



HAL
open science

Revalorisation des effluents thermiques industriels : analyse exergetique, entropique et économique

Silvio De Oliveira Junior

► **To cite this version:**

Silvio De Oliveira Junior. Revalorisation des effluents thermiques industriels : analyse exergetique, entropique et économique. Sciences de l'ingénieur [physics]. Institut National Polytechnique de Lorraine, 1991. Français. NNT : 1991INPL089N . tel-01776177

HAL Id: tel-01776177

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01776177>

Submitted on 24 Apr 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

15602 05500

91 INPL 089 N

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES INDUSTRIES CHIMIQUES

LABORATOIRE DES SCIENCES DU GENIE CHIMIQUE

[M] 1991 OLIVEIRA JUNIOR, S. DE

THESE

présentée à

L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

pour l'obtention du titre de

Docteur de l'INPL

Spécialité : GENIE DES PROCEDES

par

SILVIO DE OLIVEIRA JUNIOR

Master en Génie Mécanique

Ingénieur en Mécanique

Ecole Polytechnique de l'Université de Sao Paulo (BRESIL)



Sujet :

REVALORISATION DES EFFLUENTS

THERMIQUES INDUSTRIELS

- Analyse Exergétique, Entropique et Economique -

Soutenue publiquement le 14 Octobre 1991 devant la commission d'examen

Jury :

Président : M. P. LE GOFF
Rapporteurs : M. D. TONDEUR
M. D. CLODIC

Examineurs : M. G. SARRAZIN
M. G. LOUIS

ERRATA

a) Les expressions correctes des équations 1.124, 1.128, 2.46, 2.50, et 2.53 sont:

$$\text{Eq 1.124, p. 57 : } (\text{PSEG})_c = q K_3 d_h \text{Re}_c^{-0,8} + q^{-1} K_4 d_h^{-3} \text{Re}_c^{2,8}$$

$$\text{Eq 1.128, p. 57 : } (q_{\text{opt}})_{\text{calo}} = \left(\frac{K_4}{K_3} \cdot d_h^{-4} \text{Re}_c^{3,6} \right)^{0,5}$$

$$\text{Eq 2.46, p. 80 : } \frac{\partial C}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2}$$

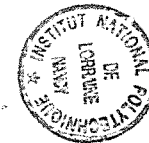
$$\text{Eq 2.50, p. 81 : } u_{\text{max}} [1 - (Y/\delta)^2] \frac{\partial C}{\partial x} = D \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2}$$

$$\text{Eq 2.53, p. 81 : } k^*_L \equiv (k_L/D) (\nu^2 / g)^{1/3}$$

b) p. 179 : au lieu de $\alpha=\gamma=1/2$ et $\beta=\gamma=0$, lire $\alpha=\gamma=1/2$ et $\beta=\delta=0$

c) p. 182 : au lieu de $\alpha=\gamma=1/2$ et $\beta=\gamma=0$, lire $\alpha=\gamma=1/2$ et $\beta=\delta=0$

d) p. 183 : au lieu de $0,45 \leq X_c \leq 0,60$, lire $0,45 \leq X_d \leq 0,60$



A

**-Avany,
pour son amour**

**-Tatiana et Rodrigo,
les plus beaux fruits et
fleurs de ma vie**

**-Mes Parents,
qui m'ont appris le goût
de la lecture**

Rien de grand ne s'est accompli dans le monde sans passion

HEGEL

Le développement de la théorie à partir des observations expérimentales et le perfectionnement des méthodes expérimentales avec la connaissance théorique, c'est la meilleure façon de faire progresser la science

LOMONOSOU

On travaille tellement qu'on oublie d'aimer

CAMUS

Mas é preciso ter força, é preciso ter raça, é preciso ter gana sempre ...Mas é preciso ter manha, é preciso ter graça, é preciso ter sonho sempre. Quem traz na pele essa marca possui a estranha mania de ter fé na vida...

