermédiaire d'échangeurs de chaleurs à surface. Le transfert s'effectue par condensation de la vapeur au contact des parois qui la sépare du fluide froid.

Pour que le transfert soit rapide, il faut que la vapeur se trouve au voisinage de sa température de condensation, c'est-à-dire saturée, ce qui ne serait pas le cas si l'on envoyait directement dans les échangeurs la vapeur soutirée à la turbine, ou, à fortiori, les détendeurs d'appoint.

En effet, la vapeur moyenne pression est soutirée à une température de 308°C environ, alors que sa température de condensation n'est que de 191°C.

De même, la vapeur basse pression est soutirée à une température de 196°C environ, alors que sa température de condensation n'est que de 147°C.

L'écart est encore bien plus grand dans le cas de la vapeur haute pression détendue sans production d'énergie dans des vannes.

La vapeur est donc fortement surchauffée et très loin de son point de condensation. Pour la ramener à des caractéristiques convenables pour la fabrication, il faut la refroidir, c'est-à-dire, la "désurchauffer". Ce refroidissement de la vapeur s'obtient par pulvérisation d'eau traitée et dégazée dans les collecteurs de vapeur M.P. et B.P., figure 4.4. L'eau à 105°C est pulvérisée par des tuyères à forte perte de charge, en deux points espacés de quelques mètres pour favoriser

l'homogénéisation de la désurchauffe.

Les températures finales sont contrôlées par des sondes placées, en aval, et qui, par l'intermédiaire de régulateurs commandent l'ouverture de vannes de réglage.

En marche normale, l'eau de désurchauffe est fournie sous pression de 25 bars par une pompe.

En cas de panne, ou d'arrêt de cette pompe, le circuit d'eau de désurchauffe est alimenté depuis le refoulement des pompes alimentaires des chaudières, au travers d'une vanne qui abaisse la pression de 65 à 25 bar sous contrôle d'un régulateur.

IV-3-4 : Caractéristiques de la chaudière à liqueur noire

La chaudière de récupération brûle 12.5⁽¹⁾ T/h de matière sèche en régime normal, et 15T/h en régime de pointe. Le PCS de ce combustible est évalué à 3400 kJ/kg de matière sèche ; à ceci correspond une capacité de vaporisation de 38T/h ⁽¹⁾ d'eau.

Cette chaudière est composée de trois parties: l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur. Deux barillets sont disposés aussi dans les parties supérieure et inférieure de la chaudière.

L'économiseur consiste en un faisceau de tubes verticaux aboutissant aux deux collecteurs ; les tubes sont du type à ailettes longitudinales. Il est disposé par ailleurs des chicanes pour orienter la flux des fumées. Sa surface approximative est de 950m²⁽¹⁾.

L'évaporateur ou le faisceau vaporisant comporte une section de tubes de "coup de feu" protégeant une section de tubes principale. Les tubes sont dudgeonnés sur les tôles du réservoir et la surface est évaluée à 1200 m².

Le foyer est formé d'un écran de tubes à ailettes construit de telle sorte à former à la base un cuvelage supportant la sole réfractaire. Il a pour largeur 4.50 m⁽¹⁾ et pour profondeur 5.20m ⁽¹⁾ ; la hauteur totale de la chaudière de la sole au plafond est de 26m⁽¹⁾.

La chaudière est par ailleurs munie d'un système de désurchauffe pour maintenir la température de la vapeur à (430±10)°C.

Circuit air-fumée

Deux courants d'air alimentent la chaudière:

- L'air primaire ou de combustion à un débit de 16 T/h⁽¹⁾ en marche normale et de 22 T/h en régime maximum ; (30 T/h⁽²⁾).
- L'air secondaire à un débit de 48 T/h⁽¹⁾ en marche normale et de 65 T/h en marche maximale, (60 T/h⁽²⁾).

Sur chaque circuit, se trouve un réchauffeur d'air alimenté en vapeur (M.P. pour le primaire et B.P. pour le secondaire) qui porte la température des flux primaire et secondaire à 160°C et 150°C respectivement.

Le débit des fumées à la sortie de l'évaporateur est de 95 T/h⁽²⁾, leur température à la sortie de l'économiseur est de 260°C ; elle chutera à 150°C au moment de quitter l'évaporateur à cascade. Ces fumées sont très polluantes; en effet leur poids spécifique est de 0.80 kg/m³⁽¹⁾ et elles ont une teneur en poussière allant de 7 à 10g/m³⁽¹⁾

Un dépoussiéreur d'un rendement de 96%⁽¹⁾ est prévu pour réduire tout effet nocif sur l'atmosphère. En fin de parcours, les fumées sont rejetées par une cheminée en béton armé de 50m de haut.

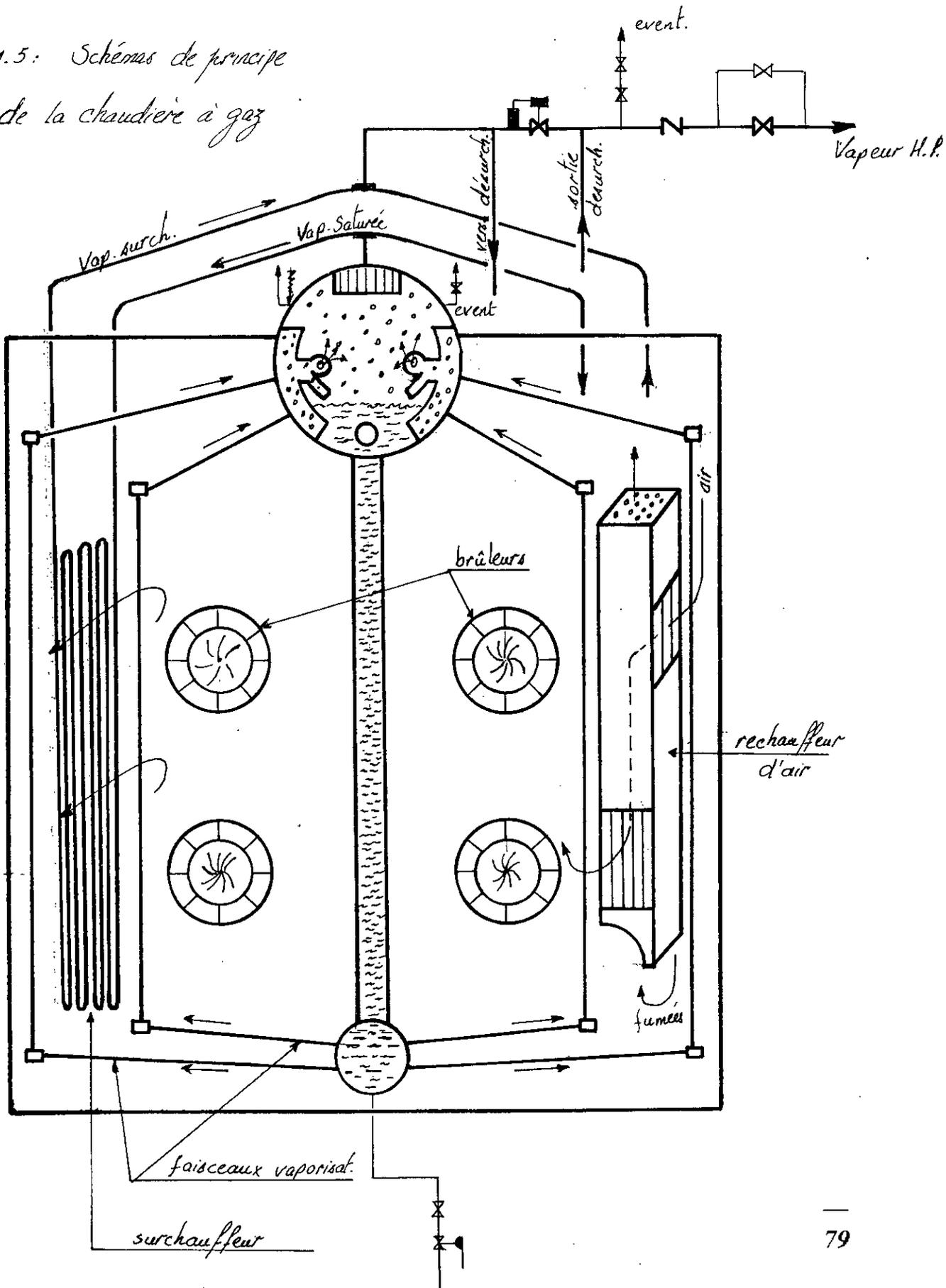
IV-3-5 : Chaudière à gaz:

Il existe dans l'usine deux chaudières à gaz qui sont destinées à fournir au complexe le complément de vapeur non fournie par la chaudière de récupération. Ces chaudières brûlent du gaz naturel pour produire de la vapeur aux caractéristiques de 42 bars effectifs, 440÷460°C. Leur capacité de vaporisation est de 43 T/h⁽¹⁾ en régime normal et de 46 T/h⁽¹⁾ en régime de pointe.

