

18/98

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure
et de la Recherche Scientifique

المعرفة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

*Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Génie-Mécanique*

THEME

**OPTIMISATION
D'UN CONDENSEUR À AIR
POUR UN CYCLE DE RANKINE**

Proposé par:

Mr H. BENNOUR.

Etudié par:

Melle LAZREG Nabila.

Dirigé par:

Mr H. BENNOUR.

SEPTEMBRE 1998

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieure
et de la Recherche Scientifique

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Genie Mécanique

MEMOIRE

*Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat en
Genie-Mécanique*

THEME

OPTIMISATION D'UN
CONDENSEUR A AIR
POUR UN CYCLE DE RANKINE

Proposé par:

Mr H. BENNOUR

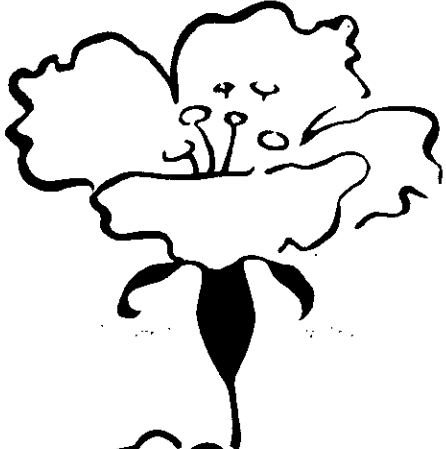
Etudié par:

Melle LAZREG Nabila

Dirigé par:

Mr H. BENNOUR

SEPTEMBRE 1996



DÉDICACES

A mes parents.

A mes sœurs.

A mes frères.

A tous mes amis.

A Leïla, Mahdi et Sofiane.

Je dédie ce modeste travail.

NABILA

Remerciements

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens à adresser ma profonde reconnaissance à mon promoteur Mr H. BENMOUR pour son aide précieuse et son suivi remarquable.

Toute ma gratitude à Mr N. YOUNSI pour l'attention bienveillante qu'il a bien voulu me manifester.

Je remercie également tous les enseignants qui ont contribué à ma formation, en particulier: Mr AÏT ALI, Mr BELKACEM, Mr MERQUEB, Mr HALLI, Mr MADANI, Mr OUDJAOUÏ et Mr ZENNE.

Je suis redevable à S. AÏT des nombreuses précisions grâce auxquelles mon travail s'est trouvé complété.

Mes remerciements vont aussi à AMAR pour la frappe de ce travail.

Qu'il me soit enfin permis de témoigner ma reconnaissance à AMEL, HANNA, NAWEL et SAMIA pour leur soutien.

SOMMAIRE

INTRODUCTION	1
I- GENERALITES	3
I-1. Introduction	3
I-2. Les critères d'optimisation.....	4
I-2.1. Critères économiques.....	4
I-2.2. Critères techniques.....	5
I-2.3. Critères scientifiques.....	5
I-2.4. Critères psychologiques.....	5
I-2.5. Critères écologiques.....	5
I-3. Transfert de chaleur dans l'industrie	5
I-3.1. Dégradations dues au transfert de chaleur	6
I-3.1.1. Transfert thermique par conduction	6
I-3.1.2. Transfert thermique par convection	7
I-3.1.3. Transfert thermique par rayonnement	7
I-4. Exergie et analyse exergétique.....	7
I-5. Les échangeurs de chaleur.....	9
I-5.1. Les échangeurs compacts.....	10
I-5.2. Les condenseurs.....	11
I-5.2.1. Condenseurs à air.....	11
I-5.2.2. Les condenseurs dans le cycle de Rankine.....	11
I-5.2.3. Avantages et inconvénients des condenseurs à air.....	13
I-6. Optimisation d'un échangeur de chaleur.....	14
II- OPTIMISATION ECONOMIQUE ET ENERGETIQUE COMPAREES D'UN CONDENSEUR A AIR D'UN CYCLE COMBINE	15
II-1. Position du problème.....	15
II-2. Modélisation mathématique.....	16
II-2.1. Données du problème	16

II-2.2. Calculs thermodynamiques.....	16
II-2.3. Relations empiriques.....	17
II-2.4. Influence des paramètres géométriques.....	19
II-3. Optimisation	21
II-3.1. Procédure de calcul.....	21
II-3.2. Coût monétaire intégral "CM _t ".....	22
II-3.2.1. Le coût du condenseur.....	23
II-3.2.2. Coût monétaire du ventilateur.....	24
II-3.2.3. Coût monétaire de la pompe.....	24
II-3.2.4. Coût monétaire de l'énergie opératoire.....	27
II-3.3. Coût énergétique total du condenseur à air.....	28
II-3.3.1. Contenu énergétique du condenseur à air.....	29
II-3.3.2. Contenu énergétique du ventilateur et de la pompe.....	30
II-3.3.3. Contenu énergétique de l'énergie opératoire.....	31
II-3.4. Procédure d'optimisation.....	32
II-3.5. Résultats et commentaires.....	32
II-4. Recherche de l'investissement minimal.....	38
II-4.1. Résultats et commentaires.....	38
 III- OPTIMISATION EXERGETIQUE DU CONDENSEUR A AIR	 47
III-1. Position du problème	47
III-2. Expression de la "COUEX".....	47
III-2.1. Expression de la consommation opératoire unitaire d'exergie mécanique "COUEM".....	48
III-2.2. Expression de la consommation opératoire unitaire d'exergie thermique "COUET".....	50
III-3. Procédure d'optimisation.....	50
III-4. Résultats et commentaires	51
III-5. Conclusion	54
 IV- OPTIMISATION D'UN CONDENSEUR A AIR POUR UN VEHICULE AUTOMOBILE.....	 56
IV-1. POSITION DU PROBLEME	56
IV-2. MODELE MATHEMATIQUE	57

IV-3. OPTIMISATION	59
IV-3.1. SURFACE FRONTALE	59
IV-3.2. SURFACE DE TRANSFERT : A	65
IV-3.3. OPTIMISATION DU RENDEMENT DU CYCLE	70
IV-4. APPLICATION	71
IV-4.1. CALCULS THERMODYNAMIQUES	73
IV-4.2. RESULTATS	75
IV-4.3. INTERPRETATION DES RESULTATS	77
IV-4.4. RECHERCHE DE LA SURFACE FRONTALE MINIMALE ET DE LA SURFACE DE TRANSFERT MINIMALE	79
IV-4.5. CALCUL DU RENDEMENT MAXIMAL	80
IV-5. CONCLUSION	84
CONCLUSION GENERALE	87
BIBLIOGRAPHIE	89
ANNEXES	92

LISTE DES FIGURES

Figure I-1	Schéma d'une opération industrielle	3
Figure I-2	Bilan d'exergie d'une opération industrielle	8
Figure I-3	Cycle de Rankine	12
Figure II-1	Diagramme des températures du condenseur	15
Figure II-2	Tubes en quinconce	18
Figure II-3	Schéma du condenseur à air	19
Figure II-4	Schéma d'une plaque du condenseur à air	20
Figure II-5	Schéma d'un condenseur à air circulaire	21
Figure II-6	a- Schéma d'une opération industrielle vue par un économiste	28
	b- Schéma d'une opération industrielle vue par un énergéticien	28
Figure II-7	a- Variation du coût monétaire total en fonction de l'efficacité du condenseur	33
	b- Variation du coût énergétique total en fonction de l'efficacité du condenseur	33
Figure II-8	a- Variation du coût monétaire total en fonction de la surface de transfert	34
	b- Variation du coût monétaire total en fonction de l'énergie dégradée	34
Figure II-9	a- Variation du coût énergétique total en fonction de la surface de transfert	35
	b- Variation du coût énergétique total en fonction de de l'énergie dégradée	35
Figure II-10	Caractéristique énergie-coût "CAREC" pour $\dot{M}_a = 1717,30 \text{ Kg/s}$	37
Figure II-11	a- Variation de l'investissement monétaire en fonction de l'efficacité	39
	b- Variation de l'investissement énergétique en fonction de l'efficacité	39
Figure II-12	a- Variation de I_m en fonction de A	41
	b- Variation de I_m en fonction de E	41

Figure II-13 a-	Variation de I_e en fonction de A	42
	b- Variation de I_e en fonction de E	42
Figure II-14	CAREC pour différents débits	45
Figure III-1	Variation de la COUEX en fonction de ϵ	52
Figure III-2	Variation de la COUEX en fonction de A	53
Figure III-3	Variation de la COUEX en fonction de Re	53
Figure III-4	Variation de la surface de transfert en fonction de la puissance degradée - position des différents optimums	55
Figure IV-1	Diagramme des températures	60
Figure IV-2	Variation de α en fonction de T_C	61
Figure IV-3	Variations de $A_f / \alpha^{3/2}$ en fonction de $(U_m^2 \alpha)^{1/2}$	64
Figure IV-4	Schéma du condenseur à air	65
Figure IV-5	Variation de $\frac{A}{B}$ en fonction de $(U_m^2 \alpha)^{1/2}$ pour différentes valeurs de n	68
Figure IV-6	Diagramme T-S pour un cycle à vapeur	72
Figure IV-7	Schéma de l'installation	72
Figure IV-8 a-	Variation du rendement η en fonction de T_C . Cas de l'eau	78
	b- Variation du rendement η en fonction de T_C : Cas du Mercure	78
Figure IV-9 a-	Variation de η_{\max} en fonction de $(U_m^2 D)^{1/2}$ pour différents (B-D). Cas de l'eau	82
	b- Variation de η_{\max} en fonction de $(U_m^2 D)^{1/2}$ pour différents (B-D). Cas du Mercure	82
Figure IV-10 a-	Variation de T_C en fonction de U_m . Cas de l'eau	83
	b- Variation de T_C en fonction de U_m . Cas du Mercure	83

Principales notations

- a, A : aire de la surface de transfert (d'échange) [m^2].
 a_f, A_f : aire de la surface frontale [m^2].
CE : contenu énergétique [MJ].
CM : coût monétaire [FF].
 C_p : Chaleur spécifique [KJ/Kg.K].
 d_e : diamètre extérieur des tubes [m].
 d_w : épaisseur des tubes [m].
 D_H : diamètre hydraulique [m].
 e_p : épaisseur des plaques [m].
 \dot{E} : puissance mécanique dégradée par frottement [W].
 $f/2$: facteur de frottement.
H : largeur des plaques.
h : coefficient de transfert de chaleur par convection [$W/m^2.K$].
j : facteur de *Colburn*.
 ℓ : longueur de plaques [m].
 \dot{M} : débit massique [Kg/s].
N : durée de vie de l'installation [année].
 N_t : nombre de tubes.
 N_p : nombre de plaques.
 n_t : nombre de tubes sur une rangée suivant l.
 n'_t : nombre de tubes sur une rangée suivant H.
NUT : nombre d'unités de transfert.
NUE : nombre d'unités d'énergie dégradée.
 P_{ch} : Pression de la vapeur [Pa].
 P_a : Pression de l'air [Pa].
 Pr : nombre de Prandtl.

\dot{Q} : quantité de chaleur transférée lors de la condensation [KW].

Re : nombre de *Reynolds*.

$\dot{S}_M, \dot{S}_M, \dot{S}_T$: flux d'entropie créée [W/K].

T_0 : température de référence [K].

T_a : température de l'air [K].

T_C : température de condensation [K].

U_m : vitesse moyenne d'écoulement d'air [m/s].

\dot{W} : quantité de travail effectué par unité de temps [KW].

\dot{W}_f : puissance du ventilateur [KW].

\dot{W}_U : puissance utile [KW].

x : espace entre plaques [m].

• **Lettres grecques:**

γ : rapport de la surface de transfert à la surface des plaques.

μ : viscosité dynamique [N/m².s].

ρ : masse volumique [Kg/m³].

η : rendement du cycle.

ε : efficacité du condenseur.

Ω : aire disponible au passage de l'air [m²].

ω : rapport de la puissance du ventilateur à la puissance utile $\frac{\dot{W}}{\dot{W}_U}$.

• **Indices:**

1, 2 : entrée, sortie d'air.

C : condenseur.

max, min : maximal, minimal.

s : vapeur.

t : total.

opt : optimal.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

GÉNÉRALE

INTRODUCTION GENERALE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Les échangeurs de chaleur sont partout dans l'industrie. Ils font partie des installations les plus simples et sont même à la base d'appareils aussi rudimentaires qu'une théière. Dans les installations complexes, ils sont si prédominants qu'ils se taillent la part du lion dans toute évaluation économique de ces installations. Ils ont un impact sur des aspects aussi variés que l'économique, l'énergétique et l'écologique.

L'optimisation d'un échangeur de chaleur consiste en un traitement mathématique rigoureux de la réalité complexe de l'échangeur en évolution dans un environnement qui change sans arrêt; une réalité qu'il faut pourtant modéliser même si le modèle auquel on parvient se révèle fortement imparfait et ce, malgré tous les efforts qu'on met dans l'analyse des phénomènes associés à l'échangeur en opération. C'est à dire que cette étape de l'optimisation, qui est la modélisation, est celle qui pourrait nous éloigner le plus de la réalité à cause des inévitables hypothèses simplificatrices pour des raisons de théories insuffisamment précises sur les phénomènes relatifs au problème ou encore en raison de la difficulté voire parfois de l'impossibilité devant laquelle on se trouve pour traiter les équations mathématiques du modèle.

Dans ce cas, les hypothèses serviront à modifier le premier modèle de façon à le rendre accessible aux méthodes mathématiques existantes. Néanmoins, en dépit de ces écarts du modèle finalement adopté par rapport à la réalité absolue du problème, l'expérience montre que les études d'optimisation menées avec une certaine dose de bon sens et d'intuition de l'ingénieur aboutissent à des résultats amplement satisfaisants.

Dans la présente étude, nous nous intéresseront au problème de l'optimisation des condenseurs à air qui peuvent constituer une alternative avantageuse voire la seule alternative pour remplacer les condenseurs à eau dans certaines applications. C'est notamment le cas pour de petites centrales thermiques à installer dans des endroits où l'eau est rare ou encore pour des moteurs d'engins automobiles dont le cycle nécessite l'utilisation d'un condenseur. Il est évident que, le problème économique étant bien entendu toujours présent à l'esprit, l'objectif à atteindre sera différent selon que le

condenseur sera destiné à être utilisé dans une installation stationnaire ou mobile. On conçoit aisément que dans ce dernier cas, les problèmes de poids et d'encombrement soient de première importance.

L'objectif de notre étude sera d'optimiser un condenseur à air faisant partie d'un cycle de *Rankine* dans les deux cas suivants:

- Le cycle de *Rankine* fait partie d'une centrale combinée de moyenne puissance installée dans une région où la rareté de l'eau rend impossible l'utilisation d'une tour de refroidissement humide. Nous allons dans ce cas nous fixer délibérément un éventail d'objectifs en essayant d'apporter des réponses à celui qui voudrait investir le moins quitte à dépenser par la suite lors de l'exploitation, à celui qui voudrait rentabiliser économiquement toute l'opération en jouant seulement sur les coûts monétaires des équipements, des matières premières et des opérations, à celui qui n'ayant pas de problème de capitaux, et pour des raisons de rareté de l'énergie voudrait en économiser quel que soit le prix à investir et enfin à celui qui voudrait rationaliser l'utilisation de l'énergie en minimisant les pertes exergetiques de l'opération.
- Le cycle de *Rankine* est celui d'un moteur à vapeur utilisé sur un véhicule automobile. Le condenseur sera conçu dans ce cas de sorte à répondre à l'objectif de puissance demandée avec une surface de transfert minimale (poids minimum) et une surface frontale minimale (force de traînée minimale).



CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉS

I- Généralités

I-1. Introduction

Beaucoup de décisions techniques sont prises par empirisme ou intuition directe, sans qu'une optimisation complète n'ait été effectuée au préalable.

Toute opération industrielle a pour objectif plus ou moins direct de chercher à satisfaire des besoins d'êtres humains, en partant de l'exploitation des ressources naturelles. Cette opération peut être considérée comme un système ouvert qui transforme des flux de grandeurs d'entrée en flux de grandeurs de sortie, les entrants sont : l'eau, l'énergie, les matériaux, la main-d'œuvre ; les extrants sont d'une part tous les biens et "services" destinés aux consommateurs et d'autre part les sous produits dont une partie est réutilisée et le reste rejeté dans l'environnement (déchets matériels, énergie dégradée, etc...). voir figure (I-1)

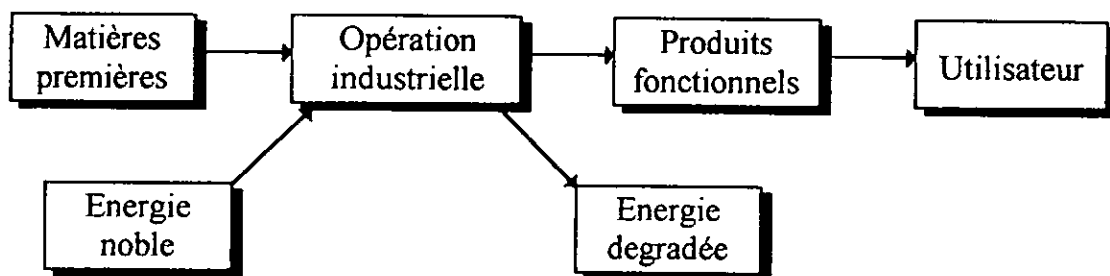


Figure I-1 Schéma d'une opération industrielle

Le décideur technique responsable d'une telle opération a généralement pour mission de satisfaire l'objectif qui lui est assigné - produire une quantité imposée de biens et de services - en consommant le moins possible de grandeurs qui sont plus ou moins rares, donc plus ou moins "coûteuse".

Il s'agit donc de problèmes multicritères, qui ont donné naissance à une véritable science au cours de ces vingt dernières années ; la science de L'OPTIMISATION qui constitue désormais un solide corps de doctrine avec une méthodologie capable de traiter les problèmes les plus complexes.

L'optimisation peut être généralement définie comme une opération permettant d'obtenir le meilleur de quelque chose dans des conditions bien définies.

Aujourd'hui, il n'y a plus aucun doute sur le rôle important joué par l'optimisation dans les diverses industries. Toutefois, la résolution pratique de ces problèmes demeure encore difficile, pour un certain nombre de raisons notamment la nécessité de :

1. Définir d'une façon précise les éléments d'un problème d'optimisation.
2. Organiser ces éléments de telle sorte que le problème paraisse soluble.
3. Choisir une méthode convenable pour résoudre le problème.

L'importance de ces difficultés paraît encore plus grande dans la réalité, à cause de leur interaction.

L'optimisation d'un système ou d'un procédé nécessite le choix d'un critère d'optimisation par rapport auquel on veut effectuer l'étude.

I-2. Les critères d'optimisation

En pratique, il ressort que la définition du critère d'optimisation est une opération très difficile où le savoir faire et l'intuition de l'ingénieur et du chercheur sont fortement sollicités.

Nous allons dans ce qui va suivre faire un recensement non exhaustif des différents types de critères d'optimisation.

I-2.1. Critères économiques

On cherche un minimum de coût ou un maximum de bénéfice. Cette valeur est industriellement la valeur primordiale.

I-2.2. Critères techniques

- Maximum de capacité ou minimum d'encombrement.
- Minimum de poids.
- Minimum de temps ou maximum de vitesse.
- Puissance maximale, rendement maximum ou dégradation d'énergie minimum.
- Consommation d'énergie ou de matière minimum.
- Minimum de maintenance ou maximum de durée de vie.

I-2.3. Critères scientifiques

- Minimum d'erreurs.

I-2.4. Critères psychologiques

- Confort ou satisfaction.

I-2.5. Critères écologiques

- Pollution minimale.

I-3. Transfert de chaleur dans l'industrie

Tout processus industriel fournit ou reçoit de l'énergie, cette énergie peut être sous forme de travail ou de chaleur.

La définition thermodynamique de la chaleur est qu'elle est la forme d'énergie qui est transmise à travers les limites d'un système ayant une température donnée vers un autre système (ou le milieu ambiant) ayant une température plus basse.

~~Ce transfert de chaleur se produit seulement à cause d'une différence de température entre les deux systèmes.~~

On rencontre le transfert de chaleur dans toutes les installations industrielles, de la centrale thermique élémentaire à l'industrie chimique, en passant par l'industrie automobile, à l'industrie agro-alimentaire, et la liste est encore très longue.

Pour une meilleure compréhension de la nécessité de ce transfert, prenons le cas de la centrale thermique, on trouve que :

- Dans le condenseur une chaleur est transférée de la vapeur à l'eau de refroidissement ce qui entraîne la condensation de la vapeur.
- Dans la chaudière, la chaleur est transférée des produits de combustion à l'eau causant son évaporation.
- L'air utilisé par la combustion est préchauffé dans le réchauffeur d'air par transfert de chaleur des gaz de cheminée.

Cependant, nombreux sont les problèmes associés aux transferts thermiques dans l'industrie, et principalement le problème de dégradation d'énergie par création d'entropie ainsi que le problème de pollution thermique.

Pour décrire l'évolution irréversible du monde matériel, divers mots et concepts sont utilisés indifféremment, on parle de dégradation d'énergie, de création d'entropie, de consommation d'exergie ...etc ; ce sont diverses facettes d'un principe unique : *Le second principe* de la thermodynamique. A la vérité, pour présenter ce phénomène de dégradation d'énergie diverses procédures et diverses méthodes pédagogiques peuvent être utilisées :

- On peut d'abord se baser sur la thermodynamique avec ses deux variantes selon que l'on introduit le concept d'entropie, ou le concept d'exergie.
- On peut se baser sur la mécanique avec les transformations ordre - désordre ; le frottement, et notamment l'aspect énergétique de la diffusion et de la turbulence en mécanique des fluides.

I-3.1. Dégradations dues au transfert de chaleur

I-3.1.1. Transfert thermique par conduction [4]

Si l'on a un transfert de chaleur entre deux systèmes " S_1 " et " S_2 " de températures respectives T_1 et T_2 , la création d'entropie correspondante sera (avec $T_1 < T_2$)

$$\partial S_{créée} = \partial q \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right] \quad (I-1)$$

$$\text{soit : } \frac{\partial S_{créée}}{\partial t} = \frac{\partial q}{\partial t} \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right] \quad (I-2)$$

Pour une unité de surface frontière entre les deux systèmes, on peut écrire à la limite:

$$\dot{S}_{créée} = \dot{q} \text{ grad } \frac{1}{T} = -\frac{\dot{q}}{T^2} \text{ grad } T \quad (I-3)$$

$\dot{S}_{créée}$: densité volumique d'entropie créée.

\dot{q} : densité surfacique du flux de chaleur.

Pour un milieu continu de conductibilité k , on a :

$$\dot{S}_{créée} = \frac{k}{T^2} \left(\text{grad } T \right)^2 \quad (I-4)$$

La création d'entropie est dans ce cas l'effet de la conductibilité thermique. La résistance à la conduction fait que les gradients de température doivent être élevés afin que les échanges se fassent en un temps plus court.

I-3.1.2. Transfert thermique par convection

Les dégradations d'énergie sont dues à deux causes principales :

- une différence de température finie ;
- frottement fluides associés au mouvement de la matière.

I-3.1.3. Transfert thermique par rayonnement

Les radiations électromagnétiques sont le seul mode de transfert ne nécessitant pas de support matériel. Une absorption de rayonnement se traduit par une dégradation d'énergie.

I-4. Exergie et analyse exergétique

L'exergie est la part de l'énergie qu'on peut transformer en travail sans créer de l'entropie.

Une perte d'exergie sera associée à une certaine opération si cette dernière s'accompagne d'une production d'entropie.

La nature, en évoluant irréversiblement, associe à chaque production d'utilité une production de déchet. Ce dernier étant tout ce qu'on ne désire pas produire sur le plan énergétique. Ceci se traduit par l'inévitable perte d'exergie qui accompagne toute opération réalisable.

D'une façon générale, tout système ouvert dans lequel se fait une opération quelconque, irréversible par nature même, est un puits d'exergie. L'exergie qui y est consommée, est fournie au système, soit sous forme noble (mécanique, électrique) - c'est de l'exergie pure - soit sous forme thermique - exergie diluée (figure I-2).

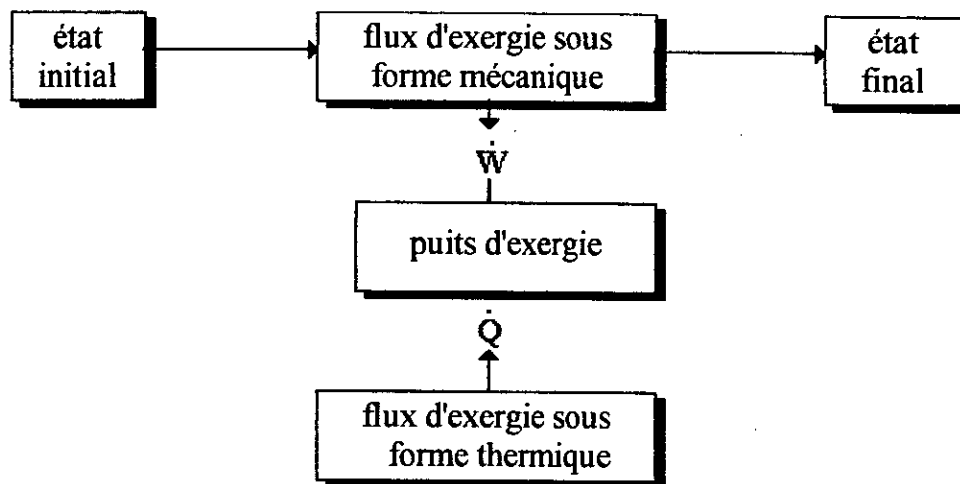


Figure I-2 Bilan d'exergie d'une opération industrielle

L'exergie associée à une quantité de chaleur Q disponible à la température absolue T a pour expression [7] :

$$Ex = Q \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (I-5)$$

le facteur $\frac{T - T_0}{T}$ représentant le rendement du cycle de Carnot opérant entre la source de chaleur et le milieu ambiant :

la formule générale de l'exergie physique dans le cas d'un système ouvert est :

$$Ex = H - T_0 S \quad (I-6)$$

D'un point de vue purement énergétique, un système ou un processus sera d'autant plus efficace que la perte d'exergie dont il est la cause, est plus petite ; c'est là tout l'intérêt de l'analyse exergetique des systèmes et procédés.

Par exemple, le but de l'analyse exergetique est de quantifier les dégradations d'énergie découlant des phénomènes d'irréversibilités rencontrés et de mesurer l'efficacité des procédés étudiés.

Seule cette comptabilité permet d'évaluer quantitativement ce qu'on appelle qualitativement « dégradation d'énergie », et de chiffrer correctement les pertes thermodynamiques d'un processus et permet de définir la qualité thermodynamique d'un processus et/ou d'une installation au sens de l'économie énergétique, et cela quelles que soient sa taille, sa complexité et la nature des phénomènes dont elle est le siège.

1-5. Les échangeurs de chaleur

L'industrie énergétique a toujours utilisé les échangeurs de chaleur grâce auxquels, on apporte ou on enlève de la chaleur.

La consommation d'énergie allant en augmentant, ces appareils feront partie de ceux qui prendront de plus en plus d'importance dans les processus industriels.

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche à obtenir un taux de puissance d'échange donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes possible, autrement dit, obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

Les calculs d'échangeurs s'effectuent à partir de données expérimentales qui parfois manquent de rigueur et ne dirigent pas le concepteur dans sa démarche. En pratique, les constructeurs ajustent leurs projets grâce à des coefficients qui font partie de leur savoir faire et qui sont déterminés tant bien que mal d'après les quelques résultats tirés d'installations existantes.

La plupart des devis sont établis sur un prédimensionnement et des essais sont effectués seulement pour une commande importante.

Un échangeur de chaleur étant destiné à faire passer de la chaleur est soumis à des différences de températures d'où naissent des contraintes thermiques plus ou moins bien supportées par l'appareil. Ceci explique un certain conservatisme des constructeurs qui ont réussi à vendre des appareils fiables en les améliorant peu à peu.

Pour certaines utilisations actuelles, le conservatisme se défend de plus en plus mal car il peut conduire fréquemment à des constructions chères à cause des performances réduites correspondant à des surfaces d'échange importantes.

En conséquence, avec la demande croissante d'énergie, l'utilisation rationnelle de celle-ci demandera un emploi de plus en plus adapté des échangeurs de chaleurs qui devrait être de mieux en mieux calculés.

1-5.1. Les échangeurs compacts

Ce sont des échangeurs caractérisés par une compacité très élevée qui peut atteindre plus de 1000 m^2 par m^3 [3].

On distingue :

- échangeur à plaques
- échangeur à tubes ailetés.

Les faisceaux de tubes à ailettes sont utilisés lorsque le circuit extérieur est à faible pression. Les tubes peuvent avoir une section carrée, ovale ou circulaire suivant la pression interne.

L'emploi des ailettes permet de compenser les mauvais coefficients d'échange sur le circuit extérieur généralement gazeux, le rapport surface ailetée / surface interne atteint usuellement 15 à 30 [3].

En plus, les échangeurs compacts sont des appareils qui :

- possèdent des diamètres hydrauliques réduits ;
- développent des nombres d'unités de transfert plus élevés.

I-5.2. Les condenseurs

Le condenseur est l'appareil qui sert à évacuer la chaleur de condensation. Il permet la condensation et le refroidissement d'un effluent vapeur soit à l'aide d'un produit froid soit à l'aide d'un fluide auxiliaire (eau, air).

I-5.2.1. Condenseurs à air

Ces appareils utilisent le fluide le plus médiocre sur le plan thermique mais aussi, à cause de son abondance, le moins coûteux. Ils appartiennent à la famille des échangeurs compacts où l'air et la vapeur circulent à courant croisés.

On ne parlera ici que des condenseurs à ventilation forcée que l'on trouve dans la plupart des installations commerciales ou industrielles, il existe naturellement des condenseurs à convection naturelle qui sont utilisés sur les appareils ménager réfrigérateurs, congélateurs, ...etc.

Les condenseurs ventilés permettent de dégager des quantités de chaleur importantes avec des encombrements raisonnables.

I-5.2.2. Les condenseurs dans le cycle de Rankine

Le cycle de Rankine est le cycle idéal qui se rapproche le plus du cycle de Carnot. Il est utilisé dans les moteurs à vapeur et dans la production d'électricité à l'aide de la vapeur.