Deux réservoirs sont disposés aux extrémités de chaque chaudière figure 4.5 ; le faisceau vaporisateur, d'une surface totale de 500 m² est composé de tubes verticaux assemblés en panneaux perpendiculaires au parcours des gaz (longueur approximative 4.50 m⁽¹⁾). Chaque panneau comporte une tubulure de dégagement de vapeur d'égouttée sur la réserve supérieur.

A l'extrémité-arrière de la chambre de combustion, le flux de fumées est renvoyé latéralement en deux parcours symétriques sur lesquels sont interposés des

fig 4.5: Schémas de principe de la chaudière à gaz



réchauffeurs. Par ailleurs un désurchauffeur d'une surface d'environ 6 m^2 ⁽¹⁾ est immergé dans le ballon supérieur.

L'air est aspiré par une prise arrière latérale du casing, il parcourt d'abord un circuit de préchauffage formé par l'espace disponible entre la garniture réfractaire et parois du casing, avant de passer à travers des tubulures disposées sur le parcours des fumées (surface d'échange approximative = 500 m^2 ⁽¹⁾)

V : ETAT ACTUEL DES LIEUX:

En 1981 et à peine sept années après la mise en marche du complexe, les ateliers de cellulose étaient pratiquement à l'arrêt par suite de rupture d'alimentation en Alfa. L'activité du complexe entier s'en trouve réduite, mais la conséquence la plus fâcheuse est sûrement celle liée à l'arrêt définitif de la Centrale thermique par suite de la mise hors service de la chaudière de récupération. La Centrale se trouve convertie en un simple transformateur-distributeur acheminant l'énergie électrique, achetée au prix fort à Sonelgaz, vers les différents consommateurs. La vapeur nécessaire au process de transformation de la pâte en papier est principalement de la vapeur B.P. et est obtenue par détente directe H.P. → B.P.

CHAPITRE V APPLICATION

A partir du chapitre consacré à la présentation de l'unité CELPAP, on relève les besoins suivants:

9.46 MW d'énergie électrique;

53.5 T/h de vapeur B.P. (4.5 bar, 196°C) à désurchauffer jusqu'à 150°C.

30.4 T/h de vapeur M.P. (13 bar, 308°C) à désurchauffer jusqu'à 198°C.

Pour déterminer les quantités de vapeur exactes que le cycle proposé doit générer, on doit d'abord calculer avec exactitude les débits de vapeur nécessaires au process; ceci se fera par l'évaluation de la fraction d'eau que l'on doit pulvériser dans les conduits pour désurchauffer et la vapeur M.P. et la vapeur B.P.

1) Circuit de vapeur M.P.:

L'eau pulvérisée doit être totalement déminéralisée et à une température de 105°C, elle doit être aussi en quantité juste suffisante pour ramener les 30,4 T/h de vapeur M.P. de 308°C à 198°C.

Soit α_1 la fraction d'eau pulvérisée par rapport au débit de 30,4 T/h de vapeur M.P.; on peut écrire alors que:

$$h_{mp}^1 + \alpha_1 h_w|_{105} = (1 + \alpha_1) h_{mp}^2$$

avec

$$\begin{cases} h_{mp}^1 = h(13 \text{ bar}, 308^\circ\text{C}) = 3060.47 \text{ kJ / kg} \\ h_{mp}^2 = h(13 \text{ bar}, 198^\circ\text{C}) = 2803.65 \text{ kJ / kg} \\ h_w|_{105} = h_{w \text{ sat}}(105^\circ\text{C}) = 440.15 \text{ kJ / kg} \end{cases}$$

On en déduit:

$$\alpha_1 = 0.0395$$

Ainsi le débit de vapeur M.P. exact requis par les utilisateurs est de:

$$30.4(1+\alpha_1) = 33,70 \text{ T/h.}$$

2) Circuit de vapeur B.P.:

Ici aussi, de l'eau déminéralisée totalement sera pulvérisée à 105°C pour ramener les 53,5 T/h de vapeur B.P. de 196°C à 150°C.

On écrit donc une égalité identique à la précédente pour tirer la fraction d'eau à pulvériser par tonne de vapeur B.P. par heure:

$$h'_{bp} + \alpha_2 h_w|_{105} = (1 + \alpha_2) h_{bp}^2$$

avec

$$\begin{cases} h'_{bp} = h(4.5 \text{ bar}, 196^\circ\text{C}) = 2849.21 \text{ kJ / kg} \\ h_{bp}^2 = h(4.5 \text{ bar}, 150^\circ\text{C}) = 2757.7 \text{ kJ / kg} \end{cases}$$

$$\Rightarrow \alpha_2 = 0.0395$$

et le débit exact de vapeur B.P. qui va à l'utilisateur sera donc de 55,61 T/h.

Ainsi donc, si l'on génère de la vapeur à 250°C et 25 bar, elle doit être en quantité suffisante pour répondre, une fois détendue et désurchauffée, à cette demande.

Calculons la quantité de vapeur que doit produire le cycle de TAIV proposé:

à 250°C et 25 bar la vapeur a une enthalpie $h_{hp} = 2880,1 \text{ kJ/kg}$.

Lorsque la vapeur passe dans une vanne de détente, son enthalpie ne varie pas.

Introduisons les fractions et de l'eau de surchauffe.

On écrit pour la vapeur M.P.:

$$h_{hp} + \alpha'_1 h_w|_{105} = (1 + \alpha'_2) h_{mp}^2$$

$$\Rightarrow \alpha'_1 = 0.0323$$

Pour la vapeur B.P., on a:

$$h_{np} + \alpha'_2 h_w|_{105} = (1 + \alpha'_2) h_{bp}^2$$

$$\Rightarrow \alpha'_2 = 0.0528$$

Et le débit de vapeur que doit générer la station proposée sera donc de:

$$(m_s)_1 = x_1 m_a = \frac{33.70}{1 + \alpha'_1} + \frac{55.61}{1 + \alpha'_2} = 85.485 \text{ T/h}$$

Si l'on suppose que les eaux de retour sont à 105°C le R_{ph} de la station serait de:

$$R_{ph} = \frac{W_{el}}{Q_p} = \frac{9460 \times 1000 / 3600}{85.485(2880.1 - 440.15)} = 0.163$$

Ceci dans le cas où l'installation n'est conçue que pour couvrir les besoins de l'unité CELPAP elle-même. Un regard rapide sur les résultats généraux qu'on a obtenus pour la TAIV, révèle que l'injection de vapeur favorise plutôt la production de travail au dépend de la vapeur, c'est-à-dire qu'elle offre des possibilités intéressantes pour les valeurs du R_{ph} élevées, sont supérieures à 0.40.

L'application des résultats de notre étude à l'unité CELPAP, serait donc tributaire d'une possibilité de vendre de l'énergie électrique à SONELGAZ ou simplement à d'autres utilisateurs potentiels.

Les figures 5.1 à 3 représentent les courbes de performances d'un cycle de TAIV destiné à répondre en priorité aux besoins de l'unité CELPAP, l'excédent d'énergie électrique produite sera vendu à d'autres utilisateurs.

Nous constatons que lorsque le R_{ph} augmente, le rendement thermique croît et le rendement d'utilisation du combustible décroît.