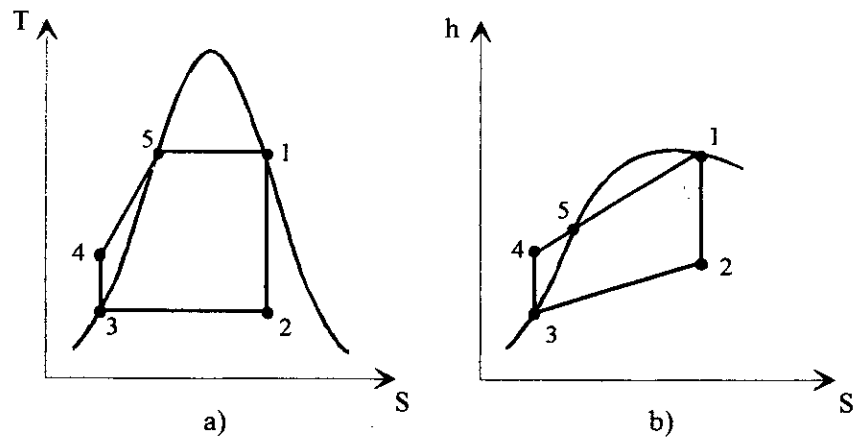


Figure I-3 : Cycle de Rankine

a) dans le diagramme entropique (T,s) ;

b) dans le diagramme de Mollier

La vapeur produite par la chaudière "générateur de vapeur" se détend dans la turbine puis se condense dans le condenseur. Le recyclage de l'eau à la sortie du condenseur vers la chaudière est réalisé au moyen d'une pompe.

Le refroidissement de la vapeur se fait en général par l'eau (emploi des condenseurs à eau), ce qui nécessite de grandes quantités d'eau froide du fait de la chaleur de vaporisation élevée de l'eau ; néanmoins, dans certains cas où l'eau est en quantité insuffisante ou pour des raisons économiques (le prix de l'eau) ou encore dans les régions désertiques, l'emploi de l'air comme fluide froid s'avère indispensable, et bien que les condenseurs à air soient plus grands et plus onéreux que les condenseurs à eau, on est contraint à les utiliser.

I-5.2.3. Avantages et inconvénients des condenseurs à air

a) En faveur du condenseur à eau

<i>Aérocondenseurs</i>	<i>Condenseurs à eau</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Incapacité de refroidir à basses températures à cause de la petite valeur de la chaleur spécifique de l'air C_{Pa}. 	<ul style="list-style-type: none"> • L'eau peut refroidir à des températures plus basses que celles obtenues avec l'air.
<ul style="list-style-type: none"> • Nécessite une importante aire de transfert à cause des faibles valeurs du coefficient d'échange "h". 	<ul style="list-style-type: none"> • Ce n'est pas le cas pour l'eau.
<ul style="list-style-type: none"> • Ils doivent être placés dans un espace libre et dégagé pour permettre la circulation de l'air. 	<ul style="list-style-type: none"> • Peuvent être placés avec d'autres équipements.
<ul style="list-style-type: none"> • L'emploi des ailettes exige une conception spéciale donc onéreuse. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ils sont généralement de type classique à faisceau de tubes et calandre.

b) En faveur du condenseur à air

<i>Aérocondenseurs</i>	<i>Condenseurs à eau</i>
<ul style="list-style-type: none"> • L'air est un fluide abondant et gratuit. 	<ul style="list-style-type: none"> • L'eau est coûteuse, nécessite une tour de refroidissement.
<ul style="list-style-type: none"> • L'air n'est pas corrosif donc les risques d'encrassement sont minimes. 	<ul style="list-style-type: none"> • L'eau de refroidissement est souvent corrosive (eau de mer ou embouchure de fleuves).
<ul style="list-style-type: none"> • Les frais de maintenances sont souvent plus faibles de 20% à 30% que ceux avec l'eau. 	<ul style="list-style-type: none"> • Les frais opératoires sont élevés à cause de l'utilisation de pompes de circulation entre les condenseurs et la tour.

I-6. Optimisation d'un échangeur de chaleur

Optimiser un échangeur de chaleur, c'est réduire au minimum la dépense nécessaire à la transmission d'un flux donné. Cette dépense peut être en monnaie ou en énergie.

L'objectif de l'optimisation est de déterminer la taille et la géométrie optimales, d'un type d'échangeur donné susceptible d'assurer le service requis tout en satisfaisant, par ailleurs, à certaines contraintes en matière de normalisation et de standardisation.

Plusieurs fonctions-objectifs peuvent être choisies pour décider du choix de l'échangeur optimal. Cet échangeur peut être celui qui correspond à un coût monétaire minimal ou à un coût énergétique minimal ; c'est ce qu'on trouve dans la plupart des applications industrielles courantes, où les paramètres géométriques sont souvent contraints du fait de considérations économiques. Ainsi la surface de transfert ou d'échange mise en œuvre est liée au coût de l'échangeur ; ou enfin celui qui correspond à un volume minimal quelque soit les considérations économiques ou énergétiques ; c'est le cas dans le domaine de l'automobile et de l'aéronautique où l'encombrement est un facteur déterminant.

Enfin, optimiser pourrait consister simplement à réaliser la perte de charge-pression, ou le volume ou le poids, ou le prix, les plus faibles pour un taux de transfert donné.

L'optimisation d'un échangeur peut prendre autant de formes que l'on peut se fixer d'objectifs. L'utilisation de programmes de calculs sur ordinateur, conçus pour les échangeurs a beaucoup progressé durant ces vingt dernières années et a intéressé beaucoup d'ingénieurs. Ecrits en langage FORTRAN, ces programmes permettent de recalculer très aisément les dimensions ou le comportement d'échangeurs existants.

CHAPITRE II

OPTIMISATION ÉCONOMIQUE

ET ÉNERGÉTIQUE

COMPARÉES D'UN

CONDENSEUR À AIR D'UN

CYCLE COMBINÉ

II- Optimisation économique et énergétique comparées d'un condenseur à air d'un cycle combiné

II-1. Position du problème

Soit un débit d'air \dot{M}_a qui se réchauffe de T_{a1} à T_{a2} par passage à travers un condenseur où un débit de vapeur \dot{M}_s s'écoulant dans des tubes, se refroidit par l'air, et sort à l'état liquide (eau).

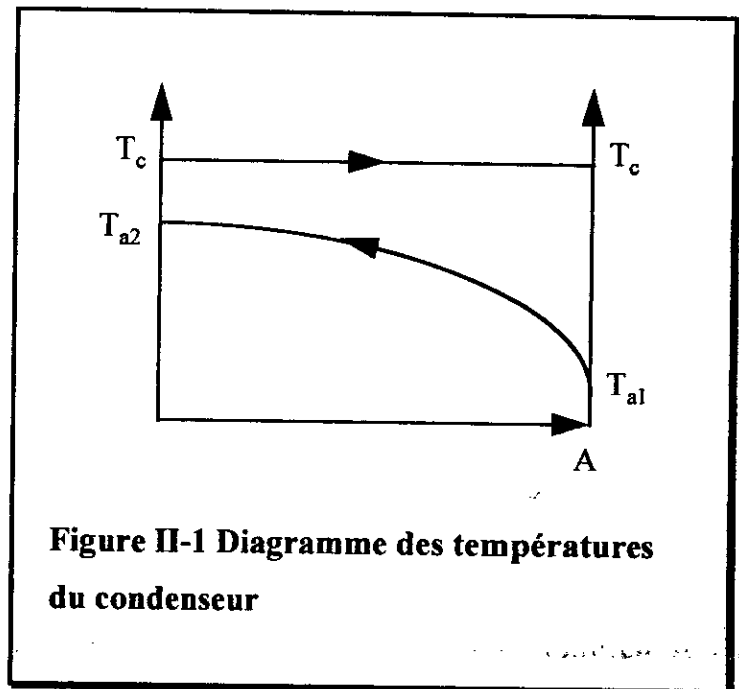
On admettra que la température de paroi est constante. (voir II-1).

On désire que le fluide sorte en équilibre thermique avec la paroi à mieux que ε (%) près.

On se propose, une fois les paramètres thermodynamiques définis, de trouver la configuration géométrique optimale du condenseur à air. On choisira deux fonctions objectifs à minimiser et on comparera les optimums ainsi obtenus.

Notre choix portera alors sur les fonctions suivantes :

- Le coût monétaire intégral : c'est la somme des investissements et des dépenses opératoires.



- Le coût énergétique intégral : c'est la somme du contenu énergétique des équipements et de l'énergie opératoire. On appliquera la méthode du demi échangeur, qui consiste à traiter d'abord indépendamment chaque demi échangeur puis à combiner ces optimums partiels et à rechercher par itération l'optimum absolu.

II-2. Modélisation mathématique

II-2.1. Données du problème

- Le débit de vapeur $\dot{M}_s = 13,26 \text{ Kg/s}$.
- Titre de la vapeur à l'entrée du condenseur $x = 0,925$.
- Température de condensation $T_c = 45^\circ\text{C}$.
- Liquide saturé à la sortie du condenseur.
- Température d'entrée d'air : trois cas seront considérés : $T_{a1} = 20^\circ\text{C}$; $T_{a1} = 25^\circ\text{C}$; $T_{a1} = 30^\circ\text{C}$;

II-2.2. Calculs thermodynamiques

- La chaleur rejetée est :

$$\dot{Q} = \dot{M}_a C_{Pa} (T_{a2} - T_{a1}) = \dot{M}_s (h - h_f) \quad (\text{II-1})$$

Mais on a :

$$h - h_f = x h_{fg} = 0,925 \times 2397,9 = 2215,3 \text{ Kj/Kg}$$

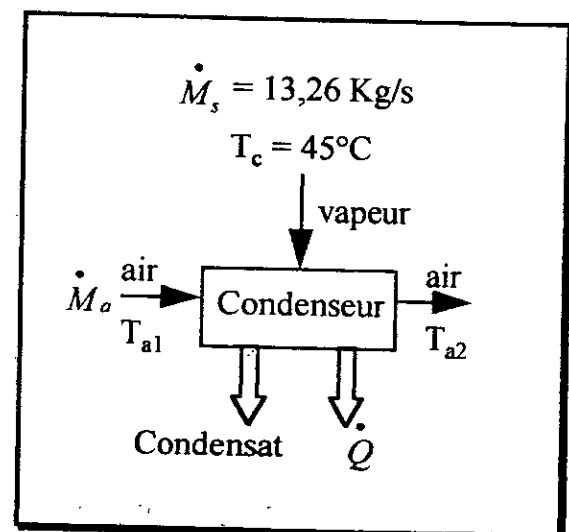
et $\dot{M}_s = 13,26 \text{ Kg/s}$

La quantité de chaleur évacuée sera alors :

$$\dot{Q} = 29374,6 \text{ KW}$$

Donc, la quantité de chaleur rejetée par la vapeur lors de sa condensation est d'environ 30 MW, cette même quantité de chaleur sera reçue par l'air et augmentera sa température jusqu'à T_{a2} .

L'efficacité de transfert ϵ , pour l'échangeur, est donnée par [7] :



$$\varepsilon = \frac{T_{a2} - T_{a1}}{T_c - T_{a1}} \quad (\text{II-2})$$

Le nombre d'unités de transfert pour un demi-échangeur a pour expression [7] :

$$NUT = - \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT}{T - T_c} \quad (\text{II-3})$$

Pour un échangeur à paroi isotherme, la relation entre le nombre d'unités de transfert et l'efficacité sera :

$$NUT = Ln \frac{1}{1 - \varepsilon} \quad (\text{II-4})$$

II-2.3. Relations empiriques

Les pertes de pression dues au frottement de l'air dans le condenseur sont liées à un coefficient de friction "f", par l'expression [10] :

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{f}{2} \rho_a U_m^2 \frac{A}{\Omega} \quad (\text{II-5})$$

Par analogie avec le concept du nombre d'unités de transfert *NUT*, introduit par *Chilton* et *Colburn*, on a proposé de définir le nombre d'unités d'énergie dégradée *NUE*, comme suit [7] :

$$NUE = \frac{A}{\Omega} f / 2 \quad (\text{II-6})$$

L'expression de la chute de pression devient :

$$\Delta P = NUE \rho_a U_m^2 \quad (\text{II-7})$$

où U_m est la vitesse moyenne d'écoulement de l'air, défini par :

$$U_m = \frac{\dot{M}_a}{\rho_a \Omega} \quad (\text{II-8})$$

Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \frac{\rho_a U_m D_H}{\mu} \quad (\text{II-9})$$

où D_H est le diamètre hydraulique défini par [1] :

$$D_H = \frac{4\Omega}{A} \cdot H \quad (\text{II-10})$$

Le facteur de frottement f et le facteur de Colburn " j " s'expriment en fonction du nombre de Reynolds par :

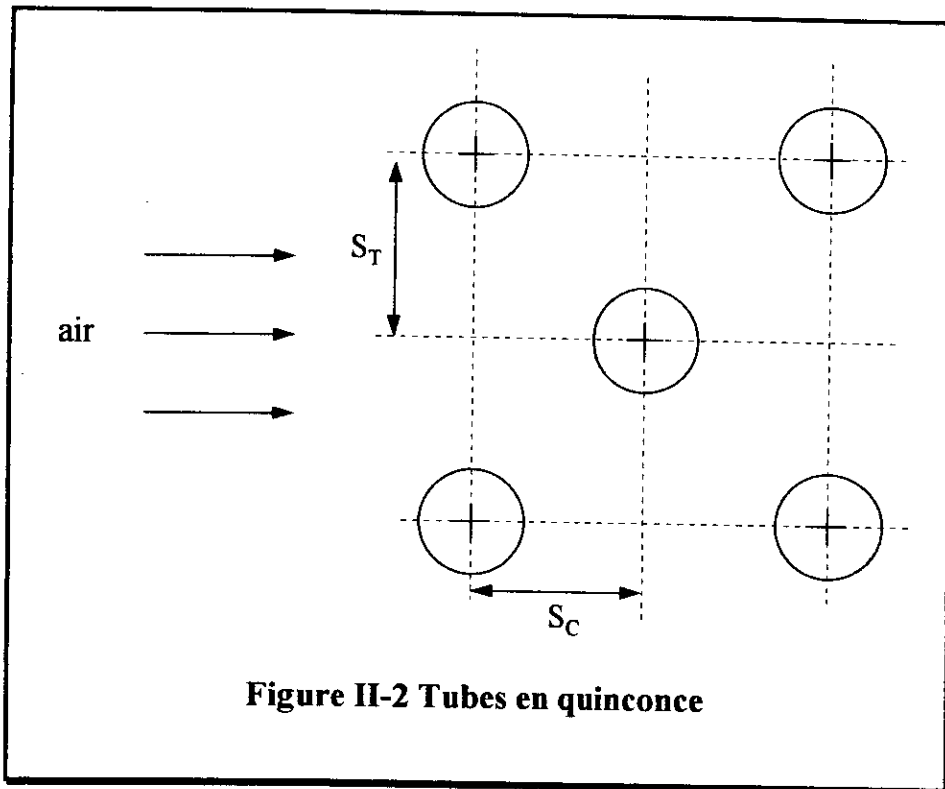
$$f/2 = a Re^{-n}$$

$$j = b Re^{-n}$$

dans le cas de l'analogie de Colburn, on a :

$$f/2 = j = 0,092 Re^{-0,2} \quad (\text{II-11})$$

Cette corrélation est valable pour les tubes à section circulaire disposés en quinconce, avec des ailettes [6] :



Dans le cas général, le nombre d'unités de transfert et le nombre d'unités d'énergie dégradé NUE sont reliés dans l'analogie de Colburn généralisée comme suit [7-9] :

$$NUE \cdot L_f = NUT \cdot Pr^{2/3} \quad (\text{II-12})$$

Dans le cas de l'analogie de Colburn $L_f = 1$; ce coefficient introduit par LEGOFF [7], représente l'écart à l'analogie de Colburn.

L'expression de la puissance mécanique dégradée par l'air sera donc [9] :

$$\dot{E} \equiv NUE \cdot \dot{M}_a U_m^2 \quad (\text{II-13})$$

II-2.4. Influence des paramètres géométriques

Les condenseurs à air appartiennent à la famille des échangeurs compacts, donc ils sont formés de tubes ailettes ou de plaques ailettées ; on choisit pour notre cas la structure montrée par la figure (II-3). Des tubes en acier ordinaire de masse volumique $\rho_{AC} = 7840 \cdot \text{Kg/m}^3$ de diamètre extérieur (d_e), sont introduits dans des plaques puis brasés, donnant ainsi cet aspect caractéristique de tube ailettés.

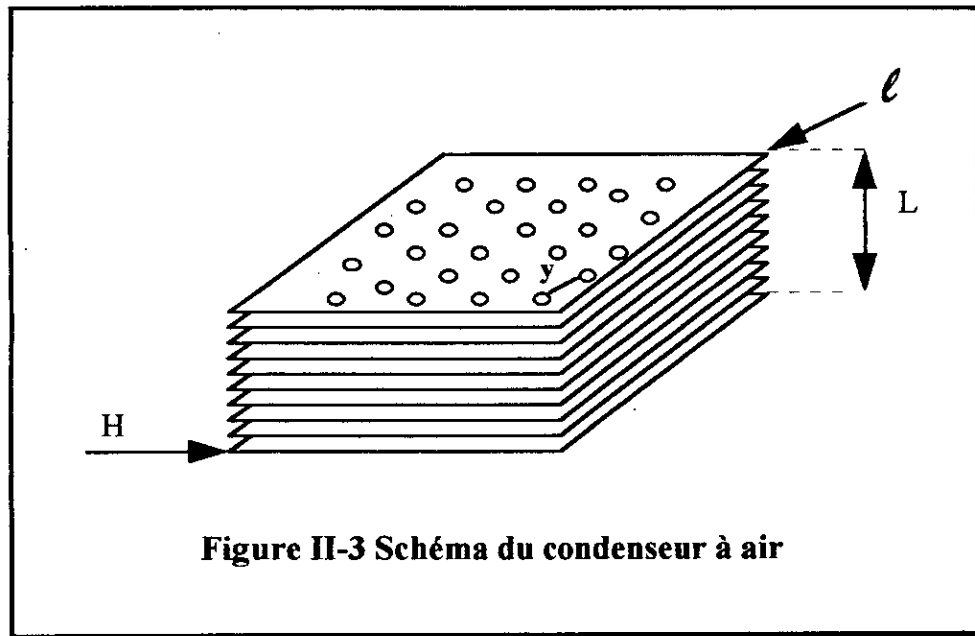


Figure II-3 Schéma du condenseur à air

On a adopté un pas triangulaire à 60° pour les tubes, autrement dit, une disposition en quinconce qui conduit à des coefficients de transmission de chaleur largement plus élevés que ceux d'une disposition en ligne, et permet de placer 10% de tubes en plus que le pas carré.

Les plaques sont en aluminium de masse volumique $\rho_{Al} = 2700 \cdot \text{Kg/m}^3$ et d'une épaisseur de e_p de l'ordre de 0,1 mm.

- Détermination de la surface d'échange :

De la figure (II-3), l'expression de la surface d'échange sera la suivante :

$A = \text{Surface des tubes} + \text{Surface des plaques.}$

$$A = N_t \pi d_e L + 2 N_p H l \quad (\text{II-14})$$

- Détermination de la surface disponible au passage d'air :

De la figure (II-3) l'expression de cette section pourrait s'exprimer ainsi :

$$\Omega = L\ell - N_p e_p \ell - d_e L N_t \quad (\text{II-15})$$

- Expression de la longueur des tubes :

Il y a environ 472,44 plaques par unité de longueur de tube (12 plaques / in) [1] ; ce qui donne un espace de 2mm, les tubes auront alors pour longueur :

$$L = N_p (x + e_p) \quad (\text{II-16})$$

- Expression de la longueur des plaques "ℓ" :

En supposant que le nombre de tubes sur une rangée suivant ℓ est n_t , et sachant que l'espace entre deux tubes consécutifs est y on a : (figure II-4)

$$\ell = y(n_t + 1) \quad (\text{II-17})$$

- Le nombre total des tubes est donné par la relation suivante :

$$N_t = \frac{\ell}{y} \cdot \frac{H}{y/2}$$

ou encore

$$N_t = \frac{2\ell H}{y^2} \quad (\text{II-18})$$

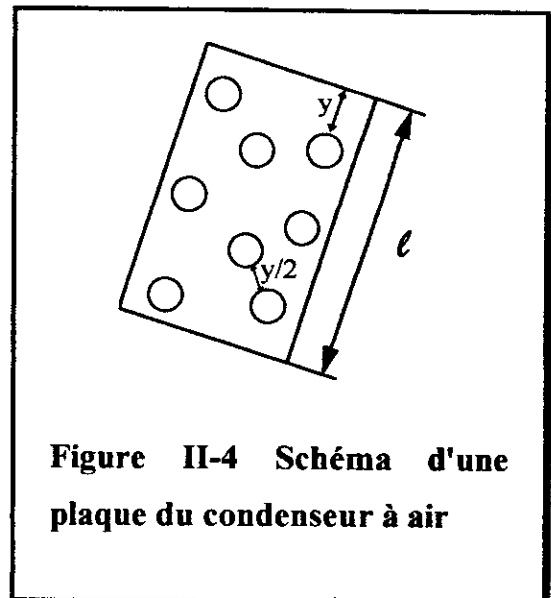


Figure II-4 Schéma d'une plaque du condenseur à air

- Il est à noter que pour les échangeurs à tubes ailettes ou à tubes et à plaque dans lesquels la température du fluide chaud est inférieure à 60°C, on a un nombre de rangées de tubes N_R égal à 5 [11].

- On peut aussi adopter des plaques circulaires disposées sur une couronne ($d_2 - d_1$) dans laquelle on introduit des tubes de diamètre d_e et de longueur L . (voir figure II-5)

- Expression du pas des tubes :

Pour le pas des tubes, la T.E.M.A. (Tubular Exchanges Manufacturer Association) recommande la valeur $y = 1,5 d_e$; pour l'épaisseur des tubes, on a choisi la norme B.W.G. (Birmingham Wire Gauge). Dans le domaine des aéroréfrigérants la B.W.G. est généralement égale à 16 [13] donc pour la plage des diamètres extérieurs normalisés choisis pour les calculs, on a l'épaisseur :

$$d_w = 1,65 \times 10^{-3} m$$

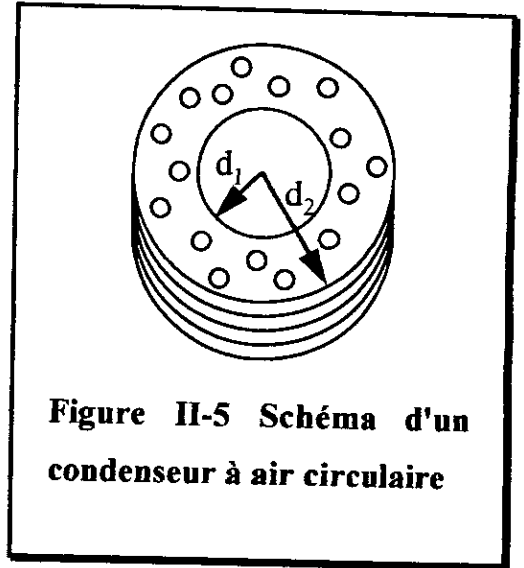
II-3. Optimisation

II-3.1. Procédure de calcul

La modélisation précédente conduit à choisir des variables indépendantes pour la résolution du problème. On a adopté les quatre variables suivantes pour des considérations pratiques car on peut fixer aisément leur intervalles respectifs :

- A : surface de transfert.
- d_e : diamètre extérieur des tubes.
- N_t : nombre de tubes.
- R_e : nombre de Reynolds relatif à l'air.

La résolution du système d'équations précédent (II-5 ; II-18) conduira à un très grand nombre de solutions. Pour trouver la configuration géométrique optimale, on doit imposer une fonction-objectif qui nous permettra de trouver l'optimum.



II-3.2. Coût monétaire intégral "CM_i" :

Les équipements qui constituent les systèmes industriels peuvent être classés en trois catégories :

- a) Ceux qui fournissent de l'énergie au système, qu'on appelle équipements "pro-énergétiques", il s'agit par exemple : des moteurs, des pompes, ventilateurs, ...etc. leur coût d'achat et d'installation est une fonction croissante de leur puissance nominale et sera donc presque toujours une fonction du flux d'énergie primaire consommée dans le système.
- b) Ceux dans lesquels, cette énergie est dégradée et qui rejettent cette énergie dans l'environnement, on les appelle équipements "anti-énergétiques". Il s'agit des conduites et des échangeurs dans lesquels l'énergie mécanique de pression est dégradée en chaleur par les frottements. Le coût de tels systèmes est presque toujours une fonction décroissante du flux d'énergie primaire qui y est consommée, donc fonction croissante de leur surface de transfert.
- c) Enfin ceux qui sont indépendants des transformations d'énergie.

Le coût monétaire total du condenseur et son ventilateur est la somme de trois termes :

- i) Le coût d'achat, d'installation et de maintenance du condenseur.
- ii) Le coût d'achat, d'installation et de maintenance du ventilateur et de la pompe.
- iii) Le coût opératoire dû à l'énergie consommée pendant toute la durée de fonctionnement.

La somme des trois termes constitue le coût monétaire intégral de l'opération, car il résultera de l'intégration du coût opératoire sur toute une durée d'exploitation choisie à priori et il devra inclure une procédure d'actualisation des coûts, afin d'exprimer tous les futurs coûts en monnaie de la date à laquelle on achète les équipements.

II-3.2.1. Le coût du condenseur

Les manuels de données économiques, celui de *Chauvel* par exemple [2], montrent que le calcul des appareillages élémentaires, repose sur la détermination du prix de base ; celui-ci est obtenu à partir d'un certain nombre de graphiques qui donnent pour chaque type d'équipements standards (échangeurs de chaleur, aéroréfrigérants, réacteurs, ...) supposé construit en acier ordinaire, un prix fonction de la capacité de traitement de cet appareillage, c'est à dire fonction de la valeur d'une grandeur caractéristique (puissance, surface d'échange, hauteur, ...); une série de corrections permet de tenir compte :

- Du type réel de l'équipement à utiliser par rapport à celui pris comme référence pour établir le prix de base.
- Des conditions d'emploi (pression, température, ...).
- Du matériau utilisé.

Pour les échangeurs de chaleur en général, leur coût est exprimé par [2] :

$$CM_c = aA^b \quad (\text{II-19})$$

avec a : prix de base \times facteur correctifs ($f_1 + f_2 + f_3 \dots$)

b : facteur d'élasticité (ou d'extrapolation)

sa valeur est d'environ 0,65 pour les échangeurs de chaleur, et de 0,80 pour les aéroréfrigérants, en général et pour les condenseurs en particulier.

D'après des informations nous parvenant de la "Sonatrach", le prix de base d'un condenseur est d'environ 1600 FF/m² de surface de transfert (prix 1995) en tenant compte des facteurs correctifs qui sont :

$f_1 = 1 \rightarrow$ pour un pas de tubes triangulaire

$f_2 = 1 \rightarrow$ pour des tubes acier et ailettes-aluminium

$f_3 = 1 \rightarrow$ pour l'intervalle de température considéré.

On aura finalement le coût monétaire du condenseur :

$$CM_c = 4800 A^{0,8} (FF) \quad (\text{II-20})$$

A étant exprimée en m².

II-3.2.2. Coût monétaire du ventilateur

En première approximation, le prix d'achat d'un ventilateur est proportionnel à sa puissance nominale (vu les considérations antérieures sur les équipements proénergétiques). Pour l'expression totale du coût du ventilateur, on utilisera la forme suivante [8] :

$$CM_v = A_m C_{m0} \left[1 + \theta_m \frac{N}{2} Z_g \right] \dot{E} \quad (\text{II-21})$$

C_{m0} : prix d'achat du ventilateur de référence : 4000 FF/cv

θ_m : Coefficient de frais d'entretien : 0,2

η_m : rendement du groupe : 0,8

Z_g : facteur de normation égal à 1

$$A_m : \frac{2}{736 \eta_m}$$

N : durée de vie de l'installation, elle sera prise égale à 30 ans

d'où :

$$CM_v = 54,73 \dot{E} \text{ [FF]} \quad (\text{II-22})$$

II-3.2.3. Coût monétaire de la pompe

Comme le prix de la pompe est fonction de l'énergie mécanique dégradée par l'eau, on doit au préalable trouver l'expression de cette dernière avant d'évaluer le coût de la pompe.

- Calcul de la puissance mécanique dégradée coté tubes (vapeur) :

La condensation de la vapeur est un phénomène de transfert de chaleur avec changement d'état où toutes les propriétés de l'eau changent au cours de l'opération, sauf le débit massique de la vapeur qui reste égal à celui de l'eau sortant du condenseur.

Pour calculer les pertes de charges par frottement dans le fluide donneur : "vapeur", on utilise la formule préconisée par *Zubair* [19] :

$$\dot{E}_S = \frac{T_0 \dot{M}_s \Delta P'}{2 T_c \rho_l} \quad (\text{II-23})$$

avec :

$$\Delta P' = \Delta P_f + \Delta P_m$$

où

ΔP_f est la perte de pression par frottement qui a pour expression dans le système

SI :

$$\Delta P_f = \frac{-LC_1}{(X_s - X_e)} \left[0,357 X^{2,8} + 2C_2 X^{2,329} (0,4293 - 0,1414 X - 0,288 X^2) \right]_{X_e}^{X_s} \quad (\text{II-24})$$

$$+ C_2^2 X^{1,859} (0,538 - 0,329 X)$$

où

$$C_1 = \frac{0,09 \mu_v^{0,2} G^{1,8}}{\rho_v d_i^{1,2}}$$

$$C_2 = 2,85 \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,053} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,262}$$

$$G = \frac{\dot{M}_s}{\frac{\pi}{4} N_i d_i^2}$$

$$d_i = d_e - 2d_w$$

En introduisant les données suivantes :

$$\begin{cases} X_e = 0,925 \\ X_s = 0 \\ \rho_v = 0,065 [\text{Kg} / \text{m}^3] \\ \rho_l = 989,84 [\text{Kg} / \text{m}^3] \\ \mu_v = 9,816 \times 10^{-6} [\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}] \\ \mu_l = 597 \times 10^{-6} [\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}] \end{cases}$$

On trouve

$$G = 9 [\text{Kg} / \text{m}^2 \text{s}]$$

$$C_1 = 405,20 [\text{N} / \text{m}^3]$$

$$C_2 = 0,2842 [\text{N} / \text{m}^3]$$

$$\Delta P_f = 143,68 L [P_d]$$

et ΔP_m est le terme dû à la variation de la quantité de mouvement et a pour expression :

$$\Delta P_m = \frac{-LG^2}{\rho_v(X_s - X_e)} \left[X^2 - (X - X^2) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} - 2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left(X - X^2/2 \right) \right]_{X_e}^{X_s} \quad (\text{II-25})$$

Après calcul, on trouve :

$$\Delta P_m = 1158,52 L [P_d]$$

d'où

$$\Delta P' = \Delta P_m + \Delta P_f = 1302,20 L \quad (\text{II-26})$$

la puissance mécanique dégradée par la vapeur sera donc pour une température ambiante, $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

$$\dot{E}_S = 8,2 L \quad (\text{II-27})$$

- Calcul du coût monétaire de la pompe :

Comme le ventilateur, l'expression totale du coût de la pompe sera [9] :

$$CM_p = A_m C_{m0} \left(1 + \theta_m \frac{N}{2} Z_g \right) \dot{E}_S \quad (\text{II-28})$$

$$A_m = \frac{2}{736\eta_m}$$

- Prix d'achat de la moto-pompe de référence : $C_{m0} = 6000 \text{ FF/CV}$.

On en déduit :

$$CM_p = \beta_P \dot{E}_S \quad (\text{II-28})$$

avec $\beta_P = 81,6$

on aura finalement

$$CM_p = 669,12 L [FF] \quad (\text{II-29})$$

II-3.2.4. Coût monétaire de l'énergie opératoire

L'énergie opératoire est celle qui sert à faire fonctionner les moteurs de la pompe et du ventilateur.

Le coût d'exploitation énergétique peut se mettre sous la forme suivante [9] :

$$CM_e = \frac{C_{el}}{10^3} \frac{(\dot{E} + \dot{E}_s)}{\eta_m} N.Z.H \quad \dots \quad (II-30)$$

C_{el} : prix d'achat de l'énergie électrique.

Comme le condenseur à air est utilisé dans un cycle thermique, l'énergie primaire est le gaz naturel (qui est utilisé comme combustible dans la chaudière).

Le prix d'achat de l'énergie primaire (G.N), pour l'année 1996 [20] est :

$$C_{GN} = 0,1594 \text{ (DA/th)}$$

or sur la base d'un rendement de conversion de 0,4 :

$$1 \text{ KWh}_{\text{élect}} = \frac{1}{0,4} \times \frac{\text{KJ}}{\text{s}} \times 3600 \text{ s} = \frac{3600}{0,4} \times \frac{1}{4,18} \times 10^{-3} \text{ thermie}$$

$$1 \text{ KWh}_{\text{élect}} = 2,153 \text{ therme} \quad (II-31)$$

donc $C_{el} = 2,153 \times 0,1594$

$$C_{el} = 0,343 \text{ [DA/KWh]}$$

η_m : rendement du groupe, il sera pris égal à 0,8.

Z : facteur de normation, égal à 1.

H : nombre d'heures de fonctionnement par an, $H = 6000 \text{ h/an}$

d'où

$$CM_e = 46,3(\dot{E} + \dot{E}_s) \text{ [DA]} \quad (II-32)$$

A un taux officiel 1 FF = 11,07 DA

on aura alors

$$CM_e = 4,18(\dot{E} + \dot{E}_s) \text{ [FF]} \quad (II-32)$$

Le coût monétaire total sera donc la somme des expressions (II-20 ; II-22 ; II-29 ; II-32).

$$CM_t = CM_C + CM_V + CM_P + CM_e$$

ou encore

$$CM_t = 4800 A^{0,8} + 54,73 \dot{E} + 669,2 L + 4,18(\dot{E} + \dot{E}_s) \quad (\text{II-33})$$

II-3.3. Coût énergétique total du condenseur à air

Pour un économiste, toute opération industrielle a pour fonction de transformer des biens de faible valeur propre en bien plus utiles, donc à valeur ajoutée, en même temps qu'elle produit des rejets à valeur diminuée. (figure II-6.a)

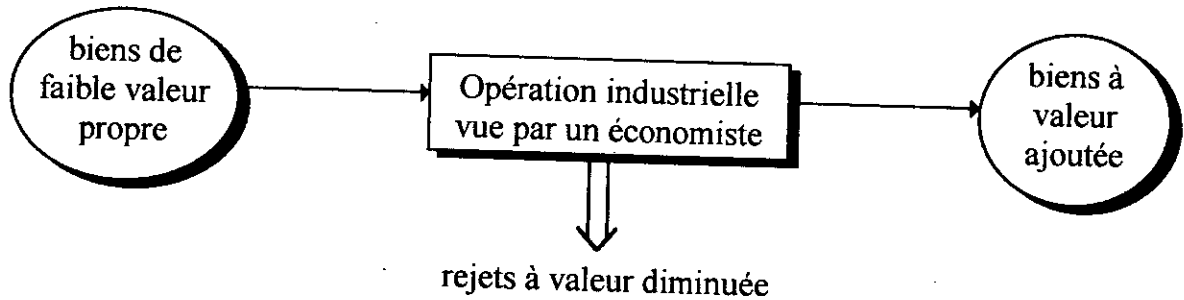


Figure II-6.a : Schéma d'une opération industrielle vue par un économiste

Pour un énergéticien, cette même opération consiste à apporter de l'énergie utilisable à des matières premières, pour les transformer en matières plus utiles à plus fort contenu énergétique, mais les rejets ont aussi un contenu énergétique plus fort que les matières premières.

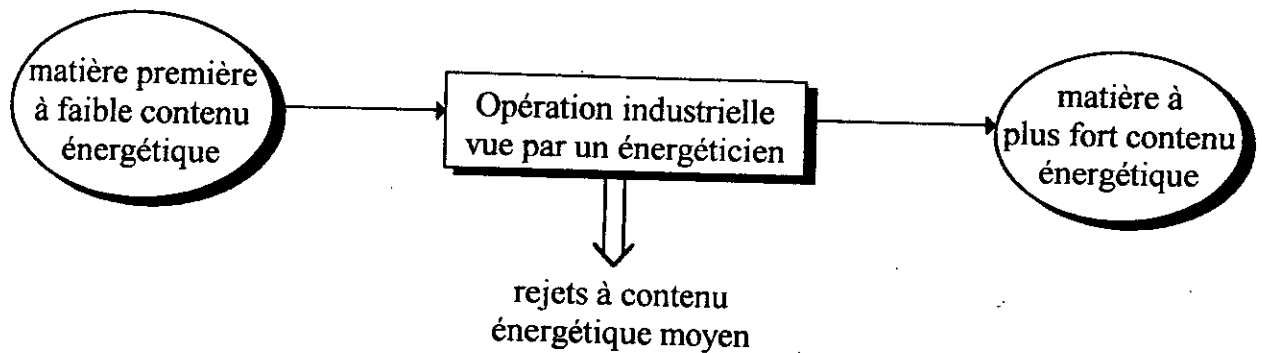


Figure II-6.b : Schéma d'une opération industrielle vue par un énergéticien

Toute matière première, tout produit fonctionnel, tout objet manufacturé a nécessité une certaine quantité d'énergie pour le produire à partir des ressources naturelles, c'est son contenu énergétique exprimé en *Joule/Kg*.

Donc la définition générale du "Contenu énergétique" d'un produit est la somme des énergies, de toutes formes et de toute natures, consommées pour sa production et pour la production de divers matériaux qui ont servi à sa fabrication.

Le coût énergétique total du condenseur sera, comme son coût monétaire, la somme de son contenu énergétique et des contenus énergétiques du ventilateur, de la pompe et de l'énergie opératoire.

II-3.3.1. Contenu énergétique du condenseur à air

Le contenu énergétique du condenseur est la somme du contenu énergétique des tubes, des plaques et des accessoires (vis, brides, ...etc).

- Contenu énergétique des tubes :

Comme le contenu énergétique des tubes de commerce en acier ordinaire est proportionnel à leur masse, soit d'environ :

$$\delta_a = 50 \text{ MJ/kg [8].}$$

on a donc :

$$CE_{tb} = \delta_a m \quad (\text{II-34})$$

mais

$$m = \rho_{ac} V_{tb} \quad (\text{II-35.a})$$

avec

V : volume des tubes qui a pour expression

$$V = \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) . L$$

mais $d_i = d_e - 2d_w$

en remplaçant dans l'expression du volume on aura :

$$V = \pi d_w (d_e - d_w) . L \quad (\text{II-35.b})$$

pour les N_t tubes on aura

$$CE_{tb} = \pi \rho_{ac} \delta_{ac} (d_e - d_w) . d_w N_t . L \quad (\text{II-36})$$

- Contenu énergétique des plaques :

On procède de la même manière que pour les tubes.

On a

$$CE_p = \delta_{Al} m \quad (\text{II-37})$$

mais

$$m = \delta_{Al} V_{\text{plaques}} \quad (\text{II-38.a})$$

avec

$$V_{\text{plaques}} = S_{\text{plaques}} \times e_p \quad (\text{II-38.b})$$

or

$$\delta_{Al} = 65 \text{ MJ/Kg} \quad [8]$$

$$\rho_{Al} = 2700 \text{ Kg/m}^3 \quad [2-8]$$

On aura finalement

$$CE_p = 2700 \cdot 65 \cdot H\ell \cdot e_p \cdot N_p \quad (\text{II-39})$$

d'après l'équation (II-18) on a

$$H\ell = N_i y^2 / 2$$

on aura

$$CE_p = 2700 \cdot 65 \cdot N_i N_p y^2 / 2 \quad (\text{II-40})$$

- Contenu énergétique des accessoires :

Les accessoires (brides, vis, ...) représentent une fraction estimée à 0,2 du contenu énergétique total du condenseur, autrement dit :

$$CE_{acc} = 0,2 CE_c \quad (\text{II-41})$$

donc le contenu énergétique total du condenseur sera égal à :

$$CE_c = 1,25(CE_{tb} + CE_p) \quad (\text{II-42})$$

II-3.3.2. Contenu énergétique du ventilateur et de la pompe

Le contenu énergétique spécifique des machines électromécaniques est approximativement égal à 45MJ/Kg [8].

D'autre part, d'après les catalogues commerciaux des moto-pompes, leur masse serait proportionnelle à la racine carrée de leur puissance nominale donc [8] :

$$Masse_{pompe} = 3,2 \dot{E}_s^{0,5} \quad [Kg] \quad (II-43)$$

de la même manière et d'après [8], la masse du ventilateur sera :

$$Masse_{ventilateur} = 2,05 \dot{E}^{0,5} \quad [Kg] \quad (II-44)$$

en ajoutant une masse de 30% pour les accessoires du ventilateur et de la pompe, on aura :

$$CE_p = 187 \dot{E}_s^{0,5} \quad [MJ] \quad (II-45)$$

$$CE_v = 120 \dot{E}^{0,5} \quad [MJ] \quad (II-46)$$

II-3.3.3. Contenu énergétique de l'énergie opératoire

La consommation opératoire d'énergie primaire \dot{E} sur une durée de N années, est l'énergie consommée pour fabriquer et transporter ces $\dot{E} \cdot N$ d'énergie.

En prenant un rendement global de 40 % pour notre installation, et si le contenu énergétique de l'ensemble des équipements de la centrale électrique et du réseau de distribution est de l'ordre de $0,01$ Joule / Joule d'énergie primaire consommée. En N années, le contenu énergétique de l'énergie opératoire sera donnée par l'expression suivante [8] :

$$CE_e = N \times H \times 3600 \times 10^{-6} \times \frac{1,01}{0,4} (\dot{E} + \dot{E}_s) \quad [MJ] \quad (II-47)$$

pour

$$N = 30 \text{ ans}$$

$$H = 6000 \text{ h/an}$$

on aura

$$CE_e = 1636,2 (\dot{E} + \dot{E}_s) \quad [MJ] \quad (II-48)$$

le coût énergétique total sera donc :

$$CE_t = CE_c + CE_v + CE_p + CE_e \quad [MJ] \quad (II-49)$$

II-3.4. Procédure d'optimisation

L'ensemble des équations sur lesquelles a débouché la modélisation mathématique, ainsi que les fonctions coûts monétaire et/ou énergétique constitue un système d'équations non linéaires qu'il est impossible de traiter analytiquement.

La recherche de l'optimum a été faite numériquement, les minimums des coûts ont été trouvés par la méthode de "Rosenbrock" [8] ; qui consiste en quatre boucles imbriquées qui font varier les quatre variables choisies précédemment dans leurs intervalles respectifs.

Comme la température ainsi que le débit d'air sont inconnues, on a ajouté une boucle sur l'efficacité du condenseur mais nous avons remarqué qu'il existe une valeur d'efficacité maximale à laquelle les coûts atteignent une valeur minimale, donc on a pensé qu'il était judicieux de rechercher par exploration numérique la valeur de l'efficacité maximale, puis une fois cette valeur trouvée, on la fixe et on appliquera la méthode décrite ci-dessus.

Autrement dit, en fonction de la surface d'échange, on cherchera les performances du condenseur qui correspondent soit au coût monétaire minimal soit au coût énergétique minimal.

II-3.5. Résultats et commentaires

La recherche de la valeur maximale de l'efficacité du condenseur a été faite numériquement, les graphiques de la figure (II-7.a et II-7.b) représentent les variations des coûts monétaire et énergétique en fonction de l'efficacité ϵ , il en ressort que la valeur maximale de l'efficacité est de 0,85 pour une température d'entrée d'air de 25°C, ce qui correspond à un débit d'air \dot{M}_a de 1717,30 Kg/s.

Les graphiques des figures (II-8.a ; II-8.b ; II-9.a et II-9.b) représentent les variations du coût monétaire et celles du coût énergétique en fonction de la surface de transfert et de l'énergie dégradée.

Les caractéristiques de l'échangeur correspondant au minimum des coûts monétaire et énergétique sont récapitulées dans le tableau (II-1).

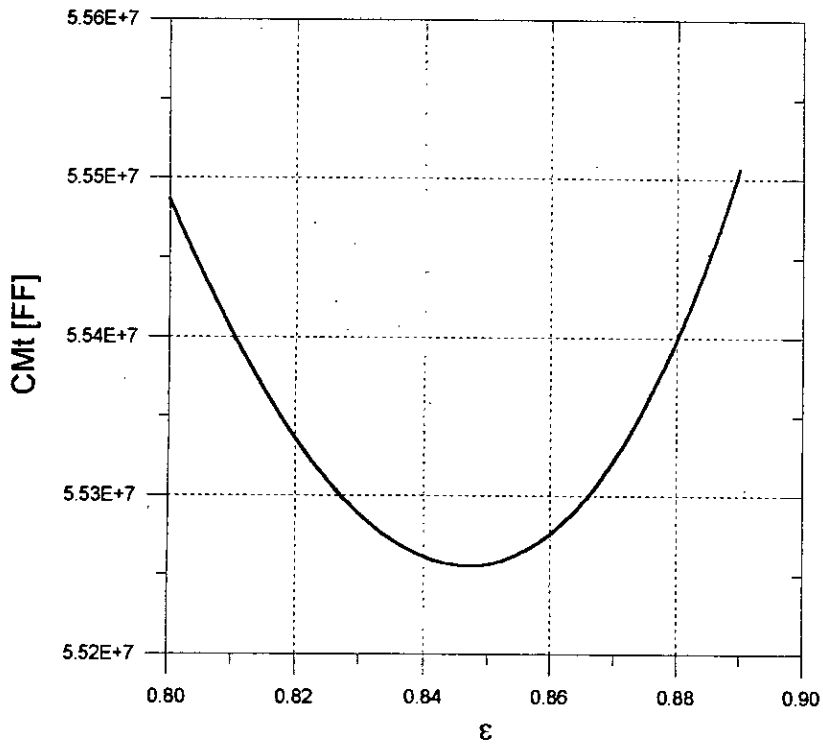


Fig II-7-a: VARIATIONS DU COÛT MONETAIRE TOTAL EN FONCTION DE L'EFFICACITE

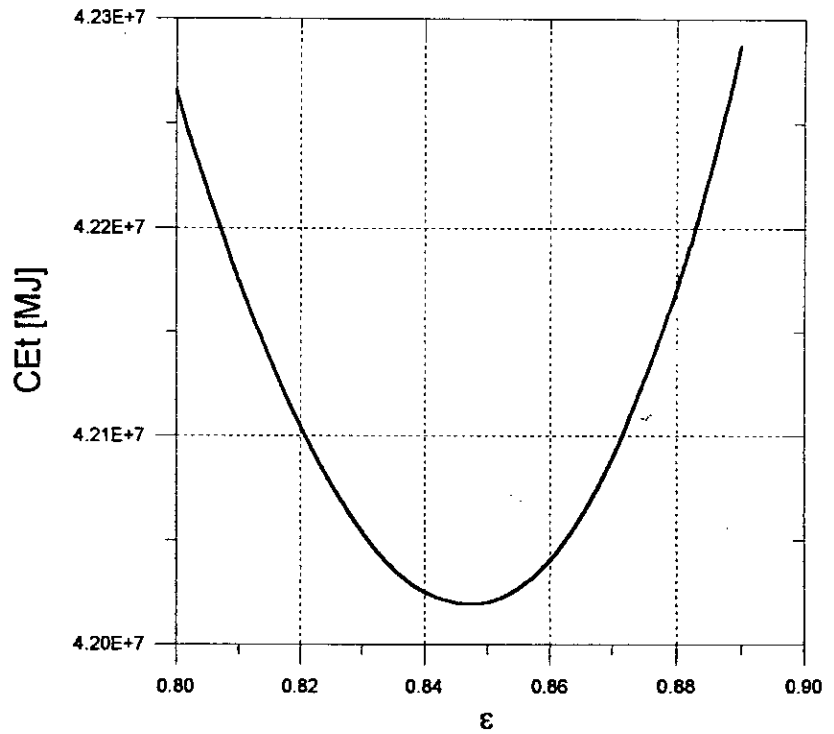


Fig II-7-b: VARIATIONS DU COÛT ENERGETIQUE TOTAL EN FONCTION DE L'EFFICACITE

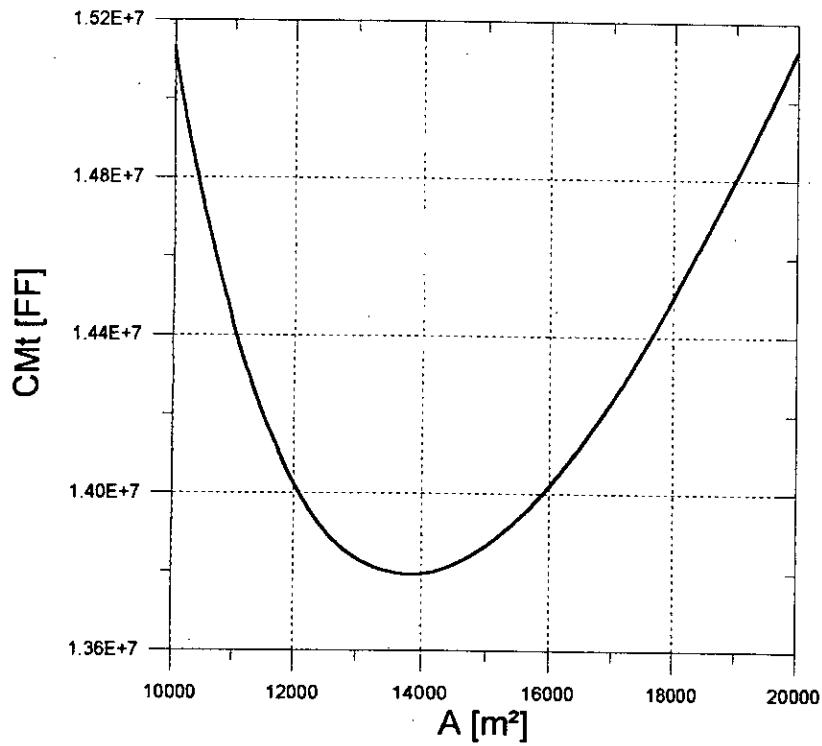


Fig II-8-a: VARIATIONS DU COÛT MONETAIRE TOTAL CMT EN FONCTION DE LA SURFACE DE TRANSFERT A

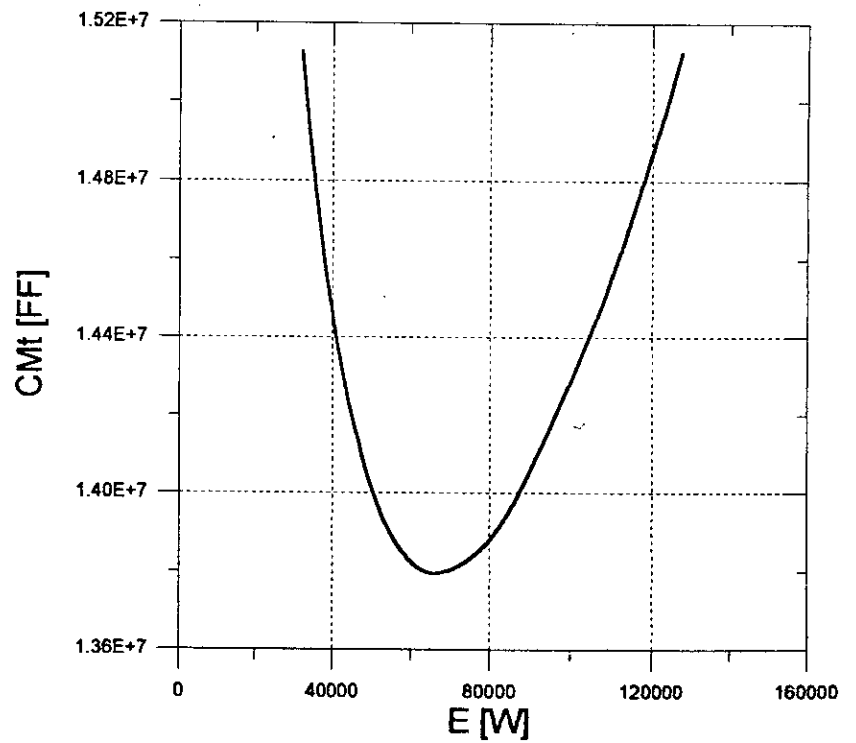


Fig II-8-b: VARIATIONS DU COÛT MONETAIRE TOTAL CMT EN FONCTION DE L'ENERGIE DEGRADEE E

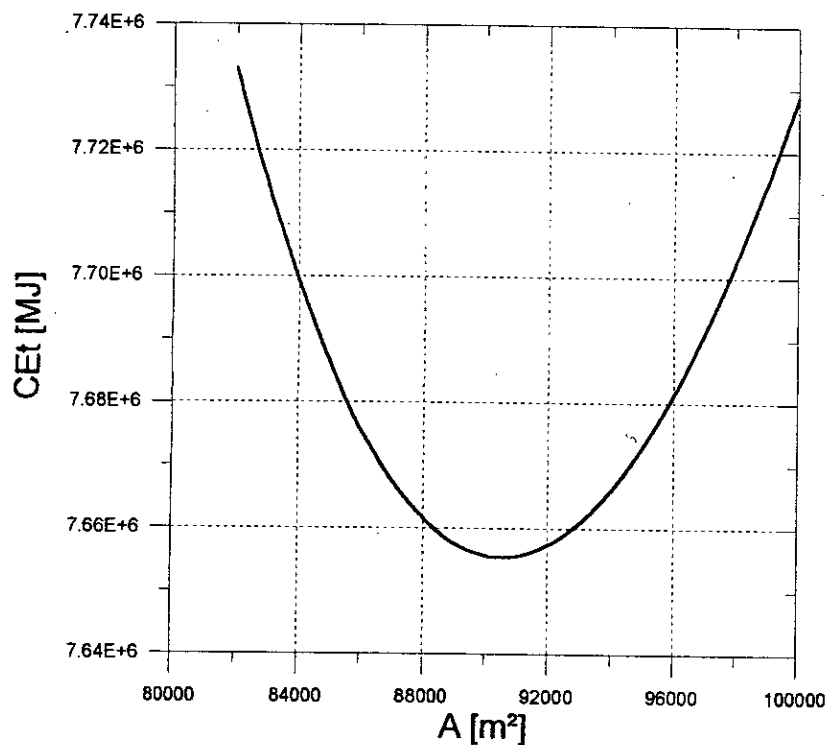


Fig II-9-a: VARIATIONS DU COÛT ENERGETIQUE TOTAL EN FONCTION DE LA SURFACE DE TRANSFERT

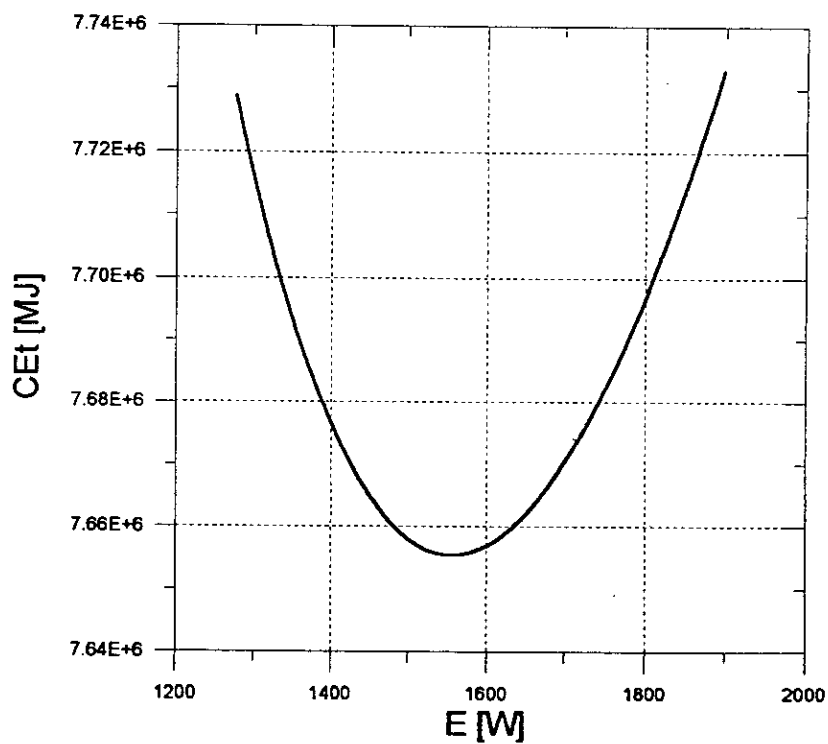


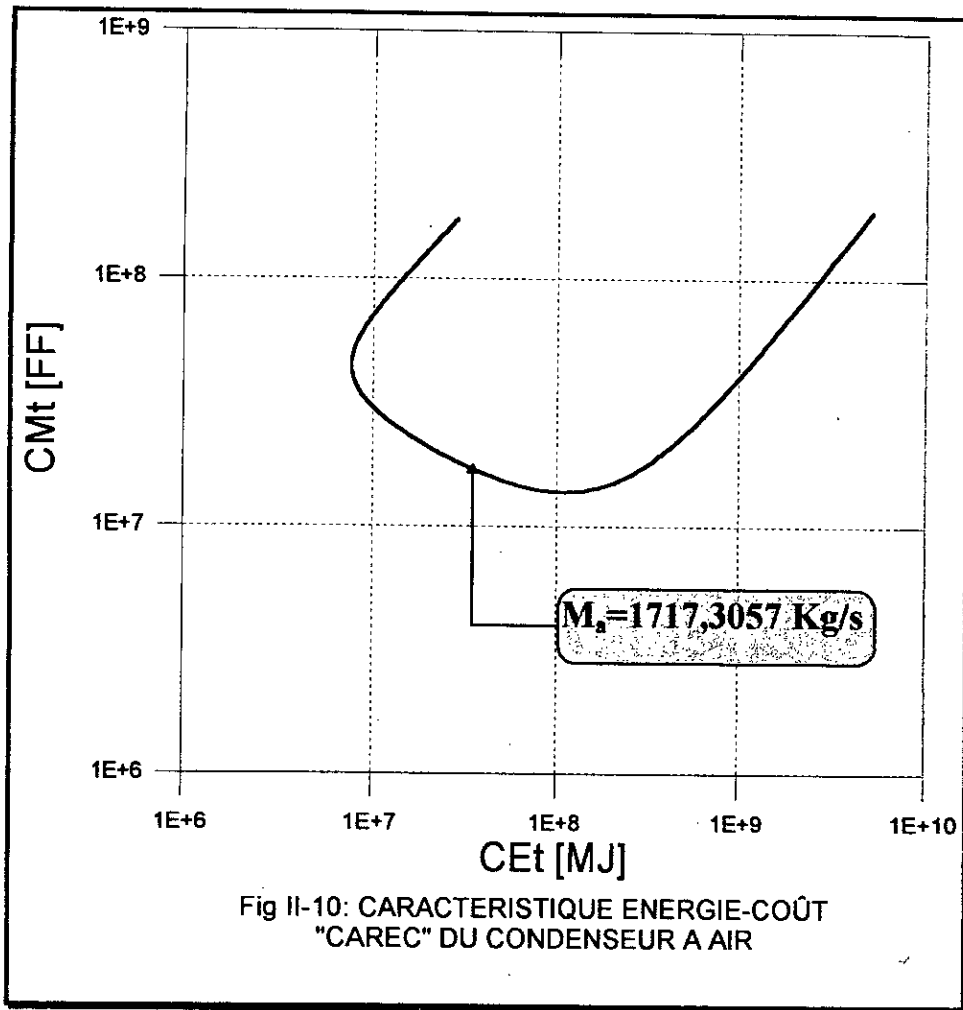
Fig II-9-b: VARIATIONS DU COÛT ENERGETIQUE TOTAL EN FONCTION DE L'ENERGIE DEGRADEE

Du tableau (II-1), on peut lire que le condenseur correspondant au minimum du coût monétaire a une surface de transfert de 14000 m^2 , un nombre de tubes égale à 1500, de longueur de 3 m, il s'y dégrade une puissance mécanique de 65 KW, son coût monétaire est de 13,7 million de Francs, par contre celui correspondant au minimum du coût énergétique a une surface de transfert égale à 91000 m^2 un nombre de tubes égale à 2000 d'une longueur de 19,26 m; il s'y dégrade, seulement 1,5KW, avec un coût monétaire de 44,6 million de Francs, et une consommation totale d'énergie de $7,65 \times 10^6 \text{ MJ}$.

Des représentations graphiques, on remarque que les minimums monétaires et énergétiques sont très différents aussi bien par leur taille que par leur coût. On peut dire que du point de vue énergétique, il conviendrait de construire un gros condenseur, onéreux, mais dégradant le minimum d'énergie mécanique possible.

Cete différence entre deux minimums, nous a conduit à étudier le domaine intermédiaire, pour cela, on a utilisé un nouveau diagramme appelé "carctéristique-énergie-coût" ou "CAREC", qui consiste à porter en abscice le CE , et en ordonnée le CM .