Pour satisfaire à la fois à l'exigence d'une meilleure conversion du combustible

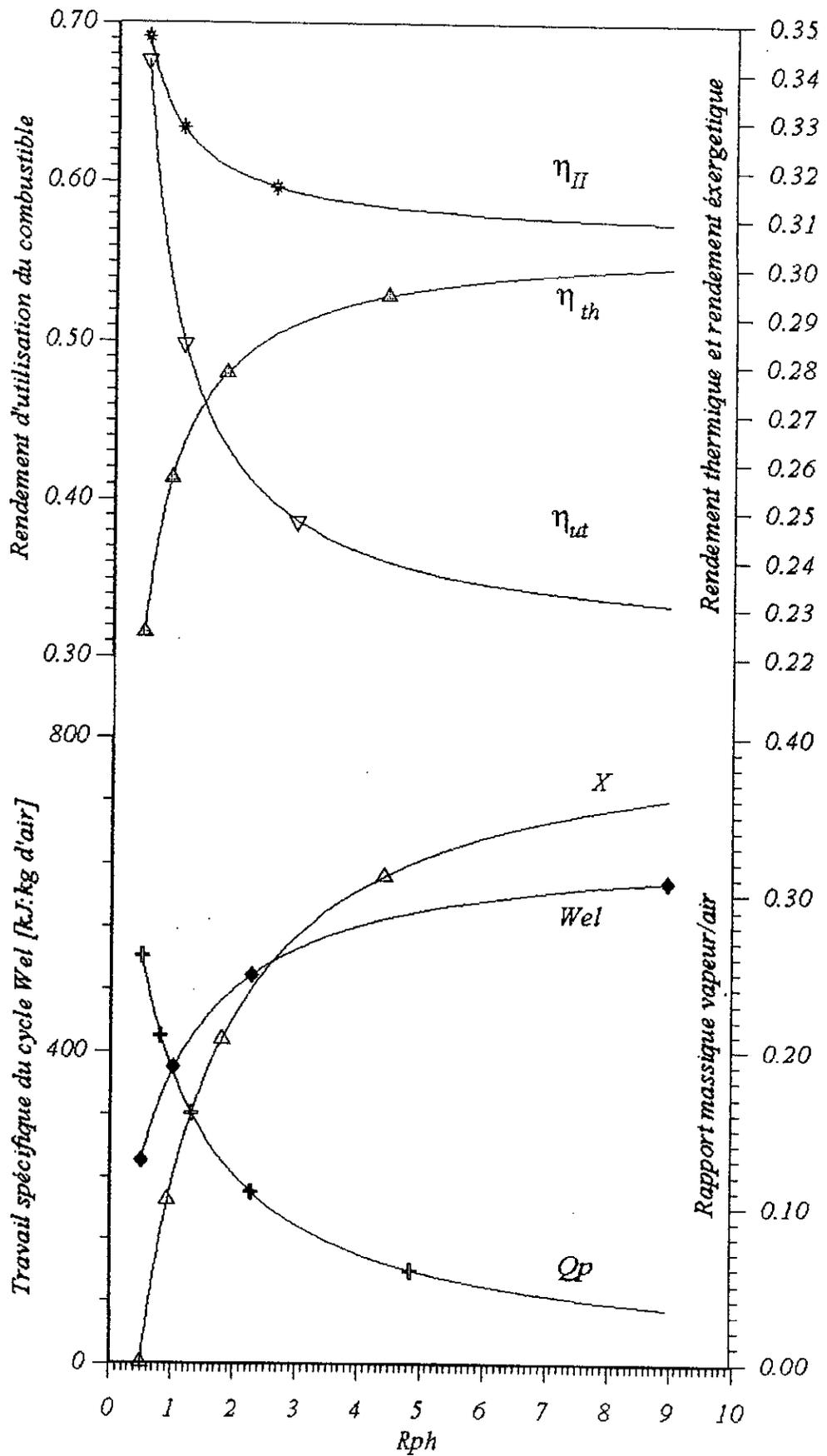


Fig. 5.1 : Influence du Rph sur les caractéristiques de la TAIV (N=1)

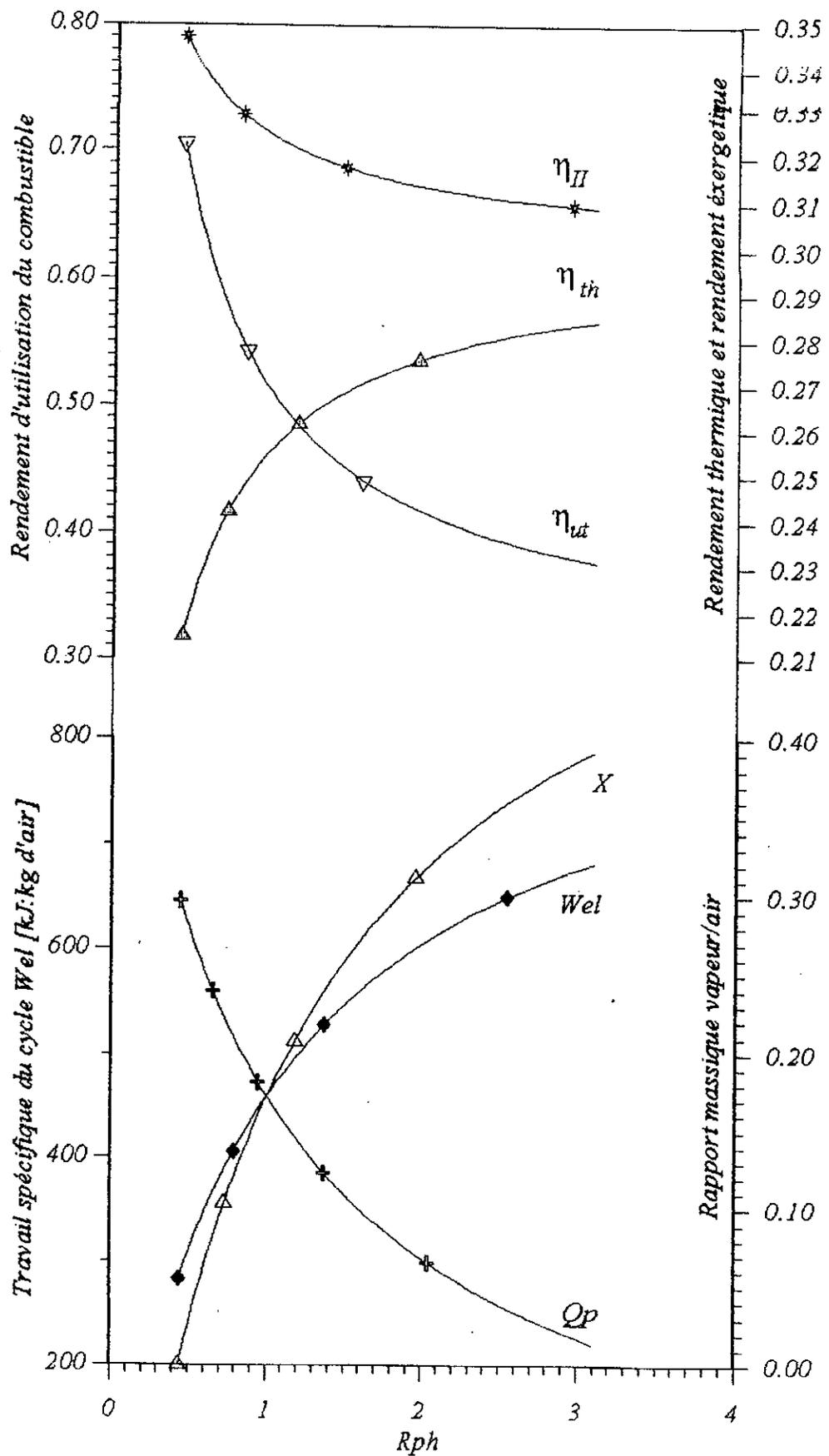


Fig. 5.2 : Influence du Rph sur les caractéristiques de la TAIV (N=2)