La CAREC de la figure (II-10) permet de chiffrer l'augmentation progressive du coût monétaire à mesure que l'on cherche à économiser l'énergie.



II-4. Recherche de l'investissement minimal

Beaucoup de décideurs industriels estiment que les capitaux sont encore plus rares que l'énergie. Ils préfèrent choisir le condenseur qui minimise l'investissement monétaire initial quitte à accepter un surcoût opératoire.

Dans ce qui suit, nous nous proposons de déterminer le condenseur qui correspond à un investissement minimal.

La fonction objectif qu'on cherchera à minimiser sera donc "l'investissement global", qui est donc :

$$\text{- En franc} \quad I_m = CM_c + CM_v + CM_p \quad (\text{II-50})$$

$$\text{- En énergie} \quad I_e = CE_c + CE_v + CE_p \quad (\text{II-50})$$

Ces coûts ont été exprimés précédemment en fonction de la surface de transfert et de l'énergie dégradée.

$$I_m = 4800 A^{0,8} + 54,73 \dot{E} + 669,12 L \quad (\text{II-20 ; II-22 ; II-29})$$

$$I_e = CE_c + CE_v + CE_p \quad (\text{II-42 ; II-45 ; II-46})$$

II-4.1. Résultats et commentaires

Les graphes II-11.a et II-11.b représentant les variations des investissements monétaire et énergétique en fonction de l'efficacité ϵ montrent bien que la valeur optimale de l'efficacité est également de 0,85 pour une température d'entrée d'air de 25°C. En procédant de la même manière que pour les coûts monétaire et énergétique, on trouve que le condenseur correspondant à l'investissement monétaire minimal a une surface d'échange de 13000 m², des tubes de longueur 2,75 m, une énergie mécanique dégradée de 75,5 KW et un coût $I_{e \min} = 13,5$ M FF.

Par contre, celui correspondant au minimum de l'investissement énergétique a une surface de transfert de 3000 m², une énergie dégradée de 1,41 MW.

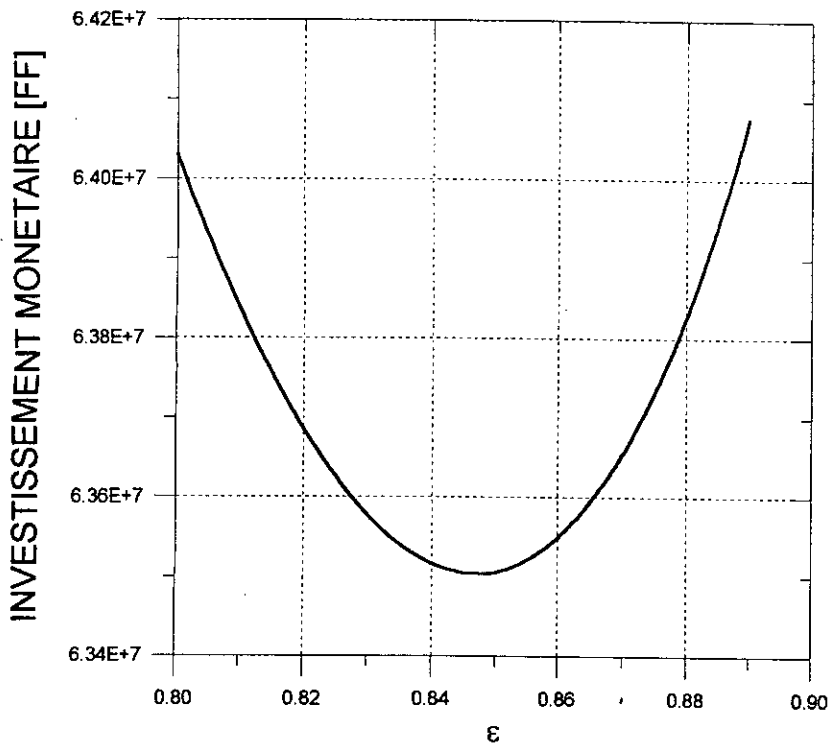


Fig II-11-a: VARIATIONS DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE I_m EN FONCTION DE L'EFFICACITE

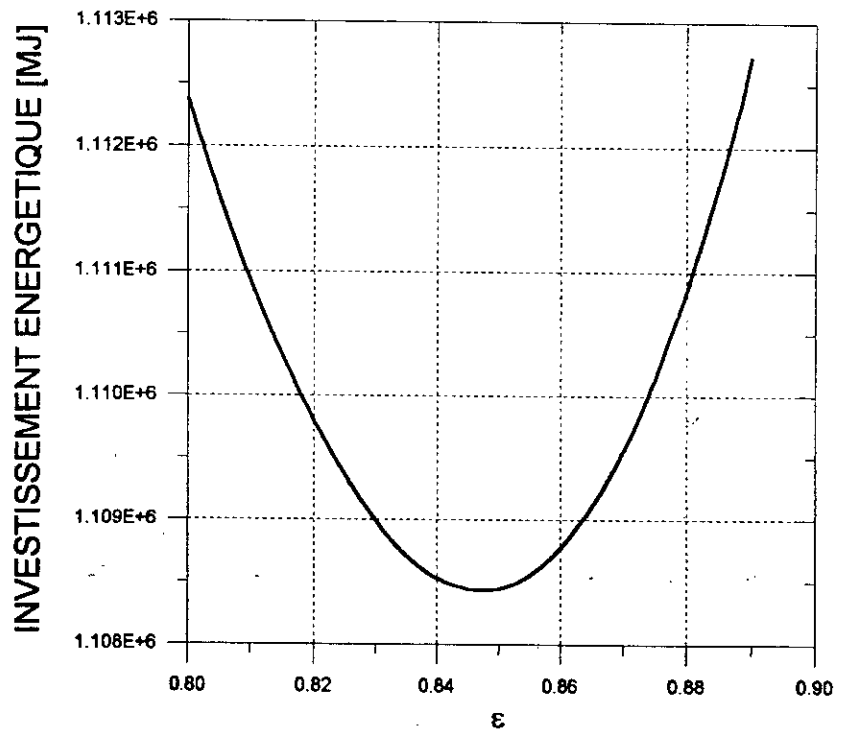


Fig II-11-b: VARIATIONS DE L'INVESTISSEMENT ENERGETIQUE I_e EN FONCTION DE L'EFFICACITE

Le reste des paramètres sont regroupés dans les colonnes 2 et 4 du tableau récapitulatif (II-1) ; et les courbes de l'investissement monétaire et énergétique en fonction de la surface de transfert et de l'énergie dégradée sont représentées respectivement par les figures (II-12.a ; II-12.b ; II-13.a ; II-13.b) ; où les minimums sont clairement marqués. Du tableau et des figures, on remarque que le minimum de l'investissement monétaire est très peu différent du minimum du coût monétaire total, la raison en est que dans tout ce domaine, le coût de l'énergie opératoire - même sur une durée aussi longue que 30 ans - est presque négligeable en comparaison avec l'investissement monétaire, par contre le minimum correspondant à l'investissement énergétique est nettement différent de celui correspondant au coût énergétique total, cela est dû au grand poids de l'énergie opératoire (fort contenu énergétique), autrement dit que le contenu énergétique de l'énergie opératoire est plus important que celui du condenseur, de son ventilateur et de sa pompe.

- Comparaison des divers optimums :

- Le passage du condenseur (colonne 1) au condenseur de la colonne 3 entraîne un surcoût monétaire de : $\frac{44,6-13,7}{13,7} \times 100\% = 225,5\%$ et un sous-coût énergétique de 92,9 %.

Le fait de minimiser l'investissement énergétique conduit à un condenseur de petite taille et à forte perte de charge.

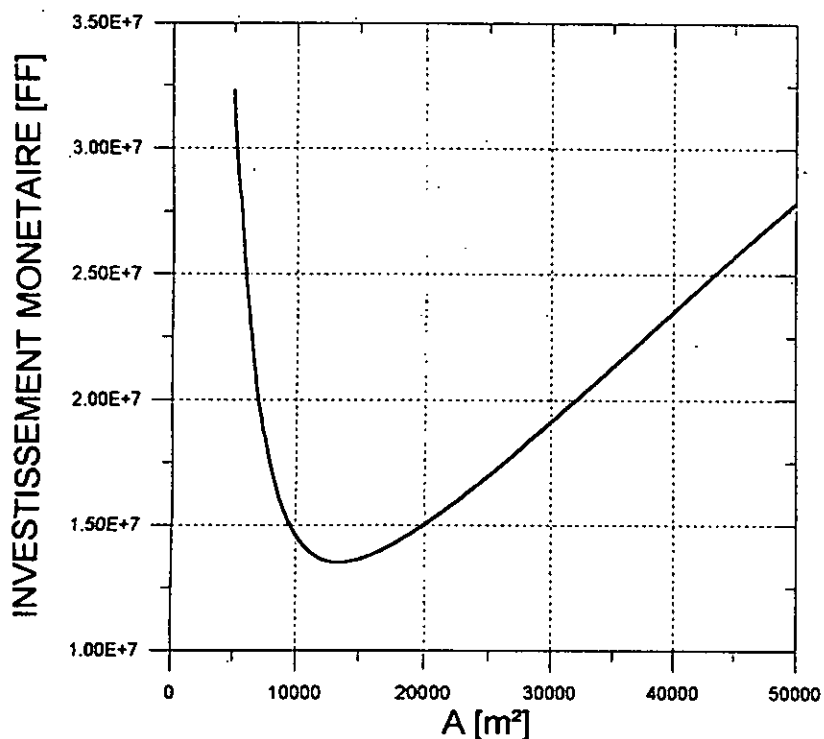


Fig II-12-a: VARIATIONS DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE I_m EN FONCTION DE LA SURFACE DE TRANSFERT A

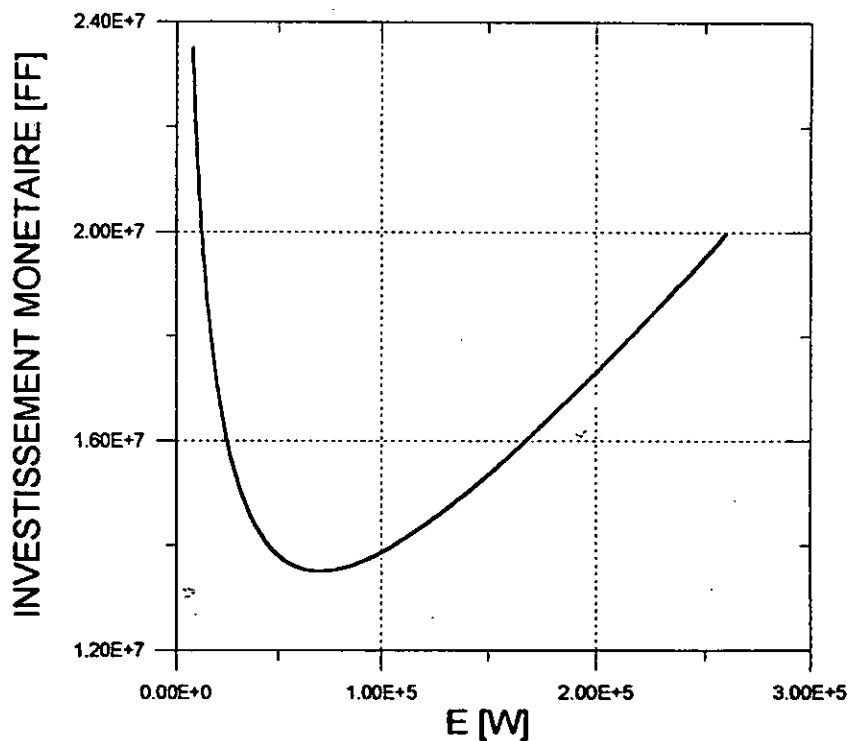


Fig II-12-b: VARIATIONS DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE I_m EN FONCTION DE L'ENERGIE DEGRADEE E

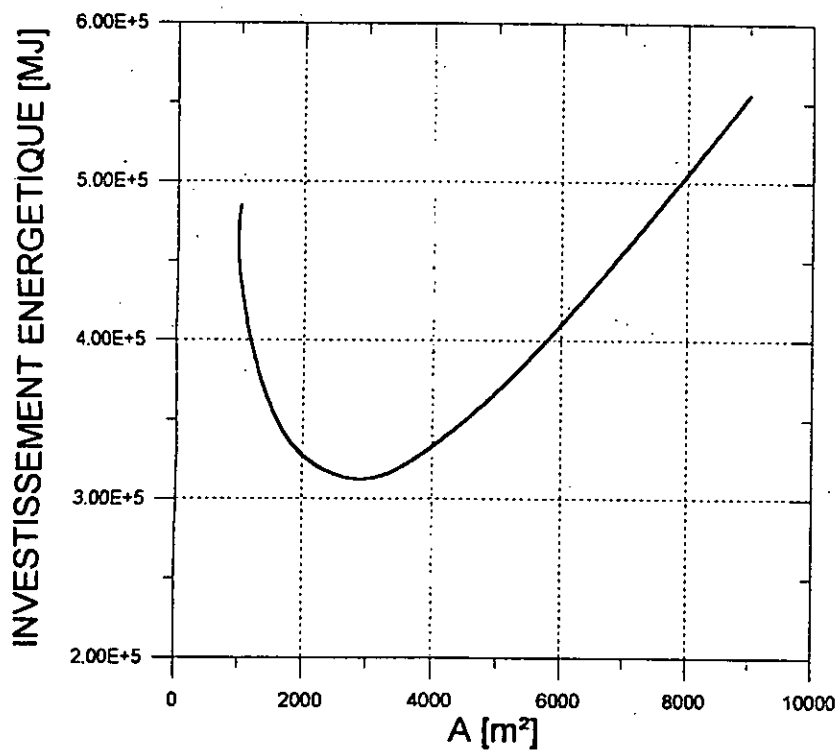


Fig II-13-a: VARIATIONS DE L'INVESTISSEMENT ÉNERGETIQUE I_e EN FONCTION DE LA SURFACE DE TRANSFERT A

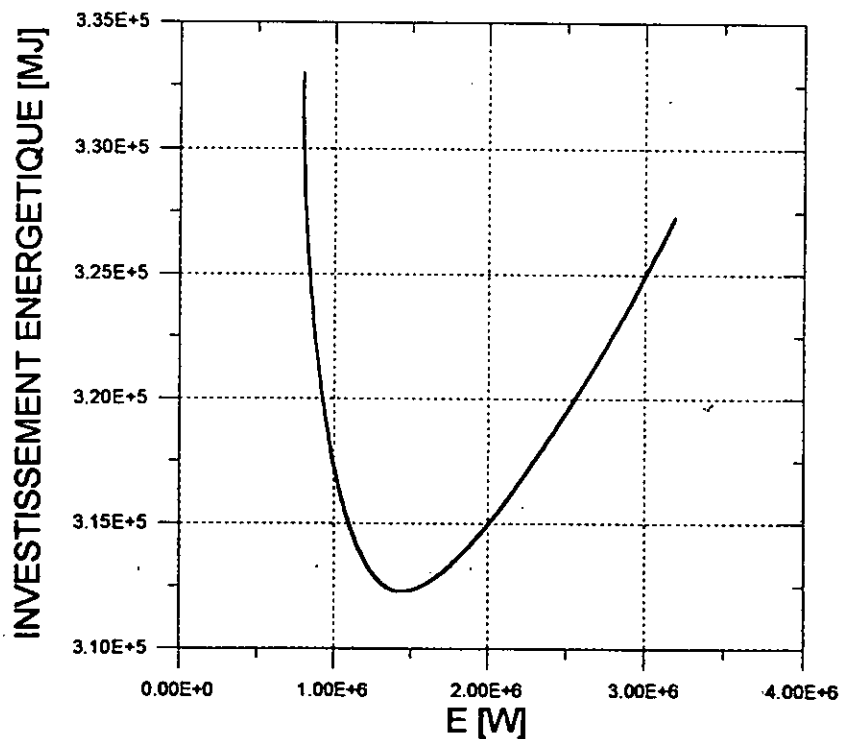


Fig II-13-b: VARIATIONS DE L'INVESTISSEMENT ÉNERGETIQUE I_e EN FONCTION DE L'ÉNERGIE DÉGRADÉE E

Tableau récapitulatif :

- Les paramètres trouvés, correspondent à un condenseur à air d'efficacité ϵ égale à 0,85.
- Les propriétés de l'air sont évaluées à la température moyenne T_m ; qui est la moyenne entre les températures d'entrée et de sortie de l'air (voir annexe 1).

Paramètres	Minimums monétaires		Minimums énergétiques	
	du coût total	de l'investissement	du coût total	de l'investissement
A [m ²]	14000	13000	91000	3000
L [m]	2,963	2,75	19,26	0,635
d _c [m]	38,1×10 ⁻³	38,1×10 ⁻³	38,1×10 ⁻³	38,1×10 ⁻³
U _m [m/S]	5	5,4	0,772	23,4
N _t	1500	1500	2000	200
N _p	1481	1375	9629	317
S _p [m ²]	2,5	2,5	3,26	0,32
D _H [m]	1,228×10 ⁻²	1,228×10 ⁻²	1,409×10 ⁻²	1,152×10 ⁻²
Re	200	200	200	200
ΔP _{air} [Pa]	43,73	50,72	1,035	952,38
E [W]	65104,72	75506	1540,94	1417835
CE _t [MJ]	1,073×10 ⁸	1,24×10 ⁸	7,65×10 ⁶	9,3×10 ⁷
CM _t [MFF]	13,7	13,52	44,6	28,05

Tableau II-1 Comparaison des optimums monétaires et énergétiques

Notons que les dimensions des plaques (longueur, largeur) pour les minimums monétaires sont :

$$\begin{cases} \ell = 17,2 \text{ m} \\ H = 0,145 \text{ m} \end{cases}$$

par contre celles correspondant aux minimums des coûts énergétique seront :

$$\begin{cases} \ell = 22,9 \text{ m} \\ H = 0,142 \text{ m} \end{cases}$$

et celles du minimum de l'investissement énergétique seront :

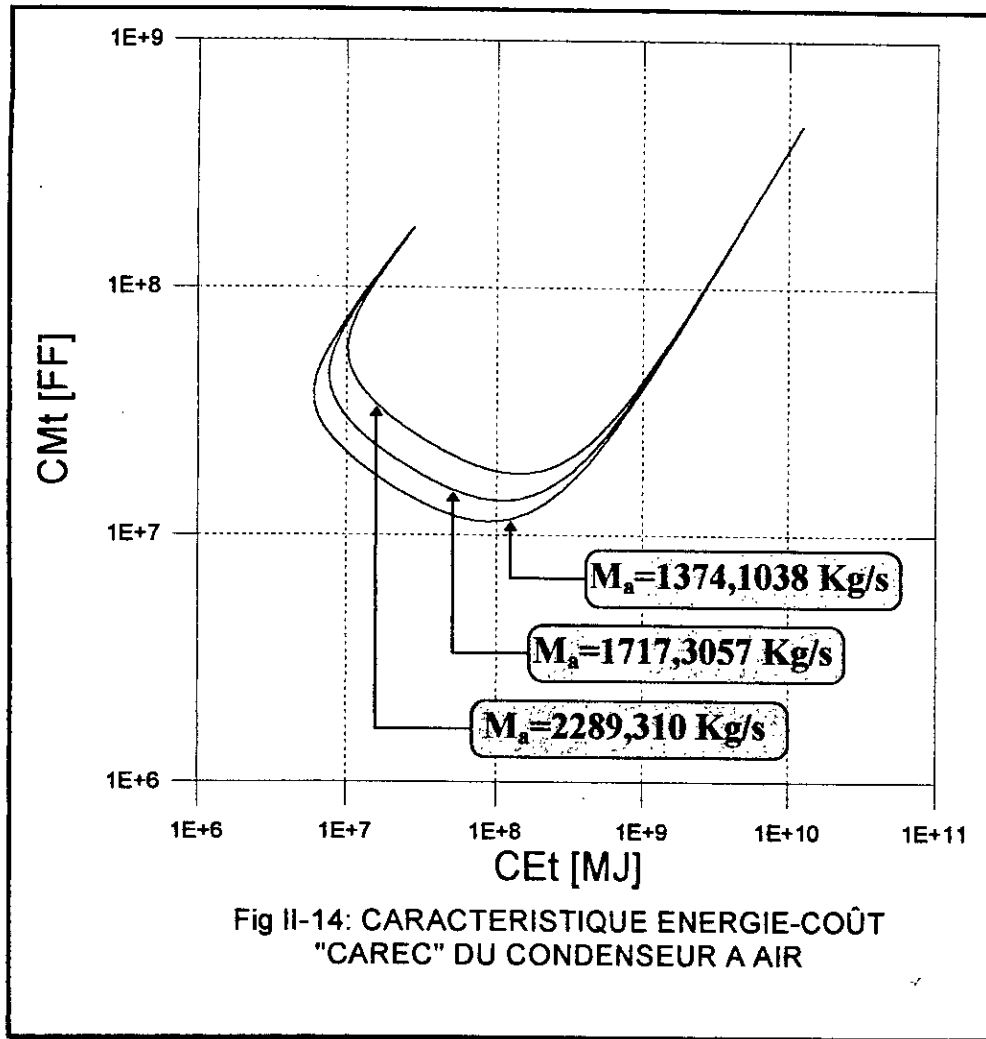
$$\begin{cases} \ell = 2,34 \text{ m} \\ H = 0,136 \text{ m} \end{cases}$$

- Influence du débit d'air \dot{M}_a

La caractéristique énergie-coût de la figure (II-10) a été tracé pour un débit d'air de 1717,3 Kg/s - pour une température d'entrée d'air T_{a1} égale à 25°C - ; si pour la même efficacité on fait varier la température d'entrée d'air - ce qui revient à faire varier le débit d'air, on obtient le réseau de CAREC, donné par la figure (II-14), et les résultats qui sont regroupés dans le tableau (II-2).

La comparaison des minimums de ces courbes montre que :

- La consommation totale minimale d'énergie $CE_{t \min}$, ne varie pas beaucoup quand \dot{M}_a passe de 1374,1 Kg/s ($T_{a1} = 20^\circ\text{C}$) à 2289,31 Kg/s ($T_{a1} = 30^\circ\text{C}$). Par contre le coût monétaire intégral minimal $CM_{t \min}$ croît dans ces mêmes conditions. Cette augmentation du coût monétaire avec le débit est due à l'augmentation de la surface de transfert et de la puissance mécanique dégradée.
- Les dimensions du condenseur augmentent quand la différence entre la température de condensation et la température d'entrée d'air diminue.



Résultats :

Paramètres		$\dot{M}_a = 1374,1 \text{ [Kg/s]}$ $T_{a1} = 20^\circ\text{C}$	$\dot{M}_a = 2289,31 \text{ [Kg/s]}$ $T_{a1} = 30^\circ\text{C}$
Minimums du coût monétaire total	A [m ²]	11000	19000
	L [m]	2,32	4
	E [W]	53167,14	85105,25
	ΔP_{air} [Pa]	45	42,5
	CE _t [MJ]	$8,76 \times 10^8$	$1,4 \times 10^8$
	CM _t [MFF]	11,34	17,73
Minimums du coût énergétique total	A [m ²]	72000	121000
	L [m]	15,23	25,6
	E [W]	1240,97	2098,4
	ΔP_{air} [Pa]	1,057	1,047
	CE _t [MJ]	$6,093 \times 10^6$	$10,25 \times 10^6$
	CM _t [MFF]	37	56,05

Tableau II-2 Variation du débit



CHAPITRE III
OPTIMISATION
EXERGÉTIQUE DU
CONDENSEUR À AIR

III- Optimisation exergetique du condenseur à air

III-1. Position du problème

Le transfert d'un certain flux de chaleur \dot{Q} d'un fluide à un autre, est une opération irréversible telle que chaque fluide est le siège de gradients de pression et de température. Chacun de ces gradients entraîne l'apparition d'un certain flux de création d'entropie (ou de perte d'exergie), mais ces gradients de potentiel énergétique sont nécessaires car c'est leur existence même qui provoque les transferts de chaleur soit directement par conduction soit indirectement par les turbulences qu'il engendrent.

L'objectif de l'ingénieur, qui conçoit ou qui exploite un tel échangeur, sera donc de faire le meilleur usage de l'exergie dont il dispose.

On appelle consommation opératoire unitaire d'exergie "COUEX", le rapport entre le flux total des pertes d'exergie $T_0 \dot{S}_{créée}$ et le flux de chaleur transférée du fluide chaud au fluide froid " \dot{Q} ".

Le but d'une optimisation exergetique, est donc de minimiser la "COUEX".

Pour illustrer cette méthode, on utilisera le condenseur à air du chapitre précédent, donc après la comptabilité monétaire et énergétique, c'est de la comptabilité exergetique dont il sera question dans ce chapitre ; on se propose donc de faire le bilan des pertes exergetiques dans le condenseur et de rechercher les caractéristiques de ce dernier qui minimisent la "COUEX".

III-2. Expression de la "COUEX"

Il existe dans le condenseur deux sources de création d'entropie :

- La perte de pression dans l'air et dans la vapeur d'eau, due aux frottements.

- La différence de température entre les fluides donneur "vapeur" et receveur "l'air".

Il est souvent possible de "découpler" ces phénomènes, c'est à dire d'écrire que le flux total de création d'entropie dans le condenseur est la somme des flux d'entropie dans chacun de ces processus.

Soit \dot{S}_M le flux de création d'entropie associé à la perte de pression, le flux de perte d'exergie correspondant sera :

$$\dot{E} X_M = T_0 \dot{S}_M \quad (\text{III-1})$$

De la même manière, on peut écrire que le flux de perte d'exergie associée au transfert de chaleur à travers une différence de température finie qui crée le flux d'entropie \dot{S}_T est :

$$\dot{E} X_T = T_0 \dot{S}_T \quad (\text{III-2})$$

On rapporte ces pertes à la quantité de chaleur transférée \dot{Q} et on définit ainsi la consommation opératoire unitaire d'exergie mécanique "COUEM", et la consommation opératoire unitaire d'exergie thermique "COUET" soit :

$$COUEM = \frac{T_0 \dot{S}_M}{\dot{Q}} \quad (\text{III-3})$$

$$COUET = \frac{T_0 \dot{S}_T}{\dot{Q}} \quad (\text{III-4})$$

III-2.1. Expression de la consommation opératoire unitaire d'exergie mécanique "COUEM"

La consommation opératoire unitaire d'exergie mécanique est la somme des dégradations mécaniques dues à la chute de pression coté air et à celle coté eau.

On aura donc :

$$COUEM = COUEM_{air} + COUEM_{eau} \quad (\text{III-5})$$

Définition de la "COUEM_{air}"

En supposant l'air comme étant un gaz parfait, l'entropie due à la perte de pression par frottement associée à son écoulement sera donc :

$$\dot{S}_M = \dot{M}_a R \ln\left(\frac{P_{a1}}{P_{a2}}\right) \quad (\text{III-6})$$

l'expression de la COUEM_{air} sera donc :

$$COUEM_{air} = \frac{\dot{M}_a R T_0}{\dot{M}_a C_{pa} (T_{a2} - T_{a1})} \ln\left(\frac{P_{a1}}{P_{a2}}\right) \quad (\text{III-7})$$

avec :

$$\begin{cases} \frac{R}{C_p} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \\ P_{a1} = P_0 + \Delta P_{air} \\ P_{a2} = P_0 \end{cases}$$

en remplaçant les données ci-dessus dans (III-7) on aura :

$$COUEM_{air} = \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \frac{T_{a1}}{(T_{a2} - T_{a1})} \ln\left(1 + \frac{\Delta P_{air}}{P_0}\right) \quad (\text{III-8})$$

Définition de la "COUEM_{eau}"

Dans le chapitre précédent au paragraphe (§II-3.2.1) on a donné l'expression de la puissance mécanique dégradée par frottement coté tubes (vapeur).

$$\dot{E}_{vapeur} = 8,2 L \quad (\text{II-27})$$

Le flux d'exergie coté vapeur sera donc

$$\dot{E} X_{eau} = T_0 \dot{S}_M = 8,2 L \quad (\text{III-9})$$

la COUEM_{eau} correspondante aura pour expression :

$$COUEM_{eau} = \frac{8,2 L}{\dot{Q}} \quad (\text{III-10})$$

III-2.2. Expression de la consommation opératoire unitaire d'exergie thermique "COUET"

Pour évaluer le taux d'entropie créée par transfert de chaleur \dot{S}_T , on utilise l'expression préconisée par ZUBAIR [19], en supposant l'air comme un gaz parfait :

$$\dot{S}_T = C_{\min} \left[\ln(\alpha) - \frac{(\alpha-1)\varepsilon}{\alpha-1+\varepsilon} \right] \quad (\text{III-11})$$

$$\text{avec } \begin{cases} C_{\min} = \dot{M}_a C_{pa} \\ \alpha = \frac{T_{a2}}{T_{a1}} \\ \varepsilon = \text{efficacité du condenseur} \end{cases}$$

La consommation d'exergie correspondante sera donc :

$$\dot{E} X_T = T_0 \dot{S}_T = T_0 \dot{M}_a C_{pa} \left[\ln(\alpha) - \frac{(\alpha-1)\varepsilon}{\alpha-1+\varepsilon} \right] \quad (\text{III-12})$$

La COUET aura alors pour expression :

$$COUET = \frac{T_0 \dot{S}_T}{\dot{Q}} = \frac{T_0}{(T_{a2} - T_{a1})} \left[\ln(\alpha) - \frac{(\alpha-1)\varepsilon}{\alpha-1+\varepsilon} \right] \quad (\text{III-13})$$

La COUEX est la somme des équations (III-8 ; III-10 ; III-13)

$$COUEX = COUEM_{air} + COUEM_{eau} + COUET \quad (\text{III-14})$$

III-3. Procédure d'optimisation

La recherche du minimum de la COUEX a été faite numériquement. Le programme de calcul (voir ANNEXE) comporte quatre boucles imbriquées qui font varier l'efficacité, la surface de transfert, le nombre de tubes, et le diamètre extérieur des tubes dans leurs intervalles respectifs.

Les résultats donnent pour chaque efficacité la surface de transfert et le nombre de Reynolds qui correspondent au minimum de la COUEX, pour une température d'entrée d'air $T_{a1} = 25^\circ\text{C}$.

Au cours du calcul, on a remarqué qu'il existe une efficacité maximale de l'ordre de 91% (voir figure III-1).