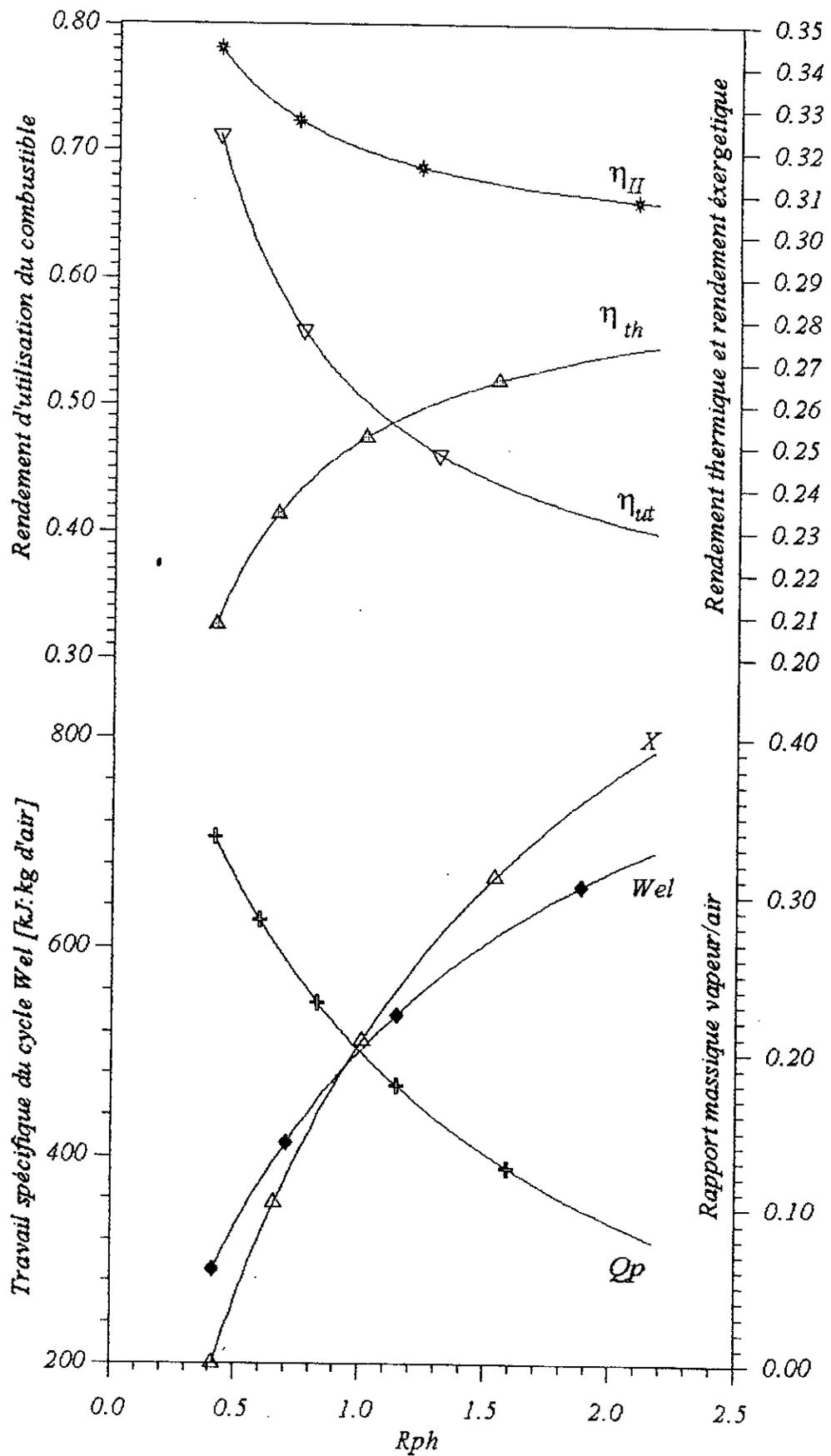


Fig. 5.3 : Influence du Rph sur les caractéristiques de la TAIV (N=3)

en énergie électrique et à celle de sa meilleure utilisation par une bonne récupération; exigences qui sont antagonistes, la valeur du Rph à adopter sera voisine de la valeur correspondant à l'intersection des deux courbes représentant le rendement thermique et le rendement d'utilisation du combustible . On remarque aussi que cette valeur est d'autant plus petite que le nombre de réchauffages est élevé.

CONCLUSION

Nous espérons que notre étude puisse être considérée comme une très modeste contribution aux différentes techniques proposées durant ces trois dernières décennies pour rationaliser l'utilisation de l'énergie. La turbine à air, étant une turbine à combustion externe, présente sur la turbine à gaz l'avantage de pouvoir utiliser n'importe quel combustible et s'inscrit ainsi comme une alternative à la turbine à vapeur notamment pour la production de petites puissances, dans l'optique d'une relance de certains combustibles que l'avènement du pétrole avait relégué au second plan, tel que le charbon que certains spécialistes n'hésitent pas à appeler le combustible de demain, ou encore les déchets ménagers dont le traitement est un problème qui se pose avec acuité au monde moderne d'aujourd'hui.

Cependant, la température maximale de l'air dans le cycle ne pouvant atteindre des valeurs aussi élevées que celles habituellement atteintes par les gaz de combustion dans une turbine à gaz classique, le travail spécifique et le rendement thermodynamique s'en trouvent affectés. L'injection de vapeur permet de compenser la perte de travail tandis que la cogénération permet de rationaliser l'utilisation du combustible.

La turbine à injection de vapeur se comporterait mieux dans un système "Force-Chaleur" qui permettrait par exemple à une usine dont les besoins en chaleur sont plus importants que les besoins en énergie, de vendre de l'énergie à d'autres usines implantées dans son voisinage et ayant besoin plutôt d'énergie que de chaleur.

Références bibliographiques

- [1] . M.R. VON SPAKOVSKY & R.B. EVANS : "The Design and performance optimization of Thermal Systems "
ASME 86 /VOL.112, Janvier 1990.
- [2]. C. LEVY & C. MEUNIER : "La production combinée Chaleur/force (Cogénération)".
- [3]. A .SZCZINKEWITCH : "Turbine à gaz ".
- [4]. "La gestion de la force motrice -vue d'ensemble "GUIDE PRATIQUE DE L'ENERGIE DANS L'ENTREPRISE / 7-84
- [6] . G. CERRI & G. ARSUFFI : "Calculation Procedure for Steam Injected Gas Turbine Cycles With Autonomous Distilled Water Production (1) " ASME Juin 1986 .
- [7] . W.E. FRAIZE & C. KINNEY : " Effect of steam injection on the performance of gas turbine power cycles "
ASME VOL 101, Avril 1979 .
- [8] . G. CERRI & G. ARSUFFI : " Steam-injection gas turbine integrated with a self-production demineralized water thermal plant " ASME VOL 110, Janvier 1988 .
- [9] . M . SERRUYS : " Turbomachines et moteurs à capsules " Techniques de l'ingénieur B295 .
- [11],et [12] . R. W. FOSTER-Pegg : "A small air turbine power plant fired with coal in an atmospheric fluid bed"
ASME Janvier 1990, Vol 112 .
- [13] . C . GERARD : " Cycles combinés gaz-vapeur " technique de l'ingénieur B 1240 .
- [14] . Van WYLEN - R.SONTAG : " Thermodynamique Appliquée" John Willey & Sons
- [15] . M. SERRUYS : " Recherche d'économies d'énergie Considérations théoriques sur les solutions possibles "
Techniques de l'ingénieur B 368 .
- [16] . J.P. PIGNIER : " Perspectives énergétiques mondiales " Technique de l'ingénieur B 1270
- [17] . Groupe d'auteurs : "Optimisation, technico- économique des processus énergétiques Applications aux grandes filières énergétiques .Techniques de l'ingénieur B1281 .
- [18] J.C. DUCROCQ & D. SAUMON : "Concepts et méthodes générales " Techniques de l'ingénieur B 1280 .
- [19] Groupe d'auteurs : " Gestion optimale de l'énergie dans l'industrie " Techniques de l'ingénieur B 1282
- [20] M. SERRUYS : " Cycles et problèmes de rendement dans les machines à combustion interne "
- [21] Jan KRYSINSKI : "TURBOMACHINES, Théorie Générale" O.P.U

Annexe

Nous présentons dans ces deux annexes quatre autres courbes relatives à l'influence des caractéristiques de la vapeur générée sur les performances du cycle de la TAIV, pour compléter ainsi l'ensemble des résultats obtenus, ainsi que l'organigramme et le programme (en FORTRAN) du calcul dont les différentes étapes sont exposées dans le deuxième chapitre .