III-4. Résultats et commentaires

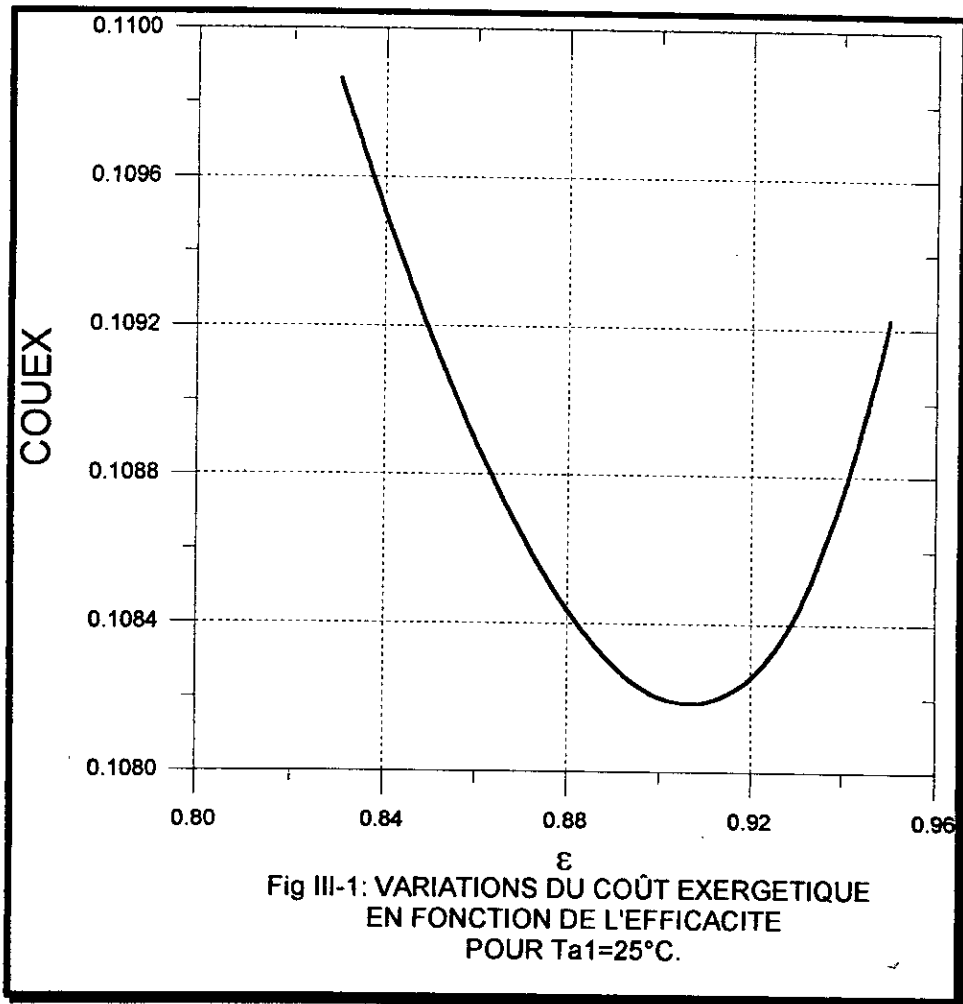
Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau (III-1) et représentés par les figures (III-2) et (III-3) :

Paramètres	minimums de la consommation exergetique
A [m ²]	55000
L [m]	11,64
U _m [m/s]	15,7
D _h [m]	1,07 × 10 ⁻³
N _t	2000
N _p	5820
COUEX _{min}	0,1082
CM _{t min} [MFF]	29,95

**tableau III-1 Propriétés du condenseur à air correspondant
au minimum de la COUEX**

Il est à noter que les propriétés de l'air pour une efficacité de 0,91 évaluées à T_M = 34,1°C sont :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{a2} = 43,2^{\circ}\text{C} \\ C_{pa} = 1,0061 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{C} \\ P_r = 0,706 \\ \mu = 1,879 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^2 \\ \dot{M}_a = 1604 \text{ Kg} / \text{s} \\ NUT = 2,4 \end{array} \right.$$



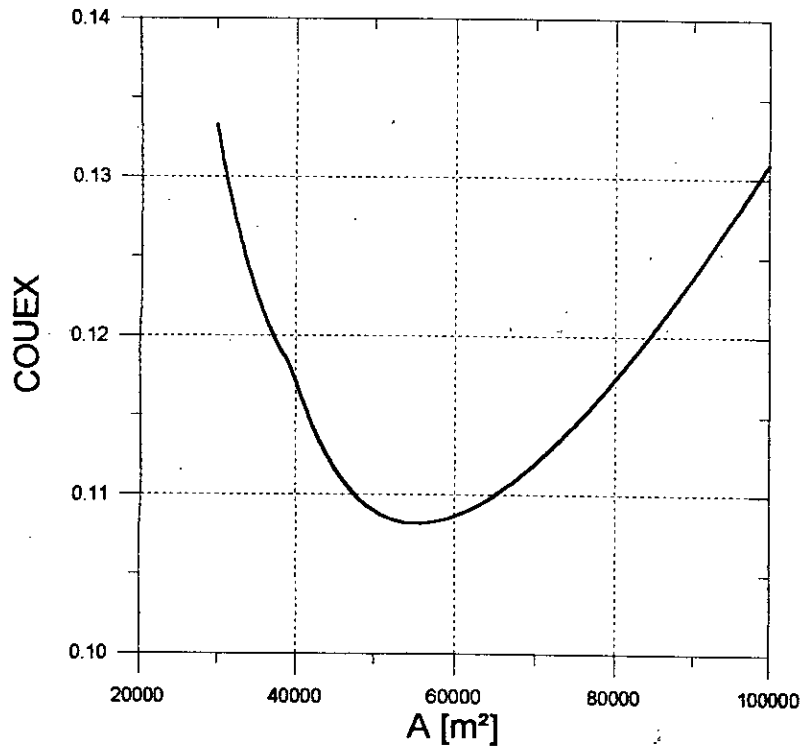


Fig III-2: VARIATIONS DU COÛT EXERGETIQUE EN FONCTION DE LA SURFACE DE TRANSFERT

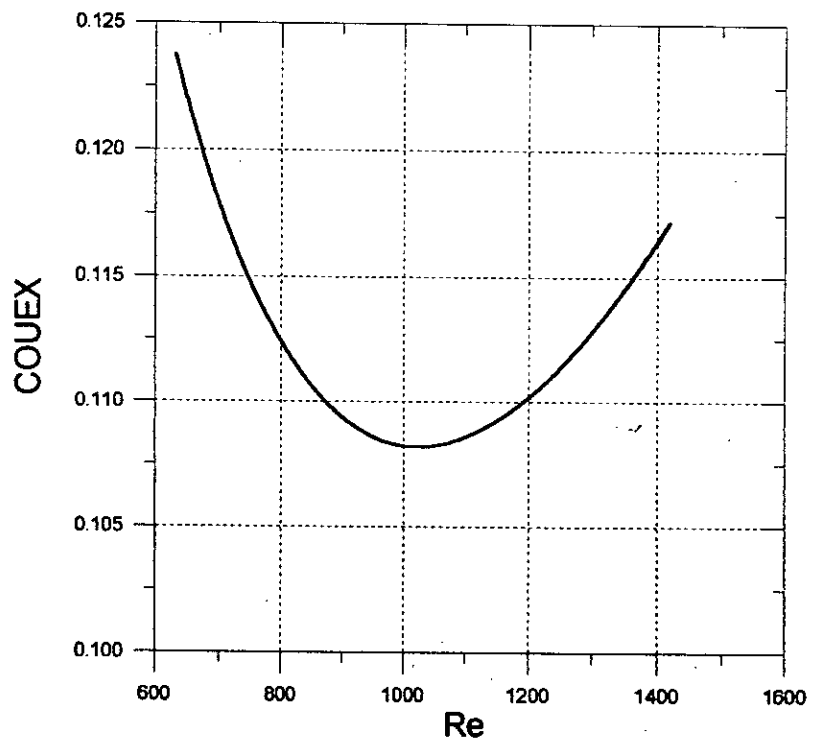
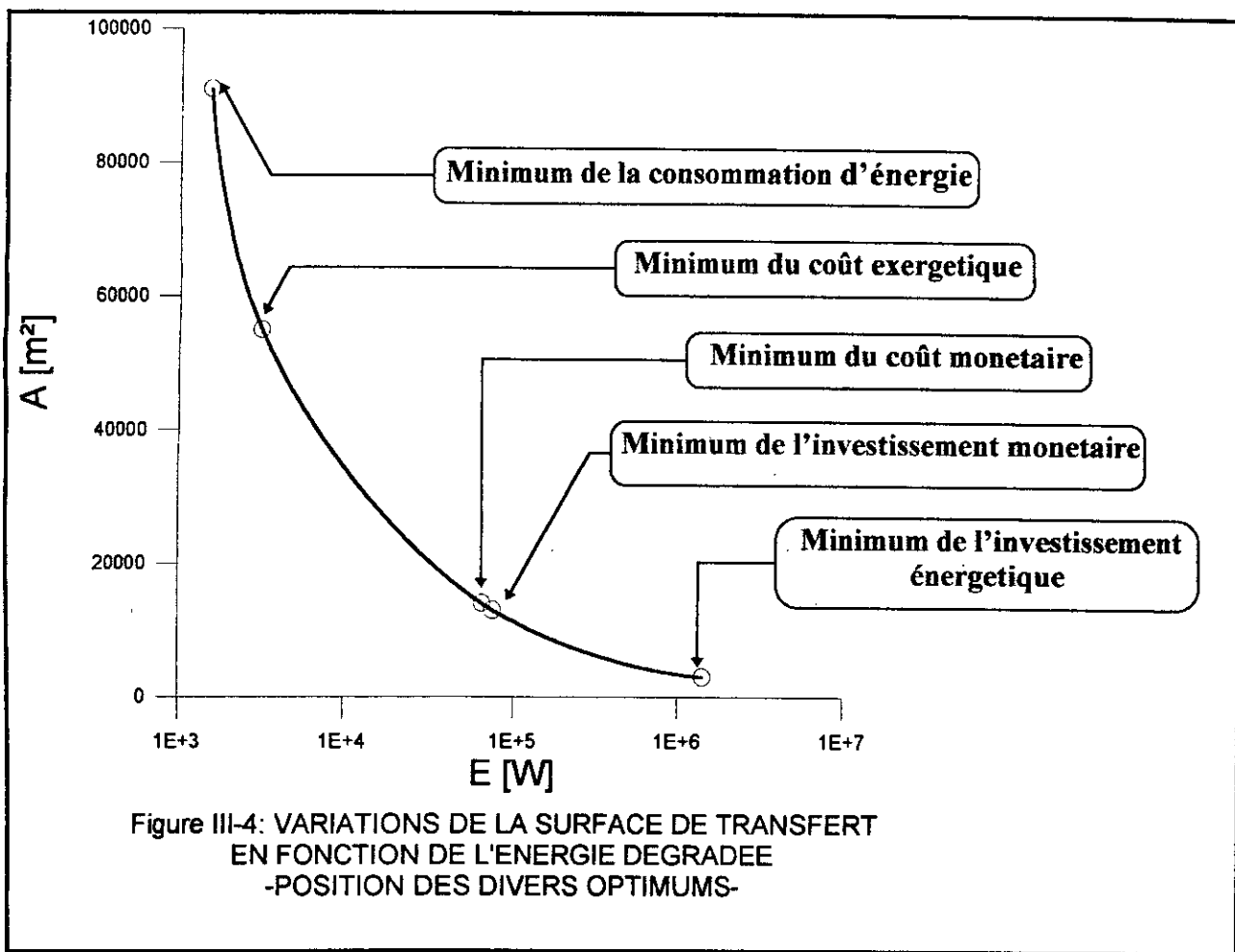


Fig III-3: VARIATIONS DU COÛT EXERGETIQUE EN FONCTION DU NOMBRE DE REYNOLDS

Pour une meilleure compréhension, on a utilisé la courbe donnée par la figure (III-4) qui montre les variations de la surface de transfert en fonction de l'énergie dégradée, pour comparer les différentes fonctions objectifs (coût monétaire, coût énergétique, COUEX) on peut y voir que le condenseur correspondant à la consommation totale d'énergie minimale " $CE_{t \min}$ " possède la plus grande aire de transfert, mais dégrade le moins d'énergie. En revanche le condenseur correspondant au minimum de l'investissement énergétique possède la surface de transfert la plus petite mais dégrade plus d'énergie. Enfin, les condenseurs correspondant au minimum du coût monétaire de toute l'opération et de l'investissement monétaire y sont presque confondu, alors que celui qui correspond au minimum du coût énergétique dégrade un peu plus d'énergie que le condenseur correspondant au minimum de la consommation d'énergie avec une réduction de 40% dans la surface de transfert. Une telle courbe permettrait éventuellement à l'utilisateur de faire un choix judicieux de son condenseur selon qu'il désire économiser plus d'énergie ou plus d'argent.

III-5. Conclusion

L'exergie est un outil particulièrement commode et efficace, pour identifier dans un grand complexe industriel, les appareillages où l'énergie est inutilement dégradée et même pour dresser un inventaire quantitatif des flux de dégradation d'énergie, mais il serait imprudent de lui attribuer un rôle plus grand, et notamment d'en faire une sorte de "monnaie" naturelle et universelle.





CHAPITRE IV

OPTIMISATION D'UN

CONDENSEUR À AIR

POUR UN VÉHICULE

AUTOMOBILE

IV- Optimisation d'un condenseur à air pour un véhicule automobile



IV-1. POSITION DU PROBLEME

Dans certaines applications, l'encombrement est un facteur important et il passe avant toute considération économique ou énergétique. C'est la raison pour laquelle, le décideur technique, cherche dans ces cas à optimiser la géométrie de l'appareil de manière à obtenir, une masse et un volume aussi réduits que possible. Ce choix doit bien sûr être fait en tenant compte des limitations dues à la tenue des matériaux et aux divers impératifs technologiques propres à chaque application.

Pendant plusieurs années, les militaires ont recherché des générateurs relativement stables, utilisant différents combustibles et dont la maintenance serait aisée. En réponse à ce besoin 'Thermo Electron' a entrepris le développement d'une série de générateurs à cycle de *Rankine* délivrant des puissances de l'ordre de 100 à 1500 W.

Ces prototypes ont été développés durant ces dernières années et ont réussi à joindre les différentes exigences des militaires. Les efforts de recherche dans ce domaine sont récemment étendus de manière à inclure les applications commerciales et plus particulièrement le domaine de l'automobile.

L'espace limité disponible dans les voitures de nos jours exige que les dimensions de certains composants soient plus que jamais optimisées.

Le condenseur qui est généralement formé de tubes ailetés est un composant essentiel dans chaque installation de puissance quelle que soit sa taille.

La puissance nécessaire à la circulation de l'air à travers le condenseur est généralement considérable, résultant du fait que le rendement soit faible.

Aussi les surfaces frontale et de transfert sont des facteurs dominants dans la détermination du prix et de la configuration du véhicule. Puisque ces variables

géométriques sont importants, on doit connaître leurs valeurs optimales pour des conditions données, donc certaines hypothèses doivent être posées a priori.

Dans ce chapitre on développera la méthode préconisée par S.C.LAU et AL [16]. Dans leur travail, ces auteurs ont tenté de déterminer les valeurs de la vitesse moyenne de l'air et de la température de condensation qui minimisent la surface frontale et la surface de transfert, et puis de chercher la valeur maximale du rendement du cycle. Leur analyse a été faite en supposant que la température de sortie d'air est égale à la température de condensation. Ils ont présenté les résultats sous forme adimensionnelle pour qu'il soient applicables à toute installation utilisant un condensateur à air ou à gaz.

Nous tenterons d'appliquer cette méthode à un condensateur à air mobile, d'un cycle de *Rankine* utilisant soit l'air soit le mercure comme fluide moteur.

IV-2. MODELE MATHEMATIQUE

Le travail dû au frottement de l'air est égal à la puissance délivrée par le ventilateur et a pour expression :

$$\dot{W}_f = \tau a U_m = f/2 \left(\frac{\rho U_m^2}{2} \right) a U_m \quad (\text{IV-1})$$

– Le coefficient de frottement $f/2$ ainsi que le facteur de *Colburn* ' j ' sont reliés au nombre de *Reynolds* par les relations empiriques suivantes :

$$f/2 = C_1 \text{Re}^{-n} \quad (\text{IV-2})$$

$$j = C_2 \text{Re}^{-n'} \quad (\text{IV-3})$$

avec Re est le nombre adimensionnel de *Reynolds* égale à $\frac{\left(\frac{4a_f H}{a} \right) \cdot U_m}{\nu}$

où $\left(\frac{4a_f H}{a} \right)$ est le diamètre hydraulique.

En supposant $n = n'$ on aura :

$$\frac{f/2}{j} = C$$

mais
$$j = \frac{h}{\rho C p_a U_m} \text{Pr}^{2/3}$$

on aura alors:

$$f/2 = \frac{\frac{h}{\rho U_m C p_a} \text{Pr}^{2/3}}{C} \quad (\text{IV-4})$$

D'autre part, on définit le rendement thermique d'un moteur comme étant le rapport entre la puissance produite \dot{W} , et la quantité de chaleur absorbée \dot{q}_H et il a pour expression :

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{q}_H} \quad (\text{IV-5})$$

Soit encore :

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{W}} = \frac{1-\eta}{\eta} \quad (\text{IV-6})$$

– La quantité de chaleur à évacuer \dot{Q} , aura pour expression

$$\dot{Q} = \dot{M}_a \cdot C p_a (t_{a2} - t_{a1}) \quad (\text{IV-7})$$

l'équation de continuité nous donne :

$$\dot{M}_a = \rho_a a_f U_m \quad (\text{IV-8})$$

on aura alors

$$\dot{Q} = \rho_a a_f U_m (t_{a2} - t_{a1}) \quad (\text{IV-9})$$

– La puissance nette est donnée par la différence entre la puissance produite et la puissance du ventilateur, soit

$$\dot{W}_U = \dot{W} - \dot{W}_f \quad (\text{IV-10})$$

On peut exprimer la quantité de chaleur à évacuer autrement qu'en (IV-7) par l'équation suivante :

$$\dot{Q} = ha \left(t_c - \frac{t_{a1} + t_{a2}}{2} \right) \quad (\text{IV-11})$$

On définit la vitesse, la température et la surface adimensionnelles comme suit :

$$U_m = \frac{U}{U_m^*} \quad (\text{IV-12})$$

$$A = \frac{a}{a^*} \quad (\text{IV-13})$$

$$U_m^* = \left(C \cdot C_{p_a} \cdot t_{a1} \text{Pr}^{-2/3} \right)^{1/2} \quad (\text{IV-14})$$

$$a^* = \frac{\dot{W}_U}{\rho U_m^* C_{p_a} t_{a1}} \quad (\text{IV-15})$$

IV-3. OPTIMISATION

Rappelons à ce stade que l'objectif est de minimiser l'encombrement cela revient à trouver les valeurs de la température de condensation et de la vitesse de l'air, (ce sont les deux variables indépendante du problème), qui minimisent la surface frontale du condenseur et la surface de transfert, pour ce faire, on utilisera la méthode classique de dérivation, qui consiste à trouver l'expression de la surface frontale en fonction des deux variables suscitées, le minimum sera obtenu en annulant la dérivée.

En ce qui concerne la surface de transfert on cherchera le minimum dans les deux cas suivants :

- Un nombre de plaques, par unité de longueur, fixé.
- Pour un volume de condenseur fixé.

IV-3.1. SURFACE FRONTALE

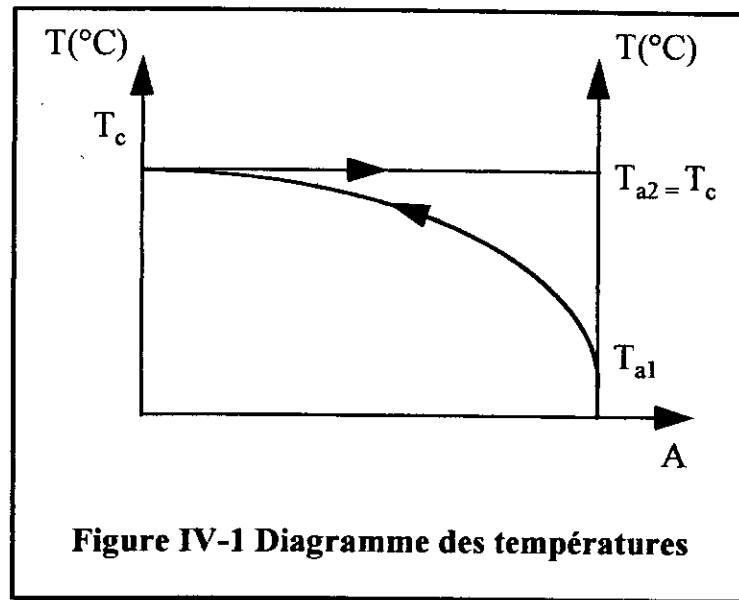
Des équations (IV-6), (IV-8) et des définitions des paramètres adimensionnels on a :

$$a_f = \frac{\dot{W}_U(1+\omega)\frac{1-\eta}{\eta}}{\rho_a U_m C p_a (t_{a2} - t_{a1})} \quad (IV-16)$$

ou encore en passant par la forme adimensionnelle

$$A_f = \frac{(1+\omega)\frac{1-\eta}{\eta} \cdot t_{a1}}{U_m t_{a1} \left(\frac{t_{a2}}{t_{a1}} - 1 \right)}$$

En tenant compte du fait que la température de sortie de l'air t_{a2} est égale à la température de condensation (Figure IV.1).



L'expression de la surface frontale sera donc :

$$A_f = \frac{(1+\omega)\frac{1-\eta}{\eta}}{U_m (T_c - 1)} \quad (IV-17)$$

en posant

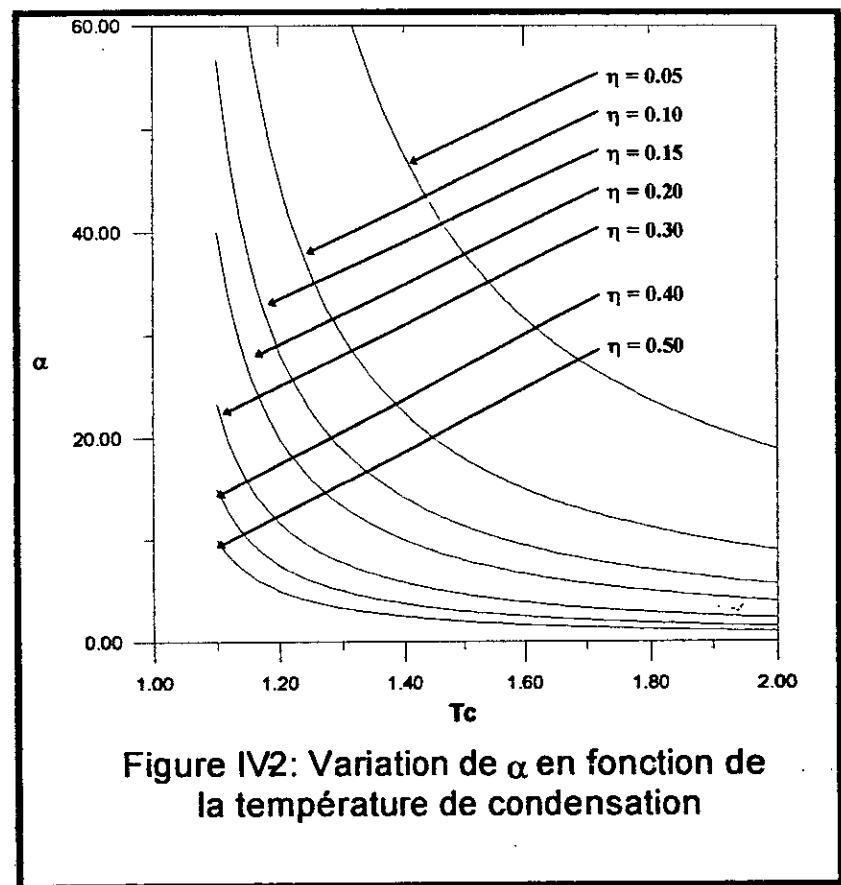
$$\alpha = \frac{1-\eta}{T_c - 1} \quad (\text{IV-18})$$

on aura

$$\alpha = \frac{A_f U_m}{1+\omega} \quad (\text{IV-19})$$

Il est à noter que pour un rendement thermique η donné α est fonction de la température de condensation seulement (équation IV-18).

Les graphes de la figure (IV.2) représentent les variations de α en fonction de la température de condensation T_c , avec η comme paramètre.



Pour une puissance fournie donnée, cherchons maintenant qu'elle est la surface frontale minimale du condenseur.

Des équations (IV-1), (IV-4) et de la définition de ω , on a :

$$\omega = \frac{hU_m^2 \alpha \text{Pr}^{2/3}}{2C C p_a \dot{W}_U} \quad (\text{IV-20-a})$$

et de l'équation (IV-10) on aura :

$$\dot{W}_U = \dot{W} - \dot{W}_f$$

ou encore

$$\dot{W}_U = \frac{\eta}{(1-\eta)} \dot{Q} - \frac{hU_m^2 \alpha \text{Pr}^{2/3}}{2C \cdot C p_a}$$

en remplaçons \dot{Q} par son expression donnée en (IV-11) et en injectant l'expression de \dot{W}_U ci-dessus dans (IV-19-a) on obtient :

$$\omega = \frac{\frac{U_m^2 \text{Pr}^{2/3}}{2C \cdot C p_a}}{\frac{\eta}{(1-\eta)} \left[t_C - \frac{t_{a2} + t_{a1}}{2} \right] - \frac{U_m^2 \text{Pr}^{2/3}}{2C \cdot C p_a}} \quad (\text{IV-20-b})$$

de l'hypothèse $t_{a2} = T_C$ et en passant par la forme adimensionnelle on aura finalement :

$$\omega = \frac{U_m^2}{\frac{\eta}{(1-\eta)} (T_C - 1) - U_m^2}$$

soit

$$\omega = \frac{U_m^2 \frac{1-\eta}{\eta (T_C - 1)}}{1 - U_m^2 \frac{1-\eta}{\eta (T_C - 1)}}$$

d'où

$$\omega = \frac{U_m^2 \alpha}{1 - \alpha U_m^2} \quad (\text{IV-21})$$

en portant cette expression dans (IV-19) on aura :

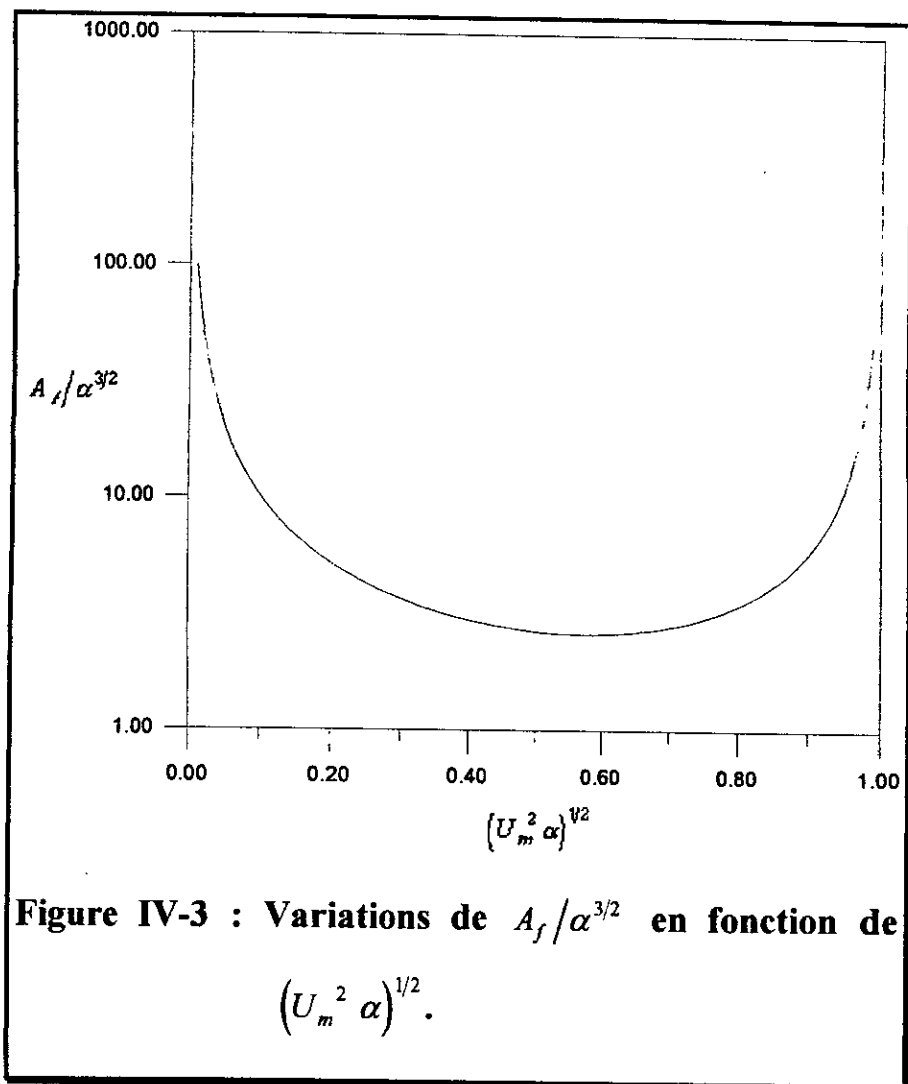
$$\frac{A_f}{\alpha} = [U_m^2(1 - U_m^2\alpha)]^{-1} \quad (\text{IV-22})$$

divisons par $\alpha^{1/2}$ l'expression précédente, on obtient une relation entre la surface frontale et le produit de $U_m^2 \cdot \alpha$ et l'équation (IV-22) devient :

$$\frac{A_f}{\alpha^{3/2}} = [(U_m^2\alpha)^{1/2}(1 - U_m^2\alpha)]^{-1} \quad (\text{IV-23})$$

Pour des valeurs de $U_m^2\alpha$ comprises entre 0 et 1, $\frac{A_f}{\alpha^{3/2}}$ a une valeur réelle positive, mais elle tend vers l'infini pour $U_m^2\alpha = 0$ ou $U_m^2\alpha = 1$, donc on peut en déduire que A_f passe par un minimum dans cet intervalle.

Les variations de $\frac{A_f}{\alpha^{3/2}}$ en fonction de $(U_m^2\alpha)^{1/2}$ sont représentées par le graphe de la figure (IV.3).



- Recherche de la surface frontale minimale

Dérivons le second membre de l'équation (IV-23) par rapport à $(U_m^2 \alpha)^{1/2}$.