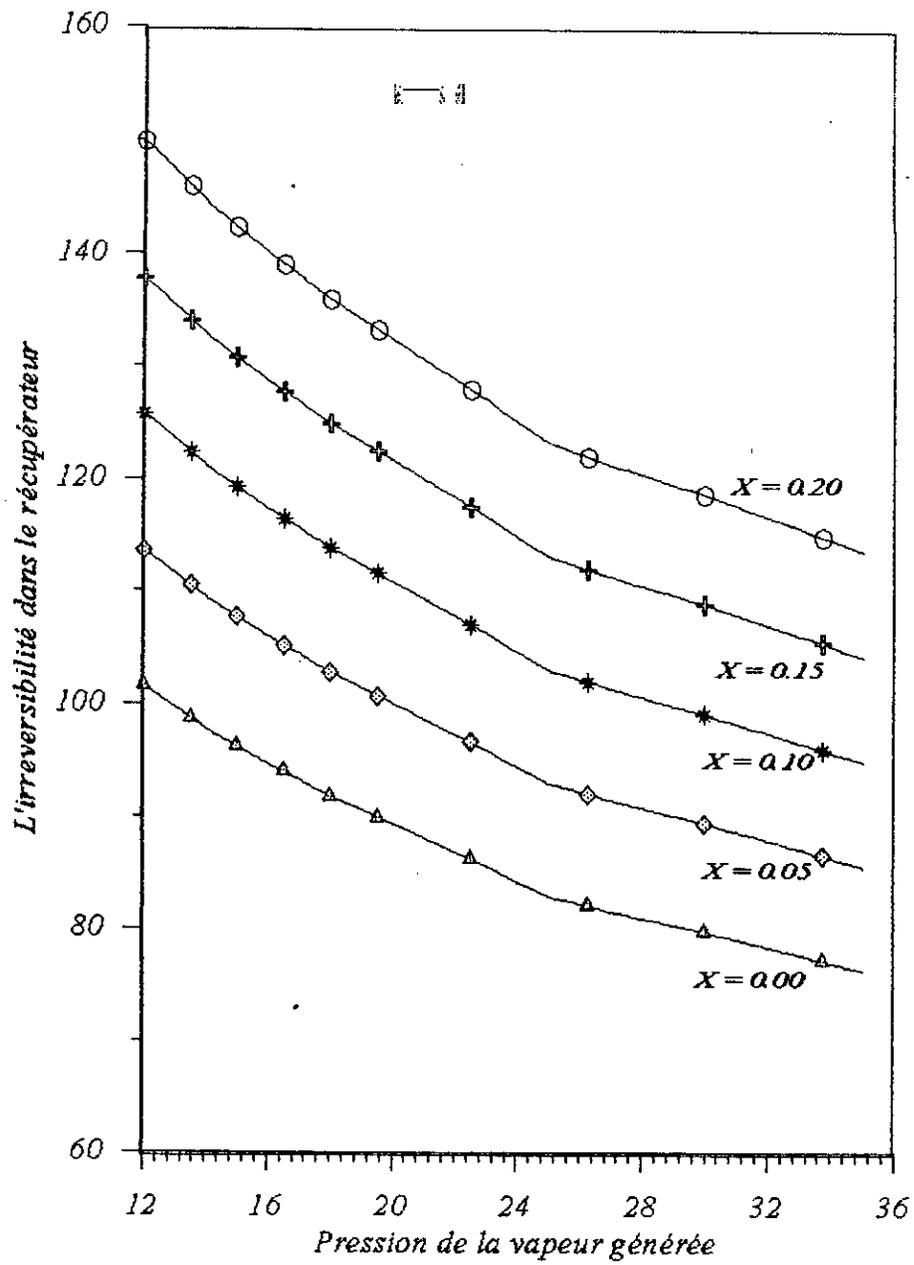


Fig A2.4 : Influence des caractéristiques de la vapeur générée sur l'irréversibilité dans le GVR d'un Cycle de TAIV ($\pi_c=12$, $N=1$)
 ($T_{2s} = T_{sat} + 30^\circ\text{C}$)

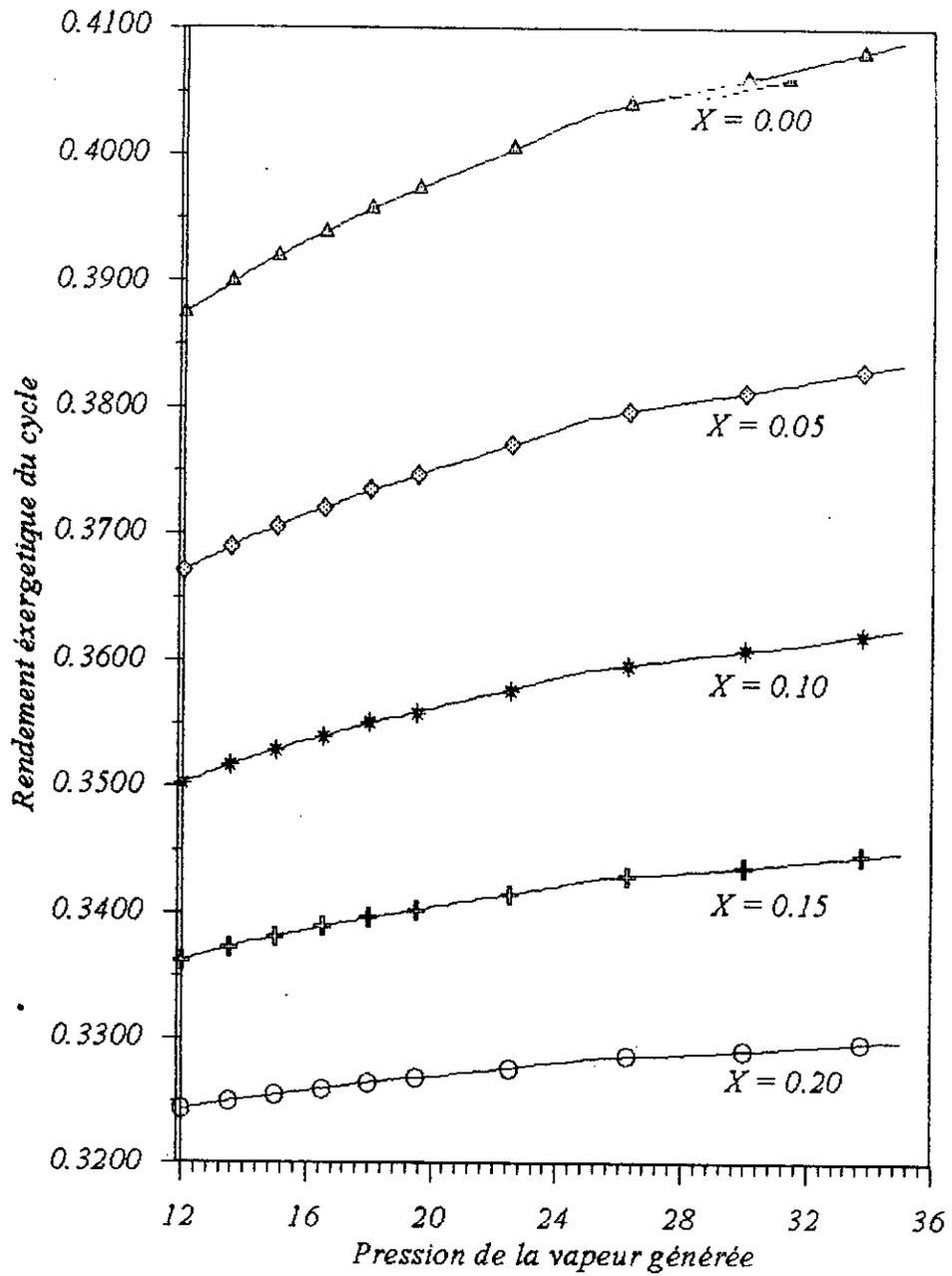


Fig A2.3 : Influence des caractéristiques de la vapeur générée sur le rendement énergetique dy cycle de la TAIV ($\pi_c=12, N=1$)
 ($T_{2s} = T_{sat} + 30^\circ\text{C}$)