Pour ce faire posons $\theta = (U_m^2 \alpha)^{1/2}$

$$\frac{d}{d\theta} [\theta(1-\theta^2)]^{-1} = \frac{3\theta^2 - 1}{[\theta(1-\theta^2)]^2}$$

en annulant la dérivée on aura :

$$\theta = 0,577$$

ce qui correspond à :

$$(U_m^2 \alpha)^{1/2} = 0,577$$

en substituant $(U_m^2 \alpha)^{1/2}$ par 0,577 dans (IV-23) on aura :

$$\frac{A_f}{\alpha^{3/2}} = 2,6 \quad (\text{IV-24})$$

La valeur de la surface frontale minimale est alors obtenue en injectant la valeur de α_{\min} dans (IV-24), ce calcul sera développé ultérieurement dans un exemple d'application.

IV-3.2. SURFACE DE TRANSFERT : A

La surface de transfert permet de déterminer le coût ainsi que l'espace qu'occupera le condenseur.

On peut ajouter que la surface de transfert par unité de puissance nette diminue quand la vitesse moyenne de l'air augmente.

Dans ce présent paragraphe on tentera de trouver l'expression analytique reliant surface de transfert « A » et vitesse moyenne de l'air « U_m » et on cherchera la valeur minimale de A pour les deux cas cités précédemment (§ 3).

- Cas où le nombre de plaques par unité de longueur est donné :

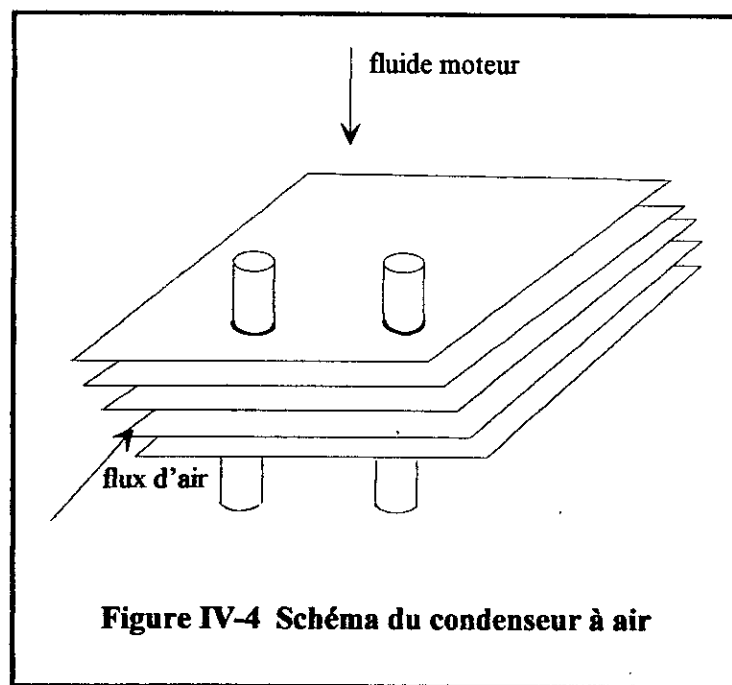


Figure IV-4 Schéma du condenseur à air

Du schéma du condenseur (Figure IV-4) et de l'hypothèse n°1 de (§ IV-2), l'expression de la surface de transfert peut être :

$$a = (2n_p a_f H) \cdot \gamma = 2n_p v_c \gamma \quad (IV-25)$$

d'autre part on a le rapport ω , entre la puissance du ventilateur et la puissance nette du cycle qui peut être exprimé en utilisant les équations (IV-1), (IV-2) et la définition du nombre de Reynolds par :

$$\omega = \frac{C_1 \left(\frac{\rho 4 a_f H U_m}{a \mu} \right)^{-n} \left(\rho \frac{U_m^2}{2} \right) a U_m}{\dot{W}_U} \quad (IV-26-a)$$

ou encore:

$$\omega = \frac{C_1 \left[\frac{h_p \gamma v}{2} \right]^n \rho U_m^{3-n} a}{2 \dot{W}_U} \quad (IV-26-b)$$

En passant par les formes adimensionnelles de la vitesse et de la surface définies respectivement par les équations (IV-12), (IV-13) et en utilisant l'expression de ω donnée par l'équation (IV-21), on obtient après quelque manipulations mathématiques:

$$A = \frac{2 c p_a t_{a1}}{C_1 \left[n_p \frac{\gamma v}{2} \right]^n U_m^{*(2-n)}} \times \frac{1}{(1 - U_m^2 \alpha) (U_m^2 \alpha)^{(1-n)/2} \alpha^{(3-n)/2}} \quad (IV-27)$$

en posant

$$B = \left(\frac{2 c p_a t_{a1}}{C_1 \left[n_p \frac{\gamma v}{2} \right]^n U_m^{*(2-n)}} \right) \alpha^{\frac{(3-n)}{2}} \quad (IV-28)$$

On obtient finalement

$$\frac{A}{B} = \left[(1 - U_m^2 \alpha) (U_m^2 \alpha)^{\frac{(1-n)}{2}} \right]^{-1}$$

Pour des valeurs nulles ou égale à l'unité de $(U_m^2 \alpha)$, $\frac{A}{B}$ tend vers l'infini et on peut en déduire que le rapport A/B atteint un minimum pour des valeurs de $U_m^2 \alpha$ appartenant à l'intervalle $]0,1[$.

• **Recherche de la valeur minimale de la surface de transfert**

Procédons de la même manière que pour la surface frontale en posant $K = (U_m^2 \alpha)^{1/2}$ on aura

$$\frac{d}{dK} \left[(1-K^2) K^{1-n} \right]^{-1} = \frac{2K^{2-n} - (1-n) [K^{-n} - K^{2-n}]}{\left[(1-K^2) K^{1-n} \right]^2}$$

en annulant cette dérivée on obtient

$$K^2 = \frac{1-n}{3-n}$$

ou encore

$$(U_m^2 \alpha)^{1/2} = \left[\frac{1-n}{3-n} \right]^{1/2} \quad (\text{IV-30})$$

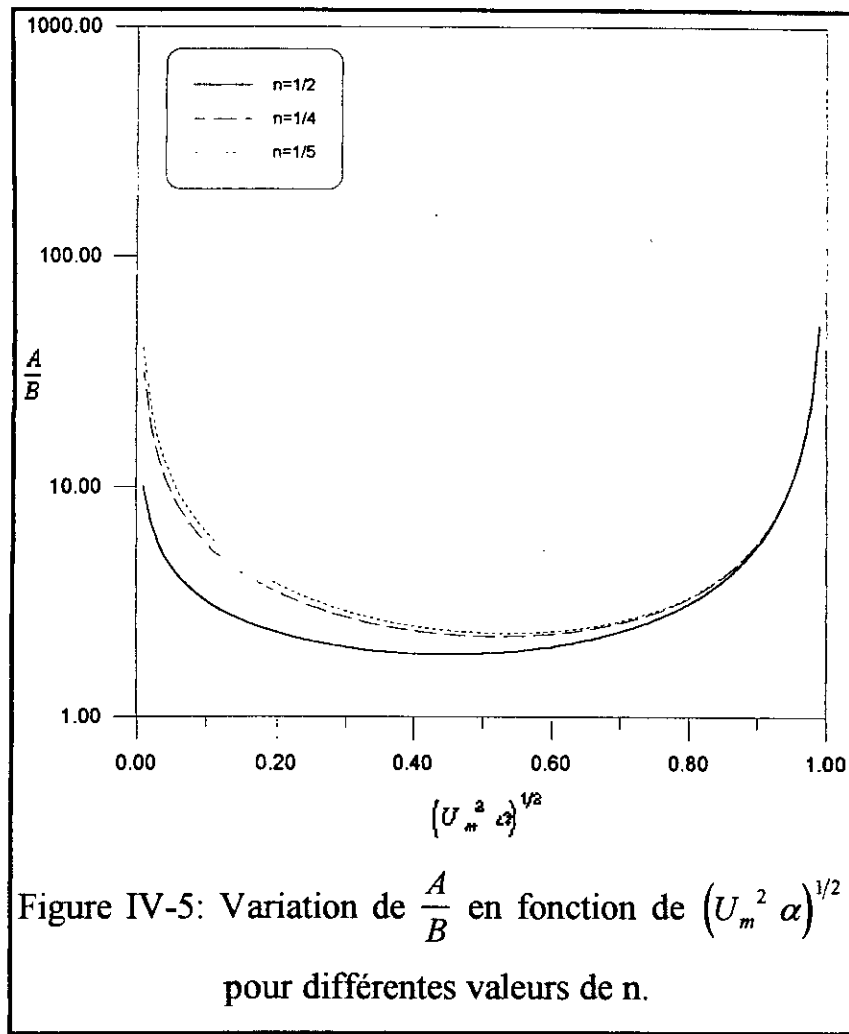
En remplaçant dans (IV-29) on obtient la valeur minimale de A/B

$$\left(\frac{A}{B} \right)_{\min} = \left(\frac{3-n}{2} \right) \left[\frac{1-n}{3-n} \right]^{(1-n)/2} \quad (\text{IV-31})$$

Comme A_f, A_{\min} est obtenue en remplaçant α par α_{\min} dans B, donc il faut au préalable trouver α_{\min} ce calcul sera fait dans les paragraphes qui vont suivre.

Il est à noter que les surfaces frontales et de transfert minimales seront obtenues pour la même température de condensation T_c .

Les variations de $\frac{A}{B}$ en fonction de $(U_m^2 \alpha)^{1/2}$ sont représentées pour $n = \left(\frac{1}{2}, \frac{1}{4}, \frac{1}{5} \right)$ sur le graphe (Figure IV.5).



- Cas où le volume du condenseur est donné.

Pour un volume fixé, la surface de transfert est directement proportionnelle au nombre de plaques par unité de longueur du condenseur.

Nous allons tenter d'exprimer la surface de transfert en fonction du volume du condenseur, pour cela, exprimons B en fonction de v_c , on aura

$$B = \frac{(2Cp_a t_{a1})}{\left[C_1 \left[\frac{\nu \alpha \gamma}{4\gamma v_c} \right]^n U_m^{*(2-n)} \right]} \times \alpha^{[(3-n)/2]}$$

en utilisant l'expression de la surface adimensionnelle donnée en (IV-13) on obtient

$$B = \frac{(2Cp_a t_{a1})}{C_1 \left[\frac{a^* v}{4v_c} \right]^n U_m^{*(2-n)} A^n} \times \alpha^{[(3-n)/2]} \quad (\text{IV-32})$$

mais de (IV-29) on a

$$A = \left[\frac{2Cp_a t_{a1}}{C_1 \left[\frac{n_p \gamma v}{2} \right]^n U_m^{*(2-n)}} \right] \alpha^{3-n/2} \cdot \left[(1 - U_m^2 \alpha) (U_m^2 \alpha)^{\frac{(1-n)}{2}} \right]^{-1}$$

en utilisant la relation (IV-32), on aura :

$$A^{1+n} = \frac{(2Cp_a t_{a1})}{C_1 \left(\frac{a^* v}{4v_c} \right)^n U_m^{*(2-n)}} \times \alpha^{(3-n)/2} \left[(1 - U_m^2 \alpha) (U_m^2 \alpha)^{\frac{(1-n)}{2}} \right]^{-1}$$

ou encore

$$A = \left[\frac{(2Cp_a t_{a1})}{C_1 \left(\frac{a^* v}{4v_c} \right)^n U_m^{*(2-n)}} \right]^{\frac{1}{1+n}} \times \alpha^{\frac{(3-n)}{2(1+n)}} \times \left[(1 - U_m^2 \alpha) (U_m^2 \alpha)^{\frac{(1-n)}{2}} \right]^{\frac{-1}{(1+n)}}$$

en posant

$$B' = \left[\frac{(2Cp_a t_{a1})}{C_1 \left(\frac{a^* v}{4v_c} \right)^n U_m^{*(2-n)}} \right]^{\frac{1}{1+n}} \alpha^{\frac{(3-n)}{2(1+n)}} \quad (\text{IV-33})$$

on obtient

$$\frac{A}{B'} = \left[(1 - U_m^2 \alpha) (U_m^2 \alpha)^{\frac{(1-n)}{2}} \right]^{\frac{-1}{(1+n)}} \quad (\text{IV-34})$$

Recherche de la valeur minimale de A

En procédant de la même manière que précédemment on trouve que A/B' est minimale pour :

$$(U_m^2 \alpha)^{1/2} = \left[\frac{1-n}{3-n} \right]^{1/2} \quad (\text{IV-35})$$

donc

$$\left(\frac{A}{B'} \right)_{\min} = \left[\frac{3-n}{2} \left(\frac{1-n}{3-n} \right)^{\frac{(1-n)}{2}} \right]^{-1} \quad (\text{IV-36})$$

La valeur minimale de la surface de transfert pour un volume global fixé, sera obtenue en substituant α par α_{\min} dans l'expression de B' .

Donc, on peut dire que la connaissance de la valeur minimale des surfaces frontale et de transfert, est liée à la connaissance de la valeur minimale de α .

Comme α est fonction de la température de condensation et du rendement du cycle, donc pour trouver α_{\min} , il faut au préalable trouver une relation liant le rendement à T_C . C'est ce qui sera développé ultérieurement (§IV-4), mais avant cela cherchons la valeur optimale du rendement net.

IV-3.3. OPTIMISATION DU RENDEMENT DU CYCLE

Le rendement net du cycle est le rapport entre la puissance nette et la quantité de chaleur absorbée.

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_U}{\dot{q}_H} \quad (\text{IV-37})$$

ou encore

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_U}{\dot{W} + \dot{Q}}$$

en utilisant l'équation (IV-6) et la définition de w on obtient

$$\eta_{net} = \frac{\eta}{1 + U_m^2 \alpha (1 - U_m^2 \alpha)^{-1}}$$

ou encore

$$\eta_{net} = \eta(1 - U_m^2 \alpha) \quad (IV-38)$$

Puisque η et α sont fonction de T_C , alors η_{net} est fonction de U_m et T_C seulement.

La valeur maximale de η_{net} sera obtenue, une fois qu'une relation entre rendement thermique et température de condensation sera établie.

IV-4. APPLICATION

L'utilisation, dans le domaine automobile, du cycle de *Rankine* pour la production de puissance tend à se développer ces dernières années. Cela est dû aux différents avantages qu'il présente citons :

- * Son adaptation aux différents combustibles
- * Un faible taux de polluants dans le gaz d'échappement
- * Une combustion continue
- * Les moteurs fonctionnant suivant ce cycle sont relativement silencieux
- * La simplicité de ses composants qui permettent d'avoir un système peu onéreux, et de maintenance assez aisée.

LE CYCLE

Pour plus de commodités, il est d'usage de discuter le cycle de *Rankine* d'après le diagramme température entropie du fluide moteur, ce diagramme est représenté dans la figure (IV.6).

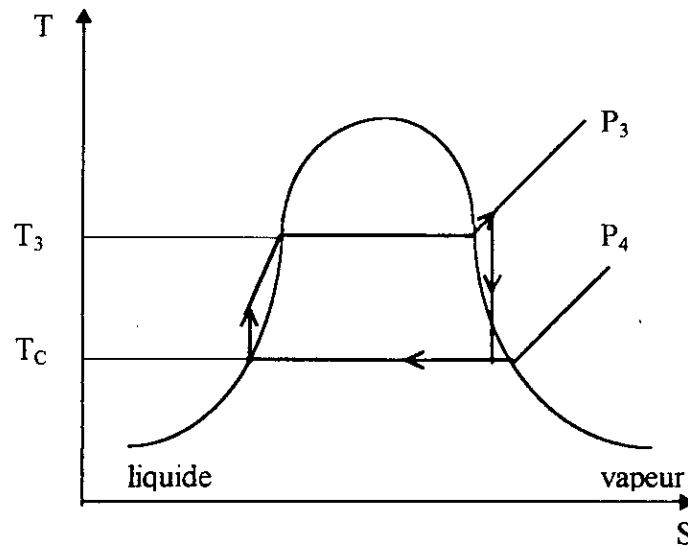


Figure IV.6 Diagramme température-entropie pour un cycle à vapeur

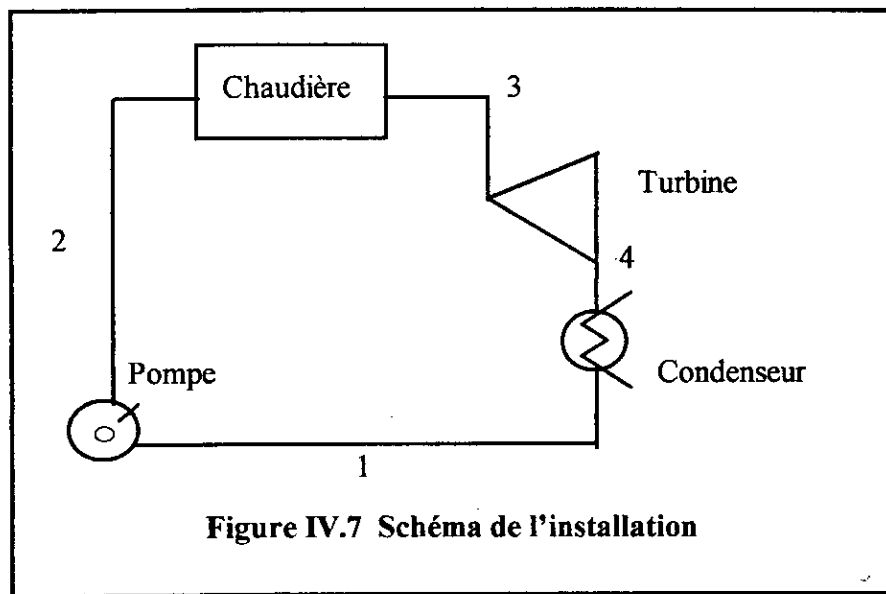


Figure IV.7 Schéma de l'installation

Tout changement d'état dans le fluide moteur est dû à son passage par l'un des composants de l'installation.

Compacité, prix et rendement sont déterminés à partir d'un dimensionnement de ces composants.

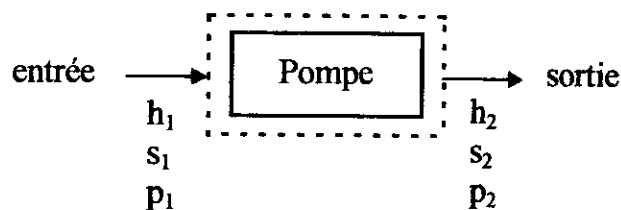
Les paramètres de base du cycle de *Rankine* sont la pression et la température à l'entrée de la turbine, et la température de condensation.

Le but de ce paragraphe est d'établir une relation entre le rendement thermique du cycle de *Rankine*, utilisant, soit l'eau soit le mercure comme fluide moteur, et de trouver les coordonnées de l'optimum qui correspond au condenseur qui minimise l'encombrement, autrement dit chercher la température de condensation et la vitesse de l'air qui donnent une surface frontale minimale et une surface de transfert minimale.

Les calculs seront faits pour une température de condensation donnée et une pression de vapeur donnée. On considère le fluide comme compressible, et les évolutions réversibles.

IV-4.1. CALCULS THERMODYNAMIQUES

a) Considérons une surface de contrôle autour de la pompe.



* D'après le premier principe le travail de la pompe sera :

$$w_p = h_2 - h_1 \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (\text{IV-39})$$

* Le deuxième principe donne :

$$s_2 = s_1 \quad (\text{compression adiabatique réversible}) \quad (\text{IV-40})$$

D'autre part on a :

$$h_2 - h_1 = T(s_2 - s_1) + \int_1^2 v dp$$

Compte tenu de (IV-38) et du fait que le fluide soit incompressible, le travail de la pompe sera donc :

$$w_p = v(p_2 - p_1) \quad (\text{IV-41})$$

on aura alors :

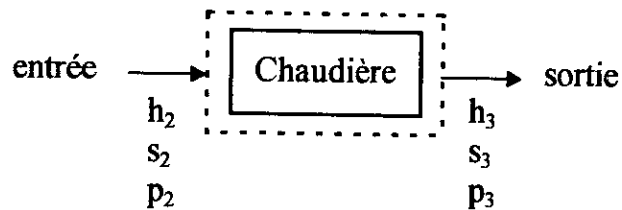
$$h_2 = \omega_p + h_1 = v(p_2 - p_1) + h_1$$

avec : $p_2 = p_{ch}$ (qu'on fixe à priori)

$$p_1 = p_{sat} \text{ à } t = t_c$$

$$h_1 = h_f \text{ à } t = t_c \text{ (des tables de la vapeur)}$$

b) Considérons un volume de contrôle autour de la chaudière :

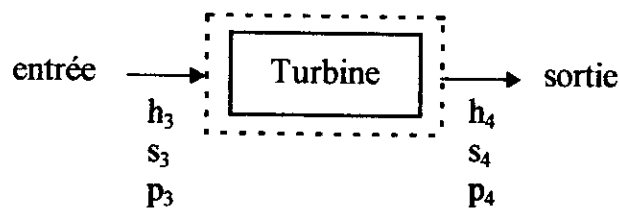


* Le premier principe : la quantité de chaleur fournie sera

$$q_H = h_3 - h_2 \quad \text{KJ/Kg} \quad \text{(IV-42)}$$

avec $h_3 = h_g$ à $p_2 = p_3 = p_{ch}$

c) Considérons une surface de contrôle autour de la turbine



* Du premier principe : le travail fournie par la turbine aura comme expression

$$w_t = h_3 - h_4 \quad \text{(IV-43)}$$

* Le second principe donne

$$s_3 = s_4 \quad \text{(détente adiabatique réversible)}$$

Pour trouver la valeur de h_4 , il faut d'abord chercher le titre à la sortie de la pompe, pour ce faire on utilise l'expression suivante :

$$(1 - x_4) = \frac{s_{4g} - s_4}{s_{4fg}} \quad (\text{IV-44})$$

$$\text{avec} \left. \begin{array}{l} s_{4g} = s_g \quad \dot{a} \quad p_1 = p_4 = p_{sat} \quad \dot{a} \quad t = t_c \\ s_{4fg} = s_{fg} \quad \dot{a} \quad p_1 = p_4 = p_{sat} \quad \dot{a} \quad t = t_c \end{array} \right\} \text{(des tables de la vapeur)}$$

l'enthalpie à la sortie de la turbine aura alors pour valeur

$$h_4 = h_{4g} - (1 - x_4)h_{4fg} \quad (\text{IV-45})$$

avec h_{4g} et h_{4fg} calculées à partir des tables de vapeur pour $p_1 = p_4 = p_{sat}$ à $t = t_c$

* Calcul du rendement du cycle

$$\eta = \frac{w_t - w_p}{q_H} \quad (\text{IV-46})$$

IV-4.2. RESULTATS

Les calculs ont été faits pour quatre valeurs de pression de vapeur, pour chaque pression on a calculé le rendement pour quatre valeurs de t_c , les valeurs forment pour l'eau une suite arithmétique de premier terme 300°K et de raison 75°K, par contre pour le mercure le premier terme à pour valeur 477,5°K et la raison est de 75°K.

Les résultats sont regroupés dans les tableaux suivants :

- Cas de l'eau

	$P_{ch} = 6,8 \text{ MPa}$				$P_{ch} = 5,1 \text{ MPa}$				$P_{ch} = 4,8 \text{ MPa}$				$P_{ch} = 3,4 \text{ MPa}$			
T_c	1	1,25	1,5	1,75	1	1,25	1,5	1,75	1	1,25	1,5	1,75	1	1,25	1,5	1,75
$q_H \text{ [KJ/Kg]}$	2654,5	2340,36	2018,70	1676,90	2674,90	2360,8	2039,14	1697,2	2677,67	2363,54	2041,86	1699,93	2686,91	2372,78	2051,1	1709,16
η	0,38	0,28	0,17	0,05	0,37	0,26	0,15	0,024	0,37	0,26	0,14	0,017	0,36	0,24	0,11	0,022

Tableau N°1

- Cas du Mercure

	$P_{ch} = 6,8 \text{ MPa}$				$P_{ch} = 5,1 \text{ MPa}$				$P_{ch} = 4,8 \text{ MPa}$				$P_{ch} = 3,4 \text{ MPa}$			
T_c	1,5	1,75	2	2,25	1,5	1,75	2	2,25	1,5	1,75	2	2,25	1,5	1,75	2	2,25
$q_H \text{ [KJ/Kg]}$	334,67	327,6	322,25	314,27	332,16	325,08	319,75	311,77	331,61	314,53	314,16	311,21	328,85	321,77	316,44	308,46
η	0,482	0,415	0,361	0,287	0,467	0,40	0,342	0,264	0,464	0,394	0,338	0,26	0,4460	0,373	0,314	0,232

Tableau N°2

N.B : T_c est égale au rapport $\frac{t_c}{300}$

IV-4.3. INTERPRETATION DES RESULTATS

Les graphes des figures (IV-8.a) et (IV-8.b) représentent, respectivement, les variations du rendement en fonction de T_C pour l'eau et le mercure.

On remarque que la fonction $\eta = f(T_C)$ est une droite de pente négative et d'équation

$$\eta = B - DT_C \quad (\text{IV-47})$$

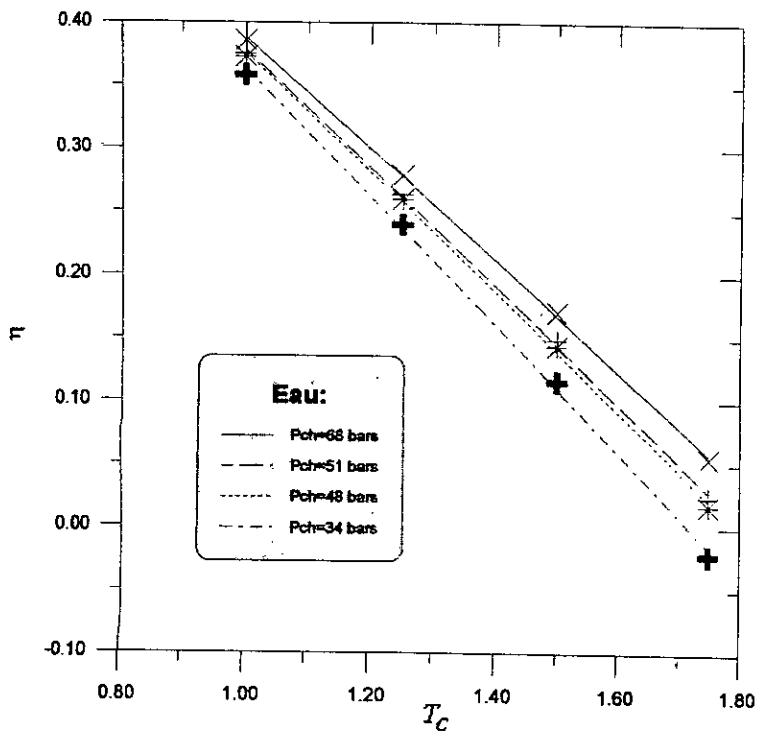


Figure IV-8.a : Variation du rendement η en fonction de la température de condensation T_c .
-Cas de l'eau-

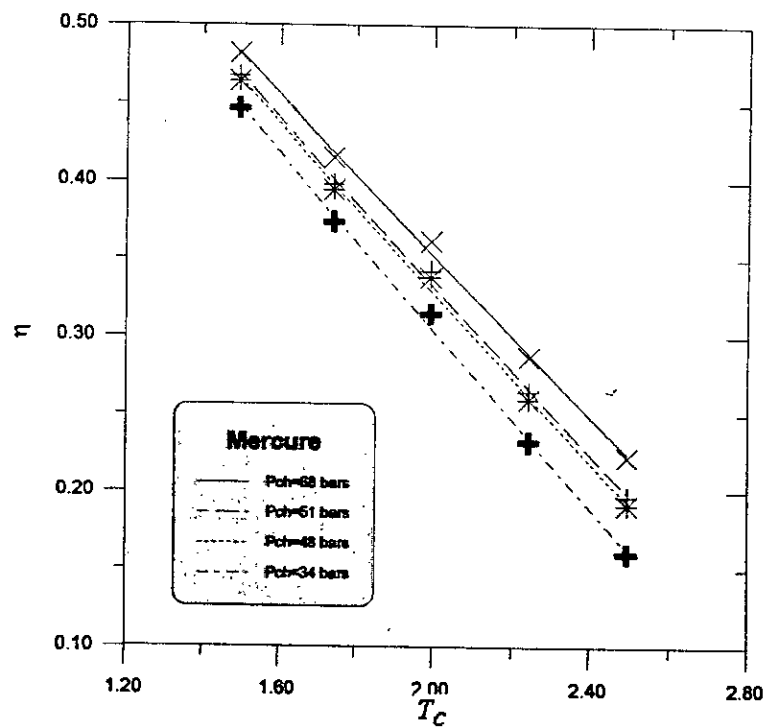


Figure IV-8.b : Variation du rendement η en fonction de la température de condensation T_c .
-Cas du mercure-

Le tableau N°3 regroupe les différentes valeurs de B et D pour l'eau et le mercure.

P_{ch} (MPa)	EAU		MERCURE	
	B	D	B	D
6,8	0,828	0,440	0,878	0,259
5,1	0,845	0,466	0,872	0,270
4,8	0,848	0,472	0,873	0,272
3,4	0,869	0,506	0,876	0,286

Tableau N°3

De ces graphes on peut tirer les commentaires suivants :

- Le rendement du cycle dépend de la nature du fluide moteur utilisé.
- La valeur maximale du rendement est atteinte pour de faibles températures de condensation.

On remarque que pour la même température de condensation $t_c = 450^\circ\text{K}$, on a un rendement égale à 17% pour l'eau, et de 48,2% pour le mercure à une pression de 6,8 Mpa.

On peut en conclure que l'utilisation du mercure comme fluide moteur améliore le rendement du cycle.

IV-4.4. RECHERCHE DE LA SURFACE FRONTALE MINIMALE ET DE LA SURFACE DE TRANSFERT MINIMALE

Dans ce paragraphe on tentera de trouver la valeur de α_{min} , en utilisant la relation entre le rendement et la température de condensation trouvée dans le paragraphe précédent. Pour cela, rappelons la relation liant α à T_c .