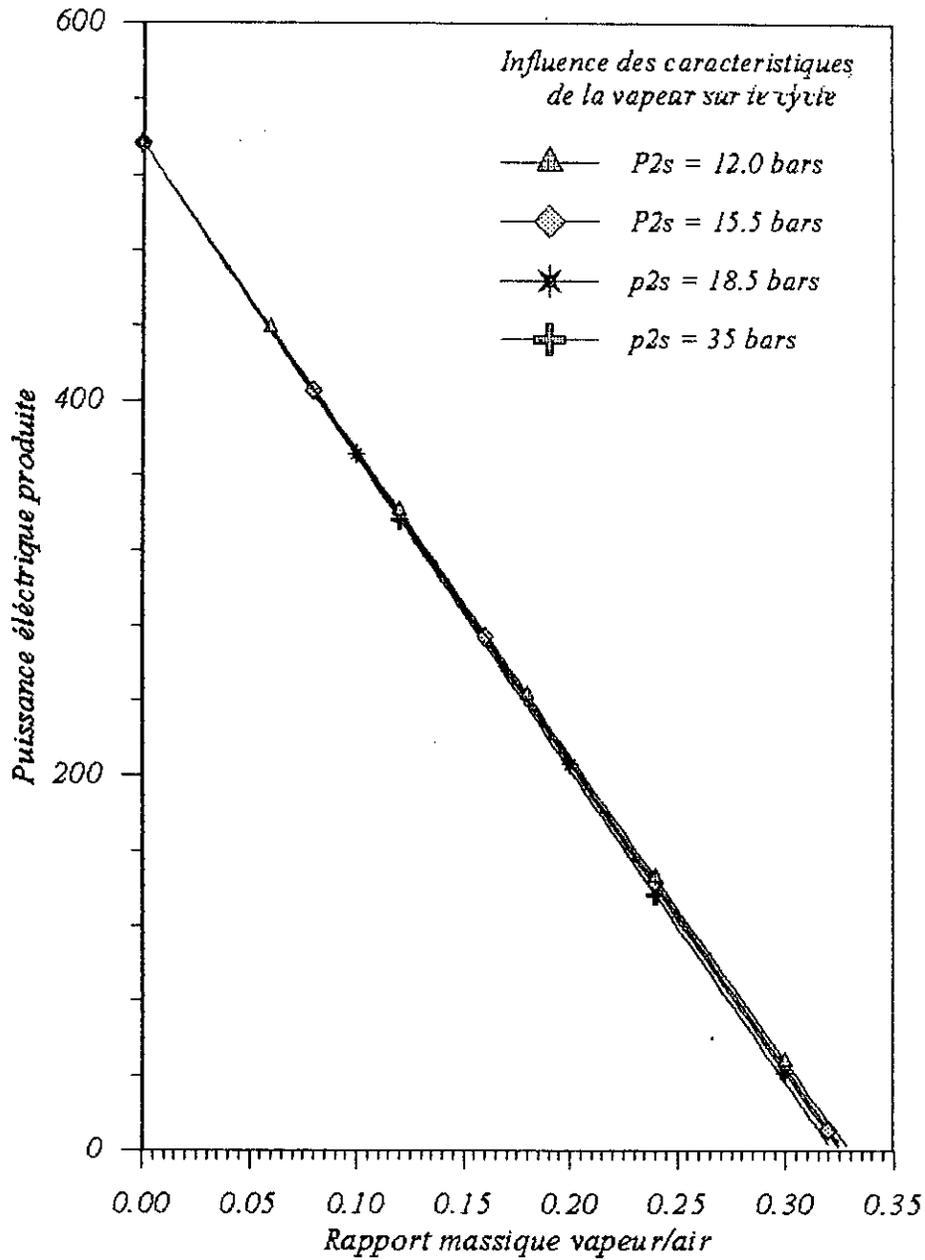


Fig A2.2 : Influence des caractéristiques de la vapeur générée la quantité de chaleur exportée par le cycle d'une TAIV ($\pi_c=12$, $N=1$)

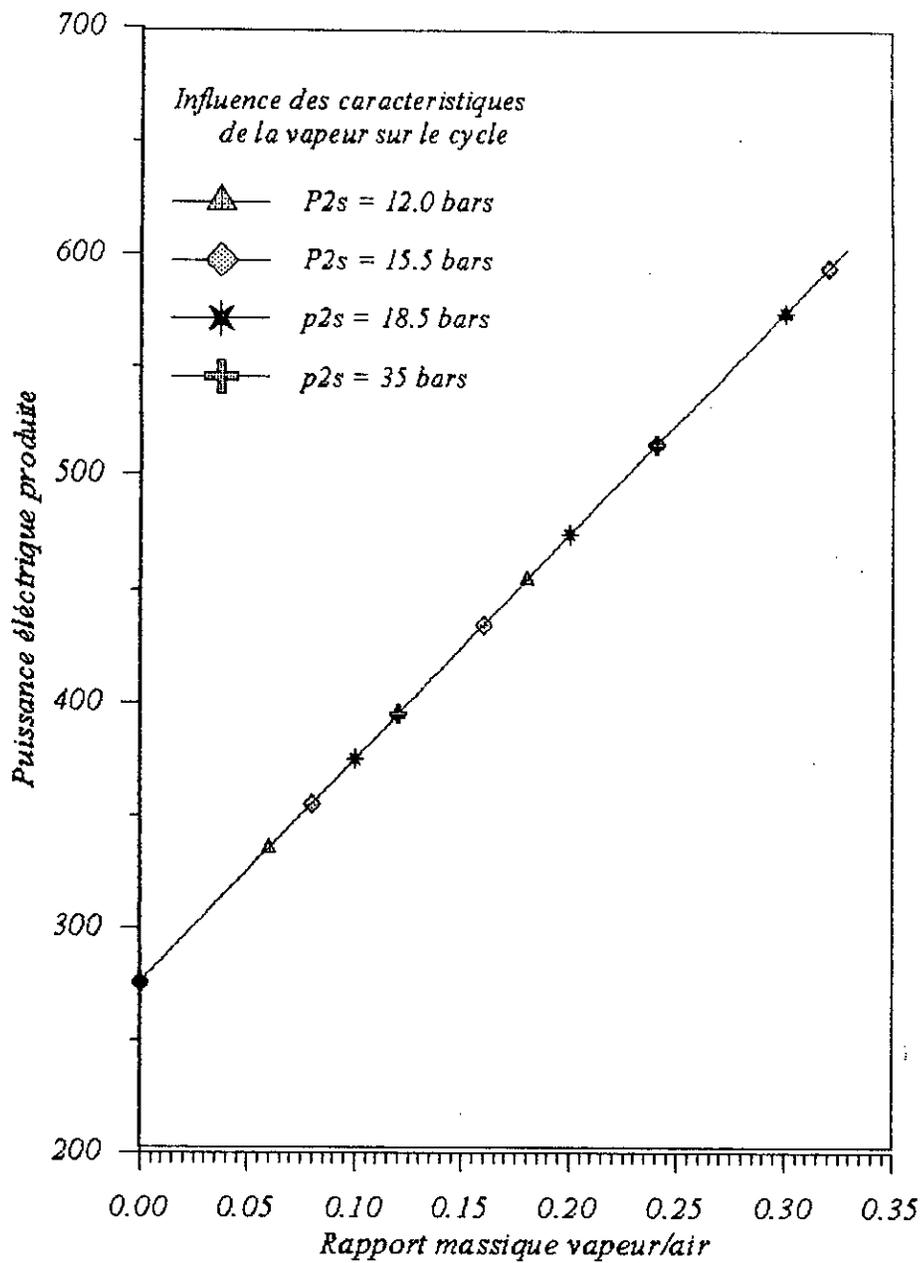
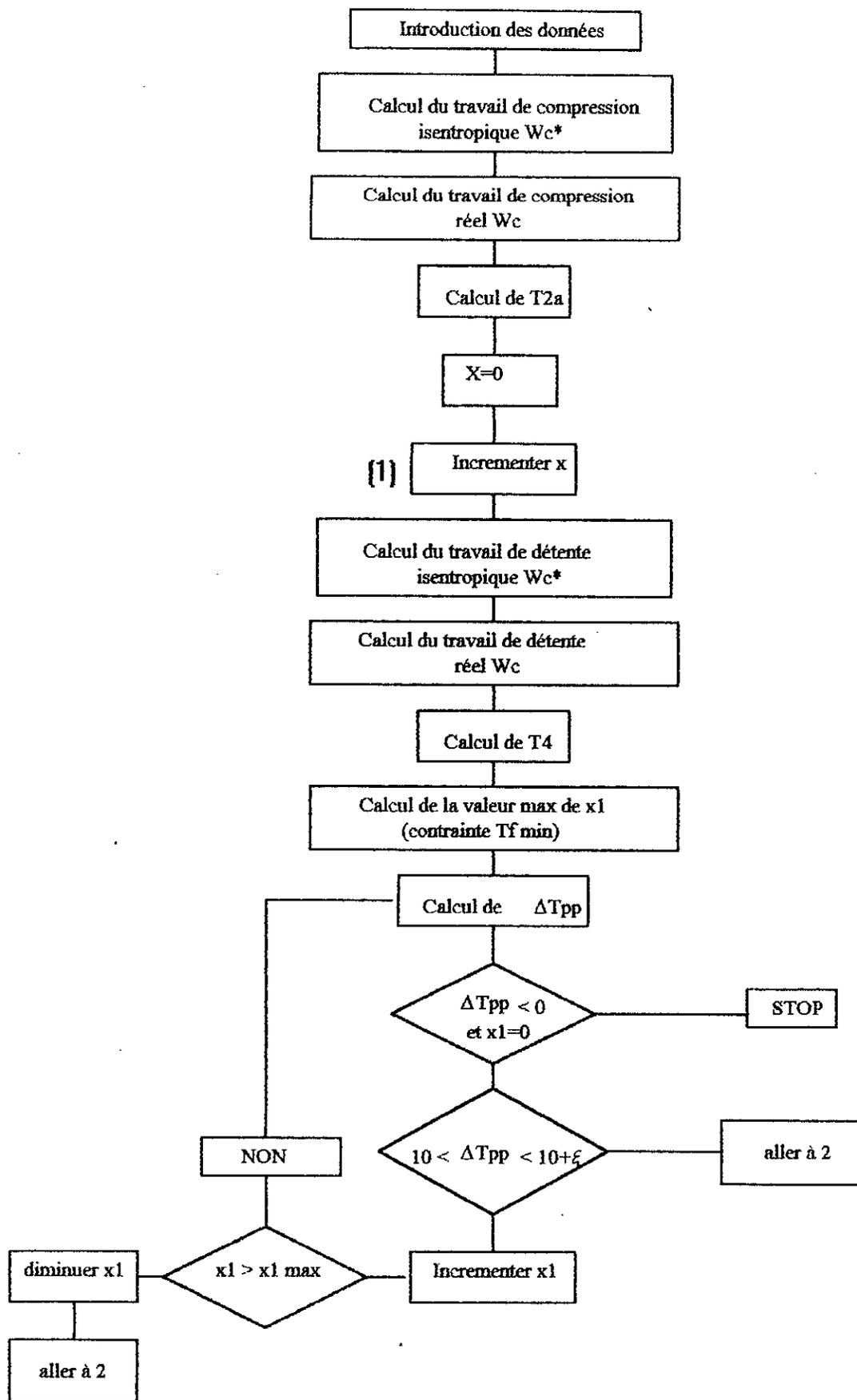
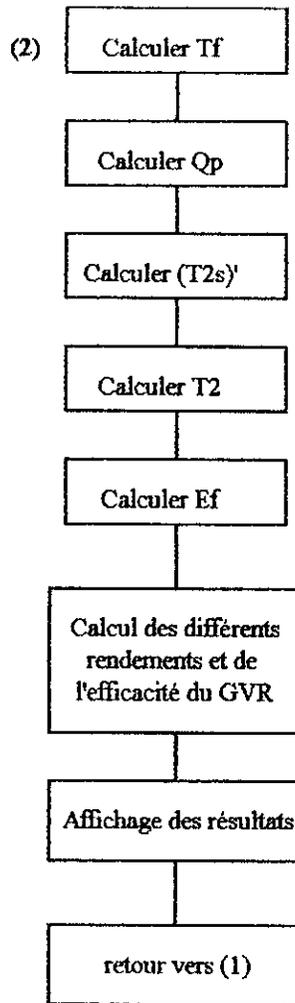