On a d'après (IV-18) :

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

en remplaçant η par la relation (IV-47) on trouve

$$\alpha = \frac{1 - B + DT_c}{(B - DT_c)(T_c - 1)} \quad (\text{IV-48})$$

Pour trouver α_{\min} il suffit de dériver l'expression précédente par rapport à T_c , puis d'annuler l'expression obtenue. Après calcul on trouve :

$$T_c^* = \frac{(B-1) + (1-B+D)^{1/2}}{D}$$

donc

$$\alpha_{\min} = \frac{D}{[1 - (1 - B + D)^{1/2}]^2} \quad (\text{IV-49})$$

D'après l'équation (IV-24) la valeur de la surface frontale minimale sera donc :

$$Af_{\min} = 2,6\alpha_{\min} \quad (\text{IV-50})$$

Les différentes valeurs de Af_{\min} pour l'eau et le mercure seront regroupées dans le tableau N°4, pour les quatre pressions de vapeur choisies.

P_{ch} (MPa)	EAU		MERCURE	
	α_{\min}	Af_{\min}	α_{\min}	Af_{\min}
6,8	9,3064	73,76	1,827	6,420
5,1	10,454	87,82	1,981	7,242
4,8	10,734	91,36	2,051	7,432
3,4	12,426	113,80	2,214	8,560

Tableau N°4

La surface de transfert minimale sera obtenue pour le même α_{\min} trouvé pour Af

IV-4.5. CALCUL DU RENDEMENT MAXIMAL

Pour trouver la valeur du rendement maximal, il suffit de remplacer η de l'équation (IV-38) par sa valeur en fonction de T_c donnée par (IV-47) et dériver

l'expression ainsi obtenue par rapport à T_C , puis l'annuler. Le rendement maximal sera celui pour lequel $T_C = T_C^*$ avec T_C^* obtenue en annulant la dérivée et a pour expression :

$$T_C^* = 1 + \left[\frac{U_m^2 (1 - B + D)}{D} \right]^{1/2} \quad (\text{IV-51})$$

ce qui correspond a :

$$\eta_{\max} = (B - D) - \left\{ U_m^2 D + 2 \left[U_m^2 D (1 - B + D)^{1/2} \right] \right\} \quad (\text{IV-52})$$

La représentation graphique de la fonction $\eta_{\max} = f\left(\left(U_m^2 D\right)^{1/2}\right)$ est représentée par les figures (IV-9.a) et (IV-9.b).

Les variations de la température de condensation en fonction de la vitesse moyenne de l'air sont représentées sur les figures (IV-10.a) et (IV-10.b).

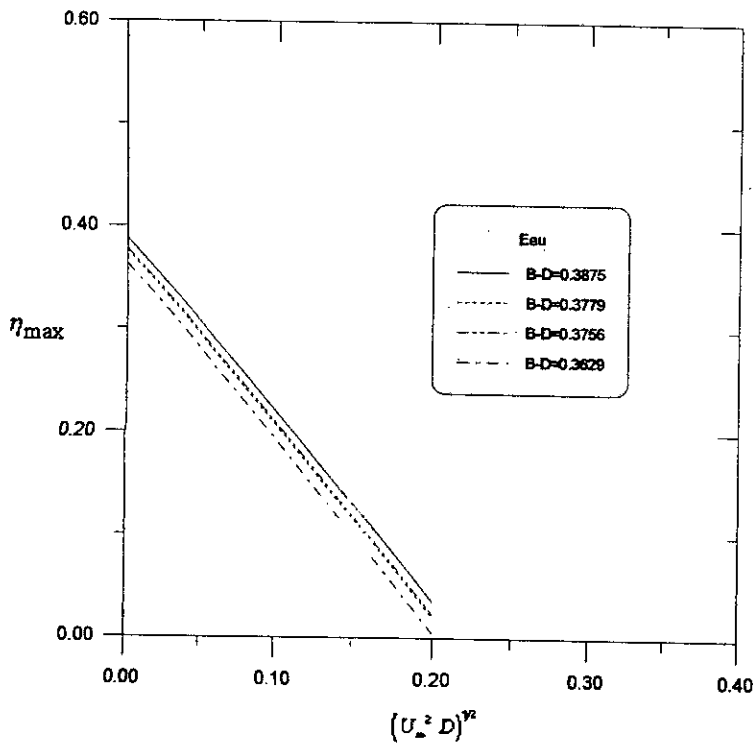


Figure IV-9.a : Variation de η_{max} en fonction de $(U_m^2 D)^{1/2}$ pour différents (B-D).
-Cas de l'eau-

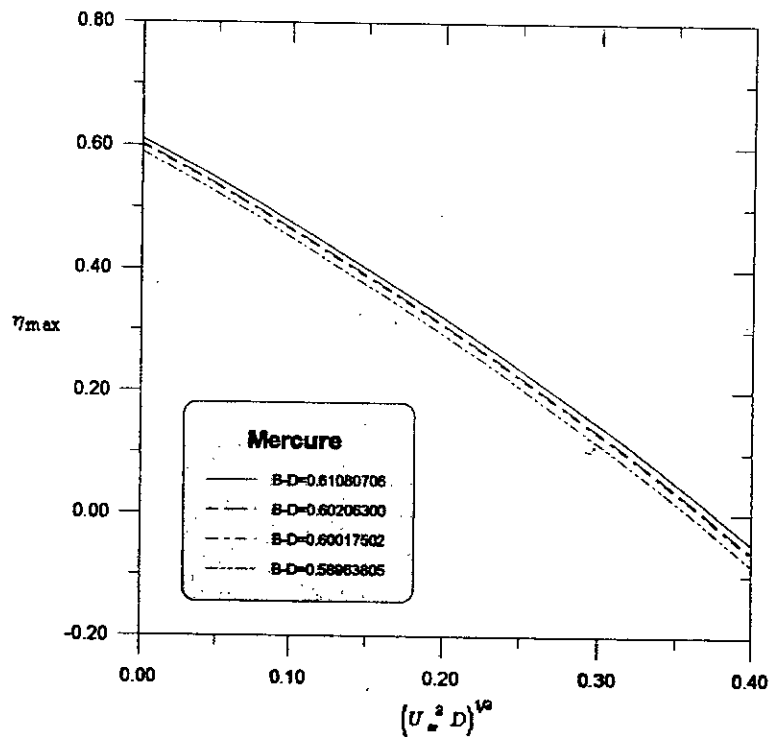


Figure IV-9.b: Variation de η_{max} en fonction de $(U_m^2 D)^{1/2}$ pour différents (B-D).
-Cas du mercure-

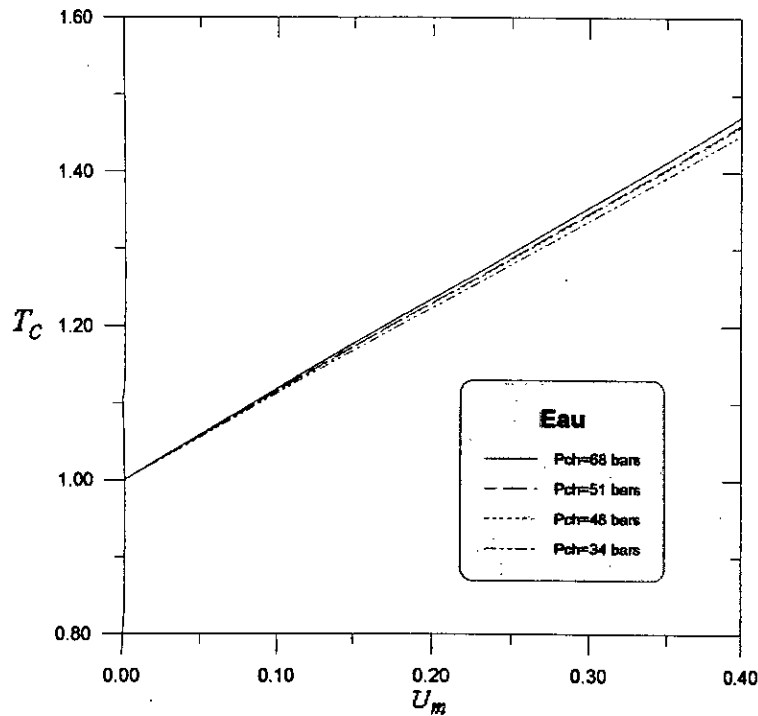


Figure IV-10.a: Variation de T_C avec la vitesse moyenne de l'air U_m .
-Cas de l'eau-

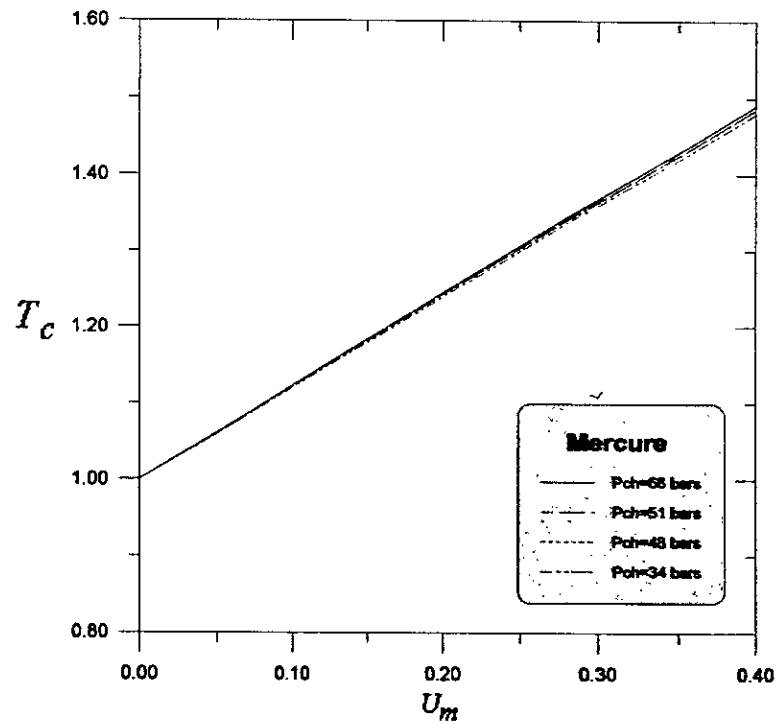


Figure IV-10.b: Variation de T_C avec la vitesse moyenne de l'air U_m .
-Cas du mercure-

IV-5. CONCLUSION

En guise de conclusion on peut dire que :

1. Cette étude nous a permis d'identifier les paramètres indépendants, permettant de déterminer la configuration et les conditions opératoires optimales pour un aérocondenseur.
2. Les équations algébriques, qui permettent de donner les valeurs optimales des variables géométriques, sont posées.
3. Les résultats suggèrent que les grandes vitesses de l'air sont désirables, donc il faut prévoir des ventilateurs à grande vitesse.

Exemple d'application :

Soit un moteur développant une puissance utile de 74,6 KW (100 Ch) ayant un rendement de 20%, une température de condensation de 478 K, un rapport de la puissance du ventilateur à la puissance utile égale à $\frac{3}{8}$.

On désire estimer les dimensions du plus petit condenseur à air qu'on peut utiliser dans un cycle de *Rankine* appliqué pour un moteur d'automobile. Pour ce faire, on utilisera les résultats de la méthode développée précédemment, et on comparera les dimensions trouvées avec ceux trouvés par *Stuart* [17], pour les mêmes données.

Solution :

De la définition de ω , on a l'énergie dégradée par frottement dans l'air - qui est égale à la puissance développée par le ventilateur :

$$\dot{W}_f = \frac{3}{8} \dot{W}_U$$

$$\dot{W}_f = 28 \text{ KW}$$

La quantité de chaleur échangée lors de la condensation sera alors :

$$\dot{Q} = \dot{W}_U (1 + \omega) \frac{(1 - \eta)}{\eta} \quad (\text{IV-6})$$

Application numérique :

$$\dot{Q} = 74,6 \left(1 + \frac{3}{8}\right) \frac{(1-0,2)}{0,2}$$

$$\dot{Q} = 410,3 \text{ KW}$$

Recherche de la surface frontale minimale :

En supposant que le fluide moteur est l'eau, du tableau (IV-4) et de l'équation (IV-23)

$$A_{f_{\min}} = 2,6 \alpha_{\min}^{3/2}$$

et $\alpha_{\min} = 9,3064$

On aura alors

$$A_{f_{\min}} = 28,4$$

Pour trouver la valeur dimensionnelle de la surface frontale, on utilise les équations (IV-11, IV-12, IV-13), on aura donc :

$$a_{f_{\min}} = A_{f_{\min}} \cdot a^*$$

En admettant une température d'entrée d'air de 300 K, les propriétés de l'air à cette température seront alors :

$$C_{Pa} = 1,0057 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$\rho_a = 1,17 \text{ Kg/m}^3$$

$$Pr = 0,707$$

$$C = 1$$

$$C_l = 0,072$$

On aura donc

$$\mu = 19,5 \text{ m/s}$$

$$a^* = 0,011 \text{ m}^2$$

d'où

$$a_{f_{\min}} = 0,30 \text{ m}^2$$

Recherche de la surface de transfert :

En supposant qu'on a 500 plaques par mètre de longueur de tubes, et un rapport de surface de transfert à la surface des plaques $\gamma = 1,2$ et pour $\eta = 0,2$, on a de l'équation (IV-30)

$$A_{min} = 0,848 \beta_{min}$$

$$\beta_{min} = 842,917$$

donc A_{min} aura pour valeur

$$A_{min} = 1745,16$$

la valeur dimensionnelle :

$$a_{min} = A_{min} \times a^*$$

$$= 1745 \times 0,011$$

$$a_{min} = 19,2 \text{ m}^2$$

l'épaisseur du condenseur sera donc d'après l'équation (IV-24)

$$H = \frac{a}{2n_p a_f}$$

$$H = \frac{19,2}{2 \times 500 \times 0,30}$$

$$H = 6,4 \text{ cm}$$

le plus petit condenseur à air qui permet d'évacuer une quantité de chaleur de l'ordre de 410,3 KW aura la volume suivant :

$$v_c = a_f \times H$$

$$v_c = 0,0192 \text{ m}^3$$

Comparaison avec les résultats de Stuart [17] :

Pour les mêmes données, mais utilisant une modélisation différente de la précédente, il trouve :

$$a = 27,12 \text{ m}^2$$

$$a_f = 0,040$$

$$H = 1,23 \text{ m}$$

Ce qui conduit à un volume de $0,050 \text{ m}^3$ environ, qui correspond à un condenseur plus encombrant - une épaisseur de 1,23m - .



CONCLUSION
GÉNÉRALE

Conclusion générale

L'étude et l'optimisation des échangeurs de chaleur en général sont des problèmes de recherche et industriels importants compte tenu des nombreuses utilisations de ces composants.

La formulation d'un problème d'optimisation est sans doute la partie la plus délicate, mais c'est une étape essentielle dans l'optimisation d'un système ou d'un procédé, la mathématique étant, contrairement aux apparences, une étape commode bien qu'ardue.

Nous avons considéré dans notre étude deux cas de figure : l'optimisation d'un condenseur d'une centrale combinée donc stationnaire et l'optimisation d'un condenseur d'automobile. Pour ces deux cas, nous nous sommes contraints par des fonctions objectifs différentes et nous avons appliqué deux méthodes d'optimisation différentes mais simples :

- La méthode dite du demi échangeur, déjà utilisée par *LEGOFF* [9], et qui s'est avérée très efficace et surtout très élégante où des notions telles que, le nombre d'unités d'énergie dégradée, la consommation d'exergie "COUEX" ont été introduites. Cette méthode est basée sur la recherche des propriétés du condenseur à air "stationnaire" utilisé dans un cycle combiné, qui minimisent le coût monétaire, ou le coût énergétique, la consommation d'exergie, puis la comparaison des résultats obtenus.
- La méthode classique de dérivation, appliquée à un condenseur à air "mobile" utilisé dans le cycle de *Rankine* appliqué dans le domaine automobile, elle consiste à trouver des relations mathématiques entre les paramètres géométriques du condenseur et les propriétés thermodynamiques du cycle, puis à dériver ces relations et trouver l'optimum, la fonction objectif étant dans ce cas l'encombrement.

Pour la première, les résultats de la comptabilité monétaire, énergétique, exergetique sont tout à fait comparable à ceux qu'on trouve dans la littérature, bien que les données

sur lesquelles nous nous sommes basés, datent des années 70 et on a été contraint à les actualiser.

Néanmoins, les chiffres obtenus sont a priori acceptables. Il est à noter que les coûts obtenus incluent l'achat des équipements, leur installation, les coûts opératoires et de maintenance pour une période de 30 ans, et que les optimums énergétiques sont toujours plus grand que le double de ceux correspondant aux optimums monétaires, par contre ceux correspondant aux minimums de la COUEX, se trouvent entre les deux.

Nous avons constaté, la fiabilité de la méthode de *Rosenbrock* dans la résolution des problèmes d'optimisation.

Dans le chapitre IV, on a pu comparer nos résultats avec ceux de *Stuart* [17], dans un exemple numérique, et on a pu constater que la méthode de *SLAU* [16] appliquée ici se révèle bien meilleure, et le condenseur à air obtenu avec cette méthode est bien plus compact et capable de dégager la même quantité de chaleur que celui obtenu par *Stuart*.

Les méthodes illustrées dans le présent travail peuvent être complétées par des approches qui prolongent ce qui a pu être introduit dans le cadre de cette monographie. L'optimum absolu réellement n'existe pas ; les valeurs trouvées sont souvent au voisinage de l'optimum recherché. Une procédure d'optimisation complète reste irréalisable, car elle suppose l'optimisation de toutes les solutions alternatives raisonnablement possibles, puis le choix de la meilleure solution. En tant qu'ingénieur, dans notre choix, on ne doit pas faire une confiance aveugle à l'expérience mathématique, on doit examiner la solution obtenue pour le problème à la lumière de notre expérience et notre sens pratique ou physique pour voir si la solution obtenue est raisonnablement acceptable.

Néanmoins, la démarche proposée reste extrapolable et l'illustration qu'on en a faite semble suffisante en première approche.

De nombreux livres traitent des problèmes fondamentaux relatifs à l'étude et l'optimisation des échangeurs de chaleur en général et des échangeurs compacts en particulier, on indiquera comme bibliographie sommaire, les références [3-5-9-10], ainsi que, l'excellent ouvrage de *Kays and London*, qu'on n'a pas pu malheureusement consulter pour notre travail et qui traite particulièrement des échangeurs compacts.

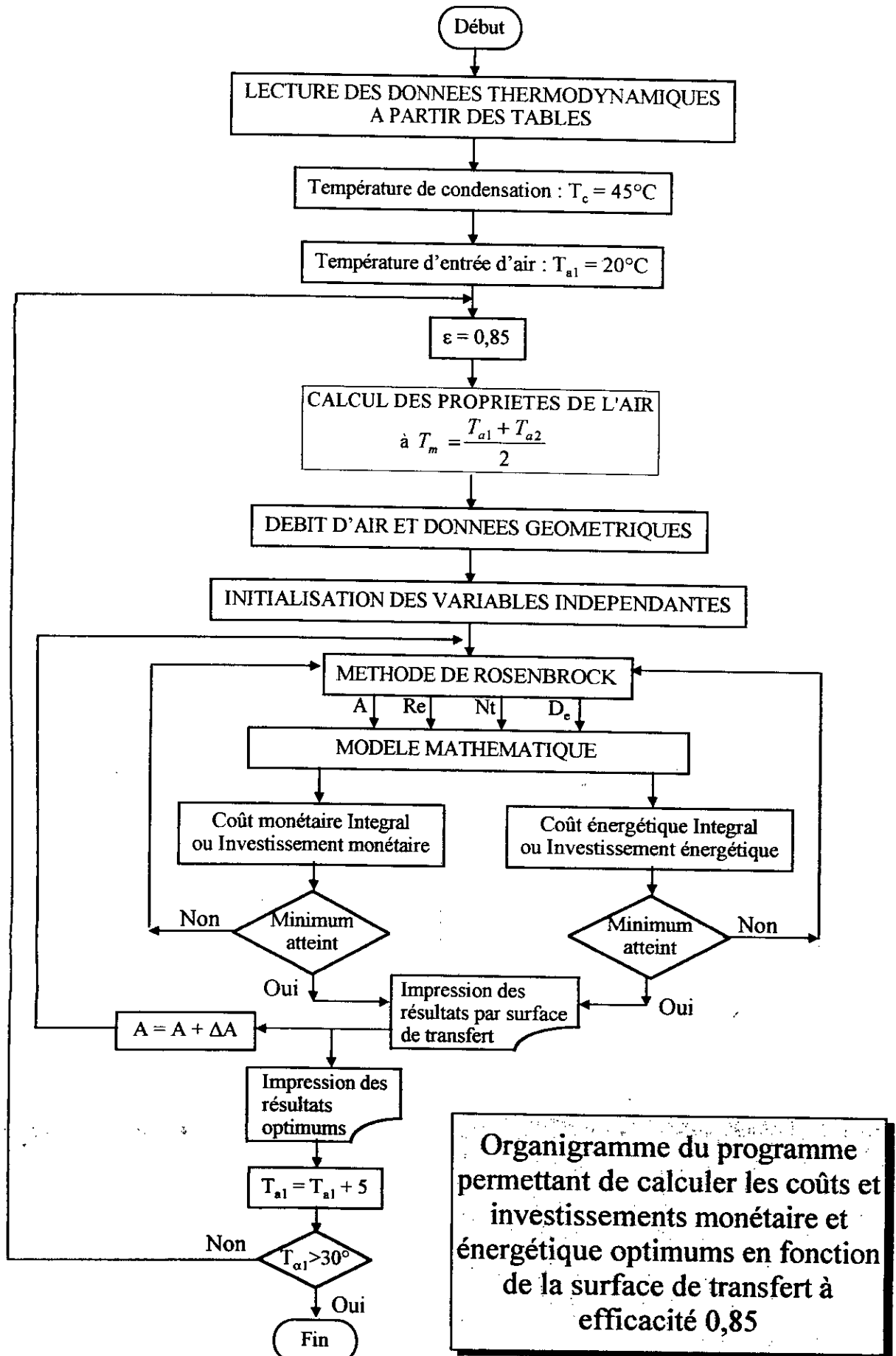
BIBLIOGRAPHIE

• Liste des ouvrages:

- [1] Bird R. B et Coll; « Transport phénoména ».
J. Wiley and Sons, New York. 1960.
- [2] Chauvel A et Coll; « Manuel d'évaluation économique des procédés».
Technip, Paris. 1976.
- [3] Dupuy R; « Optimisation des échangeurs de chaleur ».
Journées de la transmission de chaleur, I.F.C.E. 1961.
- [4] Feidt; « Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés ».
Tec & Doc (Lavoisier), Paris. 1987.
- [5] Gregorig ; « Echangeurs de chaleur ».
Dunod, Paris. 1960.
- [6] Kern. D. Q; « Process heat transfer ».
Mac Graw-Hill company; New York. 1950.
- Legoff. P; « Energetique industrielle ».
Ed. Tech & Doc, Paris.
- [7] Tome 1. « Analyse thermodynamique et mécanique des économies d'énergie».
1979.
- [8] Tome 2. « Analyse économique et optimisation des procédés ». 1980.

- [9] Tome 3. « Applications en Génie chimique: Echangeurs-séparateurs-réacteurs ». 1982.
- [10] Mac Adams; « Transmission de la chaleur ». Dunod, Paris. 1964.
- [11] Perry. R. H & C. H. Chilton; « Chemical engineers handbook ». Mac Graw-Hill, New York. 1984.
- [12] Van Wylen. G. J; « Thermodynamique appliquée ». Edition du renouveau pédagogique, In.c. Québec. 1982.
- [13] Whuitier; « Le Pétrole, raffinage en Genie Chimique » T II. Technip, Paris. 1966.
- **Liste des articles:**
- [14] P. Legoff & Marco Giuliette; « Optimisation économique et énergétique comparées d'un échangeur de chaleur ». Revue Entropie, N°93. 1980. PP 58-73.
- [15] P. Legoff; « Optimisation énergétique et économique comparées de systèmes industriels ». Rerve Entropie, N°153/154. 1990. PP 136-146.
- [16] S. C. LAU, S. V. Shelton; « Optimisation of Air cooled condensers ». Journal of energy Ressources Technology, Transaction of ASME, vol 109. June 1987. PP 90-95.

- [17] Stuart D.O., Dusatko, RA & Zouche, C.F., 1971.
« How to minimise size of condenser for a steam car ».
The SAE journal of automotive engineering, vol 79, Oct. PP 33-38.
- [18] Soritis, F., Kitrilakis & F. Doyle. 1969.
« The developpement of portable reciprocating engine Rankine cycle generating sets ».
SAE Technical Paper N°690046.
- [19] Zubair S. M., Pv.Kadaba, 1985.
« Design optimisation of two phase heat exchangers ».
ASME- HTD. Vol 44. PP 71-81.
- [20] Journal Officiel. N°24. 17 Avril 1996. PP 10-17.



```

*****
*
*   PROGRAMME PERMETTANT DE REPERER
*   L'EFFICACITE OPTIMALE POUR LE CALCUL
*   DES COUTS MONETAIRE ET ENERGETIQUE OPTIMUMS
*   D'UN ECHANGEUR RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE
*
*****
OPEN(1,FILE='DON.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(2,FILE='RES.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(2,55)
WRITE(2,60)
*****
*   LECTURE DES DONNEES A PARTIR DE LA TABLE
*
READ(1,*) T1,RO1,Pr1,Cp1,U1,T2,RO2,Pr2,Cp2,U2
*****
*   CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE D'AIR
*
Tc=45
K=0
DO 44 Ta1=20,30,5
WRITE(2,*) '          Ta1= ',Ta1,' °C'
K=K+1
WRITE(*,*) '          ',K
I=0
*****
*   BOUCLE DES EFFICACITES (EPSI)
*
DO 10 EPSI=0.8,0.9,0.01
I=I+1
WRITE(*,*) I
Ta2=EPSI*(Tc-Ta1)+Ta1
VNUT=ALOG(1/(1-EPSI))
Tm=(Ta1+Ta2)/2
*****
*   INTERPOLATION ET CALCUL DES PARAMETRES DE L'AIR
*
RO=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(RO2-RO1))+RO1
Pr=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Pr2-Pr1))+Pr1
Cp=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Cp2-Cp1))+Cp1
U=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(U2-U1))+U1
*****
*   DONNEES
*
Q=29373.42
Vma=Q/(Cp*(Ta2-Ta1))
Ep=0.1E-03
DW=1.65E-03
X=2.E-03
NR=5
CMtopt=1E+15
CEtopt=1E+15
J=0
*****
*   BOUCLES DE VARIABLES
*
DO 20 A=1000,500000,1000
CMtmin=1E+15
CEtmin=1E+15
J=J+1
WRITE(*,*) '          ',J
DO 30 De=38.1E-03,50.1E-03,6.35E-03
DO 40 Nt=1500,2000,100
*****
*   CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES
*

```

```

*****
VNT=Nt/NR
Y=1.5*De
WL=Y*(VNT+1)
VL=A/(Nt*((3.1416*De)+((Y**(2))/(X))))
Np=VL/X
VLF=1
VNUE=VNUT*(Pr**(2/3.))/VLF
OMEG=VL*WL*(1-(Ep/X)-(De/Y))+(De*VL)
H=(Y**(2.))*Nt/(2*WL)
Dh=(4*OMEG*H)/A
Um=VMa/(RO*OMEG)
Re=Dh*RO*Um/U
Dp=VNUE*RO*(Um**(2.))
E=VNUE*VMa*(Um**(2.))
*****
*          CALCUL DU COUT MONETAIRE TOTAL          *
*****
CMc=4800*(A**(0.8))
CMv=54.73*E
CMe=4.18*E
CMP=669.12*VL
CMT=CMc+CMv+CMe+CMp
*****
*          CALCUL DU COUT ENERGETIQUE TOTAL          *
*****
CEc=1.25*((1231504.32*(De-DW)*DW*Nt*VL)+
*(2700.*Np*Ep*65.*((Y**(2.))/2.)*Nt))
CEv=120.*(E**(0.5))
CEe=1636.6*E
CEp=535.48*(VL**(0.5))
CEt=CEc+CEv+CEe+CEp
*****
*          DETERMINATION DU COUT MONETAIRE TOTAL MINIMUM          *
*****
IF (CMT.LT.CMtmin) THEN
CMtmin=CMT
Am=A
ENDIF
*****
*          DETERMINATION DU COUT ENERGETIQUE TOTAL MINIMUM          *
*****
IF (CEt.LT.CEtmin) THEN
CEtmin=CEt
Ae=A
ENDIF
40 CONTINUE
30 CONTINUE
*****
*          DETERMINATION DES COUTS TOTAUX (M,E) OPTIMUMS          *
*****
IF (CMtmin.LT.CMtopt) THEN
CMtopt=CMtmin
Ao=Am
ENDIF
IF (CEtmin.LT.CEtopt) THEN
CEtopt=CEtmin
Aop=Ae
ENDIF
*****
*          AFFICHAGE DES RESULTATS OPTIMUMS          *
*****
20 CONTINUE
WRITE(2,*) EPSI,CMtopt,CEtopt
10 CONTINUE
44 CONTINUE

```

```
55  FORMAT(30X,9HRESULTATS,/,29X,11(1H=),/)
60  FORMAT(4X,7HEPSILON,8X,6HCMtopt,9X,6HCEtopt,/,
      *3X,5(1H=),6X,8(1H=),6X,8(1H=),/)
      STOP
      END
```



```

*****
*
*   PROGRAMME PERMETTANT DE CALCULER LES COUTS
*   MONETAIRE ET ENERGETIQUE OPTIMUMS
*   EN FONCTION DE L'AIRE
*   POUR UN ECHANGEUR RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE
*   A UNE EFFICACITE DE 0.85
*
*****
OPEN(1,FILE='DON.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(2,FILE='SAM.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(3,FILE='TOP.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(2,55)
WRITE(2,60)
WRITE(3,65)
*****
*   LECTURE DES DONNEES A PARTIR DE LA TABLE
*
READ(1,*) T1,RO1,Pr1,Cp1,U1,T2,RO2,Pr2,Cp2,U2
*****
*   CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE D'AIR
*
Tc=45
K=0
DO 44 Ta1=20,30,5
WRITE(2,*) 'Ta1=',Ta1
WRITE(3,*) 'Ta1=',Ta1
K=K+1
WRITE(*,*) 'K=',K
I=0
*****
*   EFFICACITE (EPSI) = 0.85
*
EPSI=0.85
I=I+1
WRITE(*,*) I
WRITE(2,*) 'EPSILON=',EPSI
WRITE(3,*) 'EPSILON=',EPSI
Ta2=EPSI*(Tc-Ta1)+Ta1
VNUT=ALOG(1/(1-EPSI))
Tm=(Ta1+Ta2)/2
WRITE(3,*) 'Ta2=',Ta2,' °C'
WRITE(3,*) 'NUT=',VNUT
WRITE(3,*) 'Tm=',Tm,' °C'
*****
*   INTERPOLATION ET CALCUL DES PARAMETRES DE L'AIR
*
RO=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(RO2-RO1))+RO1
Pr=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Pr2-Pr1))+Pr1
Cp=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Cp2-Cp1))+Cp1
U=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(U2-U1))+U1
WRITE(3,*) 'RHOa=',RO
WRITE(3,*) 'Pr=',Pr
WRITE(3,*) 'Cp=',Cp
WRITE(3,*) 'MU=',U
*****
*   DONNEES
*
Q=29373.42
VMa=Q/(Cp*(Ta2-Ta1))
WRITE(3,*) 'Ma=',VMa,' Kg/s'
Ep=0.1E-03
DW=1.65E-03
X=2.E-03
NR=5
CMtopt=1E+15