Fig A2.1 : Influence des caractéristiques de la vapeur générée la quantité de travail produite par le cycle d'une TAIV ($\pi_c=12$, $N=1$)





Le programme donné ci-dessous permet de calculer les variations des différentes caractéristiques en fonction du taux d'injection de vapeur (x); les paramètres que l'on fait varier sont π_c, N, β .

NOMENCLATURE

T1	:	température du milieu ambiant
T2a	:	température de l'air à la sortie du compresseur
T2s	:	température de l'air à la sortie du récupérateur
T2	:	température du mélange air-vapeur à l'entrée de l'échangeur R
T3	:	température du mélange air-vapeur à l'entrée des turbines.
T4	:	température du mélange air-vapeur à la sortie des turbines.
Te	:	température du mélange air-vapeur à l'entrée du récupérateur.
Tf	:	température du mélange air-vapeur à la sortie du récupérateur.
ETAc	:	rendement isentropique du compresseur.
ETAt	:	rendement isentropique du turbine.
ETAcc	:	Efficacité des échangeurs
BETA	:	Rapport des pressions $P3/P2 = Pe/P4 = Pf/Pe$.
Etath	:	Rendement thermique du cycle
ETA2	:	Rendement exérgétique du cycle
Etag	:	Rendement du générateur électrique
Pic	:	Taux de compression du compresseur
Pit	:	Rapport de détente des turbines
Cpa	:	Chaleur spécifique à pression constante de l'air
Cps	:	Chaleur spécifique à pression constante de la vapeur
x	:	Rapport (débit massique de vapeur) / (débit massique de l'air)
N	:	Nombre de réchauffage
Qin	:	Quantité de chaleur transmise au mélange par kg d'air
Ef	:	Energie du combustible consommée par kg d'air
Wc	:	Travail des compresseur par kg d'air
Wt	:	Travail des turbines par kg d'air
Wnet	:	Travail net du cycle par kg d'air
Qp	:	Chaleur produite pour le process
Rph	:	Rapport énergie électrique / chaleur

```

write (*,*) 'Donnez le nombre de réchauffage
WRITE(*,*)'
read(*,*) N
write (*,*) 'La chute de pression est supposée égale à 3%'
WRITE(*,*)'
119 If(J.eq.28) goto 200
READ(j,*)(t(1),h(1),St(1),l=1,12),Hfs
goto 114

111 write (*,*) 'Donnez le nombre de réchauffages'
WRITE(*,*)'
Read(*,*) N
if(ii.Ge.2) goto 117
write (*,*) 'La chute de pression est supposée égale à 3%'
WRITE(*,*)'
beta = 0.97
WRITE (*,*) 'DONNEZ LE TAUX DE COMPRESSION'
Read(*,*) j
117 READ(j,*)(t(1),h(1),St(1),l=1,12),Hfs
goto 114

113 if(iii.Ge.2) goto 118

write (*,*) 'Le nombre de réchauffage est supposée égale à 1'
WRITE(*,*)'
N=1
write(*,*) 'Donnez le taux de compression'
WRITE(*,*)'
read(*,*) j
118 READ(j,*)(t(1),h(1),St(1),l=1,12),Hfs
write(*,*) 'donnez la valeur de beta = 1-chute de pression'
read(*,*) beta

114 pic =j
WRITE(*,*)'

DO 40 i=0,100

S=0.004*i

```

```

c DETERMINATION DE LA TEMPERATURE T2a ET DU TRAVAIL DE COMPRESSION
Ra=0.287
teta=abs(288/100.)
T2ae=288
10 CALL Cp(teta,Cpa)
ALPHAa=Ra/Cpa
T2a=288*PIc**ALPHAa
teta=abs((288+T2a)/200.)
IF(ABS(T2ae-T2a).lt.01) GOTO 11
T2ae=T2a
GOTO 10
11 CONTINUE
teta=abs(288/100.)
CALL INTa(teta,Ha)
Wct1=Ha
teta=abs(T2a/100.)
CALL INTa(teta,Ha)
WcT2a=Ha

```

$Wc=(WcT2a-WcT1)/ETAc$

```
c-----  
T2ae=T2a  
12 teta=abs(T2a/100)  
CALL Cp(teta,Cpa)  
CALL INTa(teta,Ha)  
T2a=T2a-(Ha-Wc-Wct1)/Cpa  
IF (abs(T2a-T2ae).LT..01) GOTO 13  
T2ae=T2a  
GOTO 12  
13 CONTINUE
```

```
c-----  
c DETERMINATION DE T4 ET DU TRAVAIL NET DES TURBINES  
Pit=(Pic*BETA**(2+n))*(1/(n+1))  
teta=abs(T3/100.)  
T4e=T3  
20 CALL Cp(teta,Cpa)  
CALL Cpeau(teta,Cps)  
ALPHAm=(Ra+S*Rs)/(Cpa+S*Cps)  
T4=T3/Pit**ALPHAm  
teta=abs((T3+T4)/200.)  
IF (ABS(T4e-T4).lt.01) GOTO 21  
T4e=T4  
GOTO 20  
21 CONTINUE  
teta=abs(T3/100.)  
CALL INTa(teta,Ha)  
CALL INTs(teta,Hs)  
Wt1=Ha+S*Hs  
teta=abs(T4/100.)  
CALL INTa(teta,Ha)  
CALL INTs(teta,Hs)  
Wt2=Ha+S*Hs  
Wt=(N+1)*(Wt1-Wt2)*ETAat  
Wnet=Wt-Wc  
Wel=ETAg*Wnet
```

```
c-----  
Wti=WT2-WT1  
T4e=T4  
23 teta=abs(T4/100)  
CALL Cp(teta,Cpa)  
CALL Cpeau(teta,Cps)  
CALL INTa(teta,Ha)  
CALL INTs(teta,Hs)  
T4=T4-(Ha+s*Hs-Wt1-Wti)/(Cpa+s*Cps)  
IF (abs(T4-T4e).LT..01) GOTO 25  
T4e=T4  
GOTO 23  
25 CONTINUE
```

```
=====
```

Tfs = 223.99
Temp= 250.00
Hh = 2880.1
Stt = 6.4085
Hfs = 962.11

```
c DETERMINATION DE LA QUANTITE MAX DE VAPEUR  
teta=T4/100  
CALL INTa(teta,Ha)
```



```

CALL INTs(teta,Hs)
F=Ha+S*Hs
Tf=400
teta=abs(Tf/100.)
Tfe=Tf
77 CALL INTa(teta,Ha)
CALL INTs(teta,Hs)
CALL Cp(teta,Cpa)
CALL Cpeau(teta,Cps)
Tf=Tf+(F-Ha-S*Hs-Q)/((Cpa+S*Cps)
If(abs(Tf-Tfe).LT..01) GOTO 83
Tfe=Tf
teta=abs(Tf/100.)
GOTO 77
83 CONTINUE

c DETERMINATION DE Qp
Qp=S1*(Hh-62.99)

c Evolution d'étrangement
Do 451 ll=1,12
IF (hh.GT.H(ll)) then
T2s=(HH-H(ll))/(H(ll+1)-H(ll))*(T(ll+1)-T(ll))+T(ll)+273
goto 452
endif
451 continue

c DETERMINATION DE T2
452 teta=abs(T2a/100.)
CALL INTa(teta,Ha)
teta=abs(T2s/100.)
CALL INTs(teta,Hs)
A=Ha+S*Hs
teta=abs(t2a/100)
t2e=t2a
t2=t2e
30 CALL INTa(teta,Ha)
CALL ints(teta,Hs)
CALL CP(teta,Cpa)
CALL CPeau(teta,cps)
T2=T2-((Ha+S*Hs)-A)/((Cpa+S*Cps)
IF(ABS(T2e-T2).lt.01) GOTO 31
T2e=T2
teta=abs(T2/100)
if (teta.lt.0) teta=abs(teta)
GOTO 30
31 CONTINUE

c DETERMINATION DE Qin
teta=abs(T2/100.)
CALL INTa(teta,Ha)
CALL INTS(teta,Hs)
Qin2=Ha+S*Hs
teta=abs(T3/100)
CALL INTa(teta,Ha)
CALL INTS(teta,Hs)
Qin3=Ha+S*Hs
Qinc=Qin3-Qin2
teta=abs(T4/100.)

```

```
CALL INTa(teta,Ha)
CALL INTS(teta,Hs)
Qin4=Ha+S*Hs
Qin=abs(Qinc+N*(Qin3-Qin4))
```

```
c DETERMINATION DE L'IRREVERSIBILITE
teta=T4/100
CALL IRa(teta,BETA,Ra,Sta)
CALL IRs(teta,BETA,Rs,Sts)
Sg4=Sta+S*Sts
teta=Tf/100
CALL IRa(teta,BETA,Ra,Sta)
CALL IRs(teta,BETA,Rs,Sts)
Sgf=Sta+S*Sts
IR=288*((Sgf+(S+S1)*Stt)-(Sg4+(S+S1)*.2245))
```

```
c//////////////////////////////////////
c FIN DES CALCUS
c//////////////////////////////////////
```

```
c DETERMINATION DE Ef
Ef=Qin/Etacc
```

```
c DETERMINATION DU RENDEMENT THERMIQUE
ETAth=Wel/Ef
```

```
c DETERMINATION DE ETAf
ETAf=(Wel+Qp)/Ef
```

```
IF (Qp.EQ.0) then
Rph= 99.99
Eta2=ETAth
goto 2
endif
```

```
c RAPPORT Rph
Rph=Wel/Qp
```

```
c RENDEMENT EXERGETIQUE
ETA2=ETAf*(wel/Qp+1-288*(Stt-.2245))/(Hh-62.99)/(Wel/Qp+1)
```

```
2 continue
```

```
WRITE(J+1,33) S,S1,Wel,Qp,Rph,ETAth,ETAf,ETA2,DTpp,Tf,IR
WRITE(*,3) S,Wel,Qp,Rph,ETAth,ETAf,ETA2,DTpp,Tf,IR
```

```
3 FORMAT(1x,F6.4,1x,2(F8.2,1x),F7.3,1x,3(F6.4,1x),2(F7.3,1x),F9.3)
33 FORMAT(1x,2(F6.4,1x),2(F8.2,1x),F7.3,1x,3(F6.4,1x),2(F7.3,1x),
+ F9.3)
```

```
40 CONTINUE
```

```
200 stop
END
```

```
c//////////////////////////////////////
c SUBROUTINES
c//////////////////////////////////////
```

```
SUBROUTINE Cp(teta,Cpa)
CpN2=39.060-512.79*teta**(-1.5)+1072.7*teta**(-2)-820.4*teta**(-3)
CpO2=37.432+0.020102*teta**1.5-178.57*teta**(-1.5)+236.88*teta**(-2)
CpAr=.5203
Cpa=0.754/28.013*CpN2+0.232/31.999*CpO2+0.0106*CpAr
```

```
RETURN
END
```

```
-----
SUBROUTINE Cpeau(teta,Cps)
Cps=(143.05-183.54*teta**0.25+82.751*teta**0.5-3.6989*teta)/18.
RETURN
END
```

```
-----
SUBROUTINE INTa(teta,Ha)
CpN2=39.06*teta+1025.58*teta**(-0.5)-1072.7*teta**(-1)
++410.2*teta**(-2)
CpO2=37.432*teta+8.0408E-3*teta**2.5+357.14*teta**(-0.5)-
+236.88*teta**(-1)
CpAr=.5203*teta
Ha=75.4/28.013*CpN2+23.2/31.999*CpO2+1.06*CpAr
RETURN
END
```

```
-----
SUBROUTINE INTs(teta,Hs)
Hs=143.05*teta-146.832*teta**1.25+55.167*teta**1.5-1.8495*teta**2
Hs=Hs*100/18.
RETURN
END
```

```
-----
SUBROUTINE calc(Hh,Stt,Temp,ss,ind)
COMMON H(12),T(12),St(12)
Hh=(H(ind)-H(ind-1))*ss/1000+H(ind-1)
Stt=ss*(St(ind)-St(ind-1))/1000+St(ind-1)
Temp=ss*(T(ind)-T(ind-1))/1000+T(ind-1)
RETURN
END
```

```
-----
SUBROUTINE IRa(teta,BETA,Ra,Sta)
StN2=39.060*Log(teta)+341.86*teta**(-1.5)-536.35*teta**(-2)
++273.47*teta**(-3)
StO2=37.432*Log(teta)+0.013401*teta**1.5+119.05*teta**(-1.5)
+-118.44*teta**(-2)
StAr=.5203*Log(teta)
Sta=0.754/28.013*StN2+0.232/31.999*StO2+0.0106*StAr-Ra*Log(BETA)
RETURN
END
```

```
-----
SUBROUTINE IRs(teta,BETA,Rs,STs)
STs=(143.05*Log(teta)-734.16*teta**(0.25)+165.502*teta**0.5
+-3.6989*teta)/18.-Rs*Log(BETA)
RETURN
END
-----
```