```

```

      CETOPT=1E+15
      WRITE(3,*) 'NR=',NR
      J=0
*****
*           BOUCLES DE VARIABLES                               *
*****
      DO 20 A=1000,500000,1000
      J=J+1
      WRITE(*,*) ' ',J
      CMTMIN=1E+15
      CETMIN=1E+15
      DO 25 Re=200,1E+6,1000
      DO 30 De=38.1E-03,50.1E-03,6.35E-03
      DO 40 Nt=1500,2000,100
*****
*           CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES                 *
*****
      VNT=Nt/NR
      Y=1.5*De
      WL=Y*(VNT+1)
      VL=A/(Nt*((3.1416*De)+((Y**(2))/(X))))
      Np=VL/(X)
      VLF=1
      VNUE=VNUT*(Pr**(2/3.))/VLF
      F2=0.092*(Re**(-0.2))
      OMEG=A*F2/(VNUE)
      H=(Y**(2.))*Nt/(2*WL)
      Dh=(4*OMEG*H)/A
      Um=VMa/(RO*OMEG)
      Dp=VNUE*RO*(Um**(2.))
      E=VNUE*VMa*(Um**(2.))
*****
*           CALCUL DU COUT MONETAIRE TOTAL                   *
*****
      CMc=4800*(A**(0.8))
      CMv=54.73*E
      CMe=4.18*E
      CMp=669.12*VL
      CMT=CMc+CMv+CMe+CMp
*****
*           CALCUL DU COUT ENERGETIQUE TOTAL                 *
*****
      CEC=1.25*((1231504.32*(De-DW)*DW*Nt*(VL))+
      *(2700.*Np*Ep*65.*((Y**(2.))/2.)*Nt))
      CEv=120.*(E**(0.5))
      CEe=1636.6*E
      CEP=535.48*(VL**(0.5))
      CET=CEc+CEv+CEe+CEp
*****
*           DETERMINATION DU COUT MONETAIRE TOTAL MINIMUM   *
*****
      IF (CMT.LT.CMTMIN) THEN
      CMTMIN=CMT
      Am=A
      CMcm=CMc
      CMvm=CMv
      CMem=CMe
      CMpm=CMp
      CETm=CET
      CEcm=CEc
      CEvm=CEv
      CEem=CEe
      CEPm=CEp
      Rem=Re
      Em=E
      Vlm=VL

```

OMEGm=OMEG
Umm=Um
Dem=De
Ym=Y
Wlm=WL
Dhm=Dh
Hm=H
VNtm=VNt
Npm=Np
Dpm=Dp
Ntm=Nt
ENDIF

* DETERMINATION DU COUT ENERGETIQUE TOTAL MINIMUM *

IF (CET.LT.CEtmin) THEN
CEtmin=CET
Ae=A
CMte=CMt
CMce=CMc
CMve=CMv
CMee=CME
CMpe=CMp
CEte=CET
CEce=CEc
CEve=CEv
CEee=CEe
CEpe=CEp
Ree=Re
Ee=E
VLe=VL
OMEGe=OMEG
Ume=Um
Dee=De
Ye=Y
WLe=WL
Dhe=Dh
He=H
VNte=VNt
Npe=Np
Dpe=Dp
Nte=Nt
ENDIF

40 CONTINUE
30 CONTINUE
25 CONTINUE

* AFFICHAGE DES RESULTATS PAR AIRE *

WRITE(2,*) A,CMtmin,CEtmin,Em,omegm

* DETERMINATION DES COUTS TOTAUX (M,E) OPTIMUMS *

IF (CMtmin.LT.CMtopt) THEN
CMtopt=CMtmin
Ao=Am
CMco=CMcm
CMvo=CMvm
CMeo=CMem
CMpo=CMpm
CEto=CEtm
CEco=CEcm
CEvo=CEvm
CEeo=CEem
CEpo=CEpm
Reo=Rem

```

Eo=Em
VLo=VLm
OMEGo=OMEGm
Umo=Umm
Deo=Dem
Yo=Ym
WLo=WLm
Dho=Dhm
Ho=Hm
VNto=VNtm
Npo=Npm
Dpo=Dpm
Nto=Ntm
ENDIF
IF (CEtmin.LT.CEtopt) THEN
CEtopt=CEtmin
Aop=Ae
CMtop=CMte
CMcop=CMce
CMvop=CMve
CMeop=CMee
CMpop=CMpe
CEcop=CEce
CEvop=CEve
CEeop=CEee
CEpop=CEpe
Reop=Ree
Eop=Ee
V Lop=VLe
OMEGop=OMEGe
Umop=Ume
Deop=Dee
Yop=Ye
W Lop=WLe
Dhop=Dhe
Hop=He
VNtop=VNte
Npop=Npe
Dpop=Dpe
Ntop=Nte
ENDIF

```

```

*****
*           AFFICHAGE DES RESULTATS OPTIMUMS           *
*****

```

20 CONTINUE

```

WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' * COUT MONETAIRE OPTIMUM * '
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' *, 'A=',Ao, ' m2, ' Re=',Reo, ' E=',Eo, ' W'
WRITE(3,*) ' *, 'L=',VLo, ' m', ' OMEGA=',OMEGo
WRITE(3,*) ' *, 'CMtmin=',CMtopt, ' FF', ' CMc=',CMco, ' FF'
WRITE(3,*) ' *, 'CMv=',CMvo, ' FF', ' CMe=',CMeo, ' FF'
WRITE(3,*) ' *, 'CMP=',CMpo, ' FF'
WRITE(3,*) ' *, 'CEt=',CEto, ' MJ', ' CEc=',CEco, ' MJ'
WRITE(3,*) ' *, 'CEv=',CEvo, ' MJ', ' CEe=',CEeo, ' MJ'
WRITE(3,*) ' *, 'CEp=',CEpo, ' MJ'
WRITE(3,*) ' *, 'De=',Deo, ' m', ' Y=',Yo, ' m', ' l=',WLo, ' m'
WRITE(3,*) ' *, 'Dh=',Dho, ' m', ' H=',Ho, ' m', ' VNt=',VNto
WRITE(3,*) ' *, 'Nt=',Nto, ' Tubes', ' Np=',Npo, ' passes',
* ' Dp=',Dpo, ' Pa'
WRITE(3,*) ' *, 'Um=',Umo, 'm/s'
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' * COUT ENERGETIQUE OPTIMUM * '
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' *, 'A=',Aop, ' m2, ' Re=',Reop, ' E=',Eop, ' W'

```

```

WRITE(3,*) ' *', 'L=', V Lop, ' m', ' OMEGA=', OMEGop
WRITE(3,*) ' *', 'CMtmin=', CMtop, ' FF', ' CMc=', CMcop, ' FF'
WRITE(3,*) ' *', 'CMv=', CMvop, ' FF', ' CMe=', CMeop, ' FF'
WRITE(3,*) ' *', 'CMp=', CMpop, ' FF'
WRITE(3,*) ' *', 'CEtopt=', CEtopt, ' MJ', ' CEc=', CEcop, ' MJ'
WRITE(3,*) ' *', 'CEv=', CEvop, ' MJ', ' CEe=', CEeop, ' MJ'
WRITE(3,*) ' *', 'CEp=', CEPop, ' MJ'
WRITE(3,*) ' *', 'De=', Deop, ' m', ' Y=', Yop, ' m', ' l=', W Lop, ' m'
WRITE(3,*) ' *', 'Dh=', Dhop, ' m', ' H=', Hop, ' m'
*, ' VNt=', VNtop
WRITE(3,*) ' *', 'Nt=', Ntop, ' Tubes', ' Np=', Npop, ' Passes',
* ' Dp=', Dpop, ' Pa'
WRITE(3,*) ' *', 'Um=', Umop, ' m/s'
WRITE(3,*) ' *****'

```

```

44 CONTINUE
55 FORMAT(30X,9HRESULTATS,/,29X,11(1H=),/)
60 FORMAT(4X,1HA,8X,6HCMtmin,9X,6HCEtmin,7X,1HE,9X,
*5HOMEGA,/,3X,3(1H=),6X,8(1H=),6X,8(1H=),
*6X,3(1H=),7X,3(1H=),7X,7(1H=),/)
65 FORMAT(25X,18HRESULTATS OPTIMUMS,/,24X,20(1H=),/)
STOP
END

```

```

*****
*
*   PROGRAMME PERMETTANT DE REPERER
*   L'EFFICACITE OPTIMUM POUR LE CALCUL
*   DES INVESTISSEMENTS MONETAIRE ET ENERGETIQUE
*   OPTIMUMS EN FONCTION DE L'AIRE
*   D'UN ECHANGEUR RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE
*
*****
OPEN(1,FILE='DON.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(2,FILE='INVEST.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(2,55)
WRITE(2,60)
*****
*   LECTURE DES DONNEES A PARTIR DE LA TABLE
*
READ(1,*) T1,RO1,Pr1,Cp1,U1,T2,RO2,Pr2,Cp2,U2
*****
*   CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE D'AIR
*
Tc=45
K=0
DO 44 Ta1=20,30,5
WRITE(2,*) 'Ta1=',Ta1,'°C'
K=K+1
WRITE(*,*) '          ',K
I=0
*****
*   BOUCLE DES EFFICACITES (EPSI)
*
DO 10 EPSI=0.8,0.91,0.01
I=I+1
WRITE(*,*) I
Ta2=EPSI*(Tc-Ta1)+Ta1
VNUT=ALOG(1/(1-EPSI))
Tm=(Ta1+Ta2)/2
*****
*   INTERPOLATION ET CALCUL DES PARAMETRES DE L'AIR
*
RO=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(RO2-RO1))+RO1
Pr=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Pr2-Pr1))+Pr1
Cp=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Cp2-Cp1))+Cp1
U=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(U2-U1))+U1
*****
*   DONNEES
*
Q=29373.42
Vma=Q/(Cp*(Ta2-Ta1))
Ep=0.1E-03
DW=1.65E-03
X=2.E-03
NR=5
Vimopt=1E+10
Vieopt=1E+10
J=0
*****
*   BOUCLES DE VARIABLES
*
DO 20 A=1000,500000,1000
J=J+1
WRITE(*,*) '          ',J
Vimin=1E+15
Viemin=1E+15
DO 30 De=38.1E-03,50.1E-03,6.35E-03
DO 40 Nt=1500,2000,100
*****

```

```

*          CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES          *
*****
VNT=Nt/NR
Y=1.5*De
WL=Y*(VNT+1)
VL=A/(Nt*((3.1416*De)+((Y**(2))/(X))))
Np=VL/X
VLF=1
VNUE=VNUT*(Pr**(2/3.))/VLF
OMEG=VL*WL*(1-(Ep/X)-(De/Y))+(De*VL)
H=(Y**(2.))*Nt/(2*WL)
Dh=(4*OMEG*H)/A
Um=VMA/(RO*OMEG)
Re=Dh*RO*Um/U
Dp=VNUE*RO*(Um**(2.))
E=VNUE*VMA*(Um**(2.))
*****
*          CALCUL DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE          *
*****
CMc=4800*(A**(0.8))
CMv=54.73*E
CMP=669.12*VL
VIm=CMc+CMv+CMp
*****
*          CALCUL DE L'INVESTISSEMENT ENERGETIQUE          *
*****
CEc=1.25*((1231504.32*(De-DW)*DW*Nt*VL)+
*(2700.*Np*Ep*65.*((Y**(2.))/2.)*Nt))
CEv=120.*(E**(0.5))
CEp=535.48*(VL**(0.5))
Vie=CEc+CEv+CEp
*****
*          DETERMINATION DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE MINIMUM          *
*****
IF (VIm.LT.VImmin) THEN
VImmin=VIm
Am=A
ENDIF
*****
*          DETERMINATION DE L'INVESTISSEMENT ENERGETIQUE MINIMUM          *
*****
IF (Vie.LT.Vieimin) THEN
Vieimin=Vie
Ae=A
ENDIF
40 CONTINUE
30 CONTINUE
*****
*          DETERMINATION DES INVESTISSEMENTS (M,E) OPTIMUMS          *
*****
IF (VImmin.LT.VImopt) THEN
VImopt=VImmin
Ao=Am
ENDIF
IF (Vieimin.LT.Vieopt) THEN
Vieopt=Vieimin
Aop=Ae
ENDIF
*****
*          AFFICHAGE DES RESULTATS          *
*****
20 CONTINUE
WRITE(2,*) EPSI,VImopt,Vieopt
10 CONTINUE
44 CONTINUE
55 FORMAT(30X,9HRESULTATS,/,29X,11(1H=),/)

```

```
60  FORMAT(4X,7HEPSILON,8X,5HImopt,9X,5HIeopt,/,  
*3X,5(1H=),6X,7(1H=),6X,7(1H=),/)  
STOP  
END
```



```

*****
*
*
*   PROGRAMME PERMETTANT DE CALCULER
*   LES INVESTISSEMENT MONETAIRES ET ENERGETIQUES
*   OPTIMUMS EN FONCTION DE L'AIRE
*   POUR UN ECHANGEUR RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE
*   A EFFICACITE 0.85
*
*****
OPEN(1,FILE='DON.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(2,FILE='INVEST.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(3,FILE='TOPIN.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(2,55)
WRITE(2,60)
*****
*   LECTURE DES DONNEES A PARTIR DE LA TABLE
*
READ(1,*) T1,RO1,Pr1,Cp1,U1,T2,RO2,Pr2,Cp2,U2
*****
*   CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE D'AIR
*
Tc=45
K=0
DO 44 Ta1=20,30,5
WRITE(2,*) '          Ta1= ',Ta1,' °C'
WRITE(3,*) '          Ta1= ',Ta1,' °C'
K=K+1
WRITE(*,*) '          ',K
I=0
*****
*   EFFICACITE (EPSI)= 0.85
*
EPSI=0.85
I=I+1
WRITE(*,*) I
WRITE(2,*) '          EPSILON=',EPSI
WRITE(3,*) '          EPSILON=',EPSI
Ta2=EPSI*(Tc-Ta1)+Ta1
VNUT=ALOG(1/(1-EPSI))
Tm=(Ta1+Ta2)/2
WRITE(3,*) 'Ta2= ',Ta2
WRITE(3,*) 'NUT= ',VNUT
WRITE(3,*) 'Tm= ',Tm
*****
*   INTERPOLATION ET CALCUL DES PARAMETRES DE L'AIR
*
RO=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(RO2-RO1))+RO1
Pr=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Pr2-Pr1))+Pr1
Cp=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(Cp2-Cp1))+Cp1
U=(( (Tm-T1)/(T2-T1))*(U2-U1))+U1
WRITE(3,*) 'RHOa= ',RO
WRITE(3,*) 'Pr= ',Pr
WRITE(3,*) 'Cp= ',Cp
WRITE(3,*) 'MU= ',U
*****
*   DONNEES
*
Q=29373.42
VMa=Q/(Cp*(Ta2-Ta1))
WRITE(3,*) 'Ma= ',VMa,' Kg/s'
Ep=0.1E-03
DW=1.65E-03
X=2.E-03
NR=5
WRITE(3,*) 'NR= ',NR
VImopt=1E+10

```

Vleopt=1E+10

J=0

* BOUCLES DE VARIABLES *

DO 20 A=1000,500000,1000

J=J+1

WRITE(*,*) ' ',J

Vimmin=1E+15

VIemin=1E+15

DO 25 Re=2E+02,1E+06,1000

DO 30 De=38.1E-03,50.1E-03,6.35E-03

DO 40 Nt=1500,2000,100

* CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES *

VNT=Nt/NR

Y=1.5*De

WL=Y*(VNT+1)

VL=A/(Nt*((3.1416*De)+((Y**(2))/(X))))

Np=VL/X

VLF=1

VNUE=VNUT*(Pr**(2/3.))/VLF

F2=0.092*(Re**(-0.2))

OMEG=A*F2/(VNUE)

H=(Y**(2.))*Nt/(2*WL)

Dh=(4*OMEG*H)/A

Um=VMa/(RO*OMEG)

Dp=VNUE*RO*(Um**(2.))

E=VNUE*VMa*(Um**(2.))

* CALCUL DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE *

CMc=4800*(A**(0.8))

CMv=54.73*E

CMp=669.12*VL

Vim=CMc+CMv+CMp

* CALCUL DE L'INVESTISSEMENT ENERGETIQUE *

CEc=1.25*((1231504.32*(De-DW)*DW*Nt*VL)+

*(2700.*Np*Ep*65.*((Y**(2.))/2.)*Nt))

CEv=120.*(E**(0.5))

CEp=535.48*(VL**(0.5))

Vie=CEc+CEv+CEp

* DETERMINATION DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE MINIMUM *

IF (Vim.LT.Vimmin) THEN

Vimmin=Vim

Am=A

CMcm=CMc

CMvm=CMv

CMpm=CMp

VIem=Vie

CEcm=CEc

CEvm=CEv

CEpm=CEp

Rem=Re

Em=E

Vlm=VL

OMEGm=OMEG

Umm=Um

Dem=De

Ym=Y

Wlm=WL

Dhm=Dh
Hm=H
VNtm=VNt
Npm=Np
Dpm=Dp
Ntm=Nt
ENDIF

* DETERMINATION DE L'INVESTISSEMENT ENERGETIQUE MINIMUM *

IF (Vie.LT.Viemin) THEN

Viemin=Vie
Ae=A
CMce=CMc
CMve=CMv
CMpe=CMp
Vime=Vim
CEce=CEc
CEve=CEv
CEpe=CEp
Ree=Re
Ee=E
VLe=VL
OMEGe=OMEG
Ume=Um
Dee=De
Ye=Y
WLe=WL
Dhe=Dh
He=H
VNte=VNt
Npe=Np
Dpe=Dp
Nte=Nt
ENDIF

40 CONTINUE
30 CONTINUE
25 CONTINUE

* AFFICHAGE DES RESULTATS PAR AIRE *

WRITE(2,*) A,Viemin,Viemin,Em,OMEGm

* DETERMINATION DE L'INVESTISSEMENT MONETAIRE OPTIMUM *

IF (Viemin.LT.Vimopt) THEN

Vimopt=Viemin
Ao=Am
CMco=CMcm
CMvo=CMvm
CMpo=CMpm
Vieo=Viem
CEco=CEcm
CEvo=CEvm
CEpo=CEpm
Reo=Rem
Eo=Em
VLo=VLm
OMEGo=OMEGm
Umo=Umm
Deo=Dem
Yo=Ym
WLo=WLm
Dho=Dhm
Ho=Hm
VNto=VNtm

Npo=Npm
Dpo=Dpm
Nto=Ntm
ENDIF

* DETERMINATION DE L'INVESTISSEMENT ENERGETIQUE OPTIMUM *

IF (VIemin.LT.VIeopt) THEN
VIeopt=VIemin
Aop=Ae
CMcop=CMce
CMvop=CMve
CMpop=CMpe
VImop=VIme
CEcop=CEce
CEvop=CEve
CEpop=CEpe
Reop=Ree
Eop=Ee
V Lop=VLe
OMEGop=OMEGe
Umop=Ume
Deop=Dee
Yop=Ye
W Lop=WLe
Dhop=Dhe
Hop=He
VNtop=VNte
Npop=Npe
Dpop=Dpe
Ntop=Nte
ENDIF

* AFFICHAGE DES RESULTATS *

20 CONTINUE

```
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' * INVESTISSEMENT MONETAIRE OPTIMUM * '
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' *, 'A=',Ao,' m2 ', ' Re=',Reo,' E=',Eo,' W '
WRITE(3,*) ' *, 'L=',VLo,' m ', ' OMEGA=',OMEGo
WRITE(3,*) ' *, 'Imopt=',VImopt,' FF ', ' CMc=',CMco,' FF '
WRITE(3,*) ' *, 'CMv=',CMvo,' FF ', ' CMP=',CMpo,' FF '
WRITE(3,*) ' *, 'Ie=',Vieo,' MJ ', ' CEC=',CEco,' MJ '
WRITE(3,*) ' *, 'CEv=',CEvo,' MJ ', ' CEP=',CEpo,' MJ '
WRITE(3,*) ' *, 'De=',Deo,' m ', ' Y=',Yo,' m ', ' l=',WLo,' m '
WRITE(3,*) ' *, 'Dh=',Dho,' m ', ' H=',Ho,' m ', ' VNt=',VNto
WRITE(3,*) ' *, 'Nt=',Nto,' Tubes ', ' Np=',Npo,' passes ',
* ' Dp=',Dpo,' Pa '
WRITE(3,*) ' *, 'Um=',Umo,' m/s '
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' * INVESTISSEMENT ENERGETIQUE OPTIMUM * '
WRITE(3,*) ' ***** '
WRITE(3,*) ' *, 'A=',Aop,' m2 ', ' Re=',Reop,' E=',Eop,' W '
WRITE(3,*) ' *, 'L=',V Lop,' m ', ' OMEGA=',OMEGop
WRITE(3,*) ' *, 'Im=',VImop,' FF ', ' CMc=',CMcop,' FF '
WRITE(3,*) ' *, 'CMv=',CMvop,' FF ', ' CMP=',CMpop,' FF '
WRITE(3,*) ' *, 'Ieopt=',VIeopt,' MJ ', ' CEC=',CEcop,' MJ '
WRITE(3,*) ' *, 'CEv=',CEvop,' MJ ', ' CEP=',CEpop,' MJ '
WRITE(3,*) ' *, 'De=',Deop,' m ', ' Y=',Yop,' m ', ' l=',W Lop,' m '
WRITE(3,*) ' *, 'Dh=',Dhop,' m ', ' H=',Hop,' m ', ' VNt=',VNtop
WRITE(3,*) ' *, 'Nt=',Ntop,' Tubes ', ' Np=',Npop,' passes ',
* ' Dp=',Dpop,' Pa '
WRITE(3,*) ' *, 'Um=',Umop,' m/s '
WRITE(3,*) ' ***** '
```

```
44 CONTINUE
55 FORMAT(30X,9HRESULTATS,/,29X,11(1H=),/)
60 FORMAT(4X,1HA,8X,5HIMmin,9X,6HIEmin,7X,1HE,9X,
*5HOMEGA,/,3X,3(1H=),6X,7(1H=),6X,7(1H=),
*6X,3(1H=),7X,3(1H=),7X,7(1H=),/)
STOP
END
```

```

*****
*
*   PROGRAMME PERMETTANT DE CALCULER
*   LE COUT EXERGETIQUE OPTIMUM EN FONCTION DE L'AIRE
*   ET DE REPERER L'EFFICACITE OPTIMUM CORRESPONDANTE
*   POUR UN ECHANGEUR RECTANGULAIRE OU CIRCULAIRE
*   A EFFICACITES DIFFERENTES
*
*****
OPEN(1,FILE='DON.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(2,FILE='COUEX.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(3,FILE='TOPX.DAT',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(4,FILE='TRYX.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(2,55)
WRITE(2,60)
WRITE(3,65)
WRITE(4,70)
WRITE(4,75)
*****
*   LECTURE DES DONNEES A PARTIR DE LA TABLE
*
READ(1,*) T1,RO1,Pr1,Cp1,U1,T2,RO2,Pr2,Cp2,U2
*****
*   CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE D'AIR
*
Tc=45
DO 44 Ta1=20,30,5
PO=1E+05
I=0
*****
*   BOUCLE DES EFFICACITES (EPSILON)
*
DO 10 EPSI=0.80,0.90,0.01
I=I+1
WRITE(*,*) I
WRITE(2,*) '          EPSILON=',EPSI
WRITE(3,*) '          EPSILON=',EPSI
Ta2=EPSI*(Tc-Ta1)+Ta1
VNUT=ALOG(1/(1-EPSI))
Tm=(Ta1+Ta2)/2
WRITE(3,*) 'Ta2=',Ta2
WRITE(3,*) 'NUT=',VNUT
WRITE(3,*) 'Tm=',Tm
*****
*   INTERPOLATION ET CALCUL DES PARAMETRES DE L'AIR
*
RO=((Tm-T1)/(T2-T1))*(RO2-RO1)+RO1
Pr=((Tm-T1)/(T2-T1))*(Pr2-Pr1)+Pr1
Cp=((Tm-T1)/(T2-T1))*(Cp2-Cp1)+Cp1
U=((Tm-T1)/(T2-T1))*(U2-U1)+U1
WRITE(3,*) 'RHOa=',RO
WRITE(3,*) 'Pr=',Pr
WRITE(3,*) 'Cp=',Cp
WRITE(3,*) 'MU=',U
*****
*   DONNEES
*
Q=29373.42
Vma=Q/(Cp*(Ta2-Ta1))
WRITE(3,*) 'Ma=',Vma,'Kg/s'
Ep=0.1E-03
DW=1.65E-03
X=2.E-03
NR=5
COUEXmin=50
COUEXopt=50

```

```

WRITE(3,*) 'NR=',NR
J=0
*****
*          BOUCLES DE VARIABLES          *
*****
DO 20 A=1000,500000,1000
J=J+1
WRITE(*,*) ' ',J
DO 30 De=38.1E-03,50.1E-03,6.35E-03
DO 40 Nt=1500,2000,100
*****
*          CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES          *
*****
VNT=Nt/NR
Y=1.5*De
WL=Y*(VNT+1)
VL=A/(Nt*((3.1416*De)+((Y**(2))/(X))))
Np=VL/X
VLF=1
VNUE=VNUT*(Pr**(2/3.))/VLF
OMEG=VL*WL*(1-(Ep/X)-(De/Y))+(De*VL)
H=(Y**(2.))*Nt/(2*WL)
Dh=(4*OMEG*H)/A
Um=VMa/(RO*OMEG)
Re=Dh*RO*Um/U
Dp=VNUE*RO*(Um**(2.))
ALPHA=(Ta2+273.15)/(Ta1+273.15)
*****
*          CALCUL DU COUT EXERGETIQUE          *
*****
COUET=((Ta1+273.15)*VMa*Cp/Q)*((ALOG(ALPHA))-(((ALPHA-1)*
*EPSI)/(ALPHA-1+EPSI)))
COUEMa=(85.2/(Ta2-Ta1))*ALOG(1+(Dp/PO))
COUEMv=(8.2*VL)/Q
COUEX=COUET+COUEMa+COUEMv
*****
*          DETERMINATION DU COUT EXERGETIQUE MINIMUM          *
*****
IF (COUEX.LT.COUEXmin) THEN
COUEXmin=COUEX
Am=A
COUETm=COUET
COUEMam=COUEMa
COUEMvm=COUEMv
ALPHAm=ALPHA
Rem=Re
Em=E
VLm=VL
OMEGm=OMEG
Umm=Um
Dem=De
Ym=Y
WLm=WL
Dhm=Dh
Hm=H
VNTm=VNT
Npm=Np
Dpm=Dp
Ntm=Nt
ENDIF
40 CONTINUE
30 CONTINUE
*****
*          AFFICHAGE DES RESULTATS PAR AIRE          *
*****
WRITE(2,*) Am,COUEXmin,Rem

```

```

*****
*      DETERMINATION DU COUT EXERGETIQUE OPTIMUM      *
*****
      IF (COUEXmin.LT.COUEXopt) THEN
      COUEXopt=COUEXmin
      Ao=Am
      COUETo=COUETm
      COUEMao=COUEMam
      COUEMvo=COUEMvm
      ALPHAO=ALPHAm
      Reo=Rem
      Eo=Em
      VLo=VLm
      OMEGO=OMEGm
      Umo=Umm
      Deo=Dem
      Yo=Ym
      WLo=WLm
      Dho=Dhm
      Ho=Hm
      VNto=VNtm
      Npo=Npm
      Dpo=Dpm
      Nto=Ntm
      ENDIF

```

```

*****
*      AFFICHAGE DES RESULTATS      *
*****

```

```

20 CONTINUE

```

```

      WRITE(4,*) EPSI,Ao,COUEXopt,Reo
      WRITE(3,*) '*****'
      WRITE(3,*) ' * COUT EXERGETIQUE OPTIMUM * '
      WRITE(3,*) '*****'
      WRITE(3,*) ' *, 'A=' ,Ao, ' m2 , ' Re=' ,Reo
      WRITE(3,*) ' *, 'L=' ,VLo, ' m' , ' OMEGA=' ,OMEGo
      WRITE(3,*) ' *, 'COUEXopt=' ,COUEXopt
      WRITE(3,*) ' *, 'COUET=' ,COUETo, ' COUEMa=' ,COUEMao
      WRITE(3,*) ' *, 'COUEMv=' ,COUEMvo
      WRITE(3,*) ' *, 'De=' ,Deo, ' m' , ' Y=' ,Yo, ' m' , ' l=' ,WLo, ' m'
      WRITE(3,*) ' *, 'Dh=' ,Dho, ' m' , ' H=' ,Ho, ' m' , ' VNt=' ,VNto
      WRITE(3,*) ' *, 'Nt=' ,Nto, ' Tubes' , ' Np=' ,Npo, ' passes' ,
      *' Dp=' ,Dpo, ' Pa'
      WRITE(3,*) ' *, 'Um=' ,Umo, 'm/s'
      WRITE(3,*) '*****'

```

```

10 CONTINUE

```

```

44 CONTINUE

```

```

55 FORMAT(30X,9HRESULTATS,/,29X,11(1H=),/)
60 FORMAT(4X,1HA,8X,8HCOUEXmin,9X,2HRe,/,3X,3(1H=),6X,
*10(1H=),6X,4(1H=),/)
65 FORMAT(25X,18HRESULTATS OPTIMUMS,/,24X,20(1H=),/)
70 FORMAT(25X,18HRESULTATS OPTIMUMS,/,24X,20(1H=),/)
75 FORMAT(4X,7HEPSILON,8X,1HA,8X,8HCOUEXmin,9X,2HRe,/,
*3X,9(1H=);6X,3(1H=);6X,10(1H=),7X,4(1H=),/)

```

```

      STOP
      END

```