MILTON NASCIMENTO

AVANT-PROPOS

La présente thèse a été développée au Laboratoire des Sciences du Génie Chimique (LSGC), laboratoire propre du Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS) abrité par l'Ecole Nationale Supérieure des Industries Chimiques (ENSIC), sous la direction scientifique de Monsieur le Professeur P. Le Goff, responsable de l'équipe de recherche "Economie, Stockage et Valorisation de l'Energie (ESVE)". Elle fait partie du Projet de Collaboration Technico-Scientifique "Optimisation Energétique des Procédés Industriels" établi entre le LSGC et l'Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de Sao Paulo (IPT) - Brésil, dans le cadre du programme CEFI-CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - Brésil).

Je tiens à exprimer au Professeur Le Goff ma reconnaissance pour les trois ans d'intenses et productives activités scientifiques, pleines de défis intellectuels, que j'ai pu développer à ses côtés. Sa capacité d'identifier et de synthétiser les aspects centraux d'une théorie ou phénomène, son approche pluridisciplinaire de l'analyse exergo-économique des procédés industriels, ainsi que sa capacité de générer des idées innovatrices, resteront des modèles pour mes futurs travaux de recherche.

Je remercie M.D.TONDEUR (Directeur du LSGC), M.D.CLODIC (Responsable Scientifique à l'Ecole de Mines de Paris), M.G.SARRAZIN (Société Nationale ELF AQUITAINE) et M.G.LOUIS (Electricité de France-EDF) pour leur participation au jury de cette thèse.

J'adresse mes hommages à tous mes amis et collègues de l'équipe ESVE, cette extraordinaire équipe multinationale, avec qui j'ai pu développer de nombreux travaux de recherche et qui ont su créer une superbe ambiance de travail. Par ordre chronologique des travaux effectués ensemble, ils sont :

- Zineb Aoufoussi (analyse exergétique), Bai Qi Liu (échangeur à plaques planes, film ruisselant), Barbara Schwarzer (distillation quasi-isotherme, film ruisselant, optimisation entropique), Ricardo Rivero (analyse exergo-économique, diagramme facteur de Carnot - enthalpie), Jalel Labidi (rectification inverse), Thierry Cachot (analyse exergétique), Johannes Heinze (film ruisselant), Arnold Soetrisnanto (film ruisselant), Mohamed Jeday (analyse techno-économique), Michail Sorin (analyse exergétique), Alain Lasalle (analyse exergétique), Eric Thomas (installation expérimentale) et Mme J. Le Goff (pour son dynamisme et sa gentillesse toujours présents).

Je remercie M. A. Lorrain et M.E. Schaeffer pour la réalisation de mon installation expérimentale.

Je remercie de même, pour la réalisation de ce rapport :

- Dominique Storck et Josiane Moras pour la qualité de la frappe et pour leur gentillesse d'avoir travaillé sur ce rapport pendant leurs vacances

- M. J. Siotte pour la qualité des nombreuses figures.

RESUME

Nous présentons dans cette thèse l'Analyse Exergétique, Entropique et Economique de la Revalorisation des Effluents Thermiques Industriels à l'aide de systèmes de Thermotransformateurs et de Frigo-Pompes à Absorption et de Pompes Hybrides à Absorption-Compression.

Dans la Partie 1 nous développons l'analyse entropique et exergétique des processus de transfert de chaleur et de matière caractéristiques de la séparation et du mélangeage d'un mélange binaire, ayant pour but de définir les conditions optimales de tels systèmes, qui sont les principaux éléments des machines à absorption. Nous présentons une méthode graphique d'élaboration des bilans d'exergie et de calcul des pertes exergétiques lors d'une séparation/mélangeage d'un mélange binaire. Sont présentés les diagrammes exergie-concentration et exergie-enthalpie pour les couples $H_2O - LiBr$ et $NH_3 - H_2O$.

Nous identifions les conditions optimales de minimisation de la génération d'entropie dans un échangeur de chaleur, par rapport au flux d'entropie transféré d'un fluide à l'autre, ainsi que nous analysons l'importance relative de chaque source de génération d'entropie lors d'une absorption/désorption.

Dans la Partie 2 nous présentons de nouvelles configurations de structures de promoteurs de turbulence pour des films ruisselants qui provoquent un mélangeage transversal du film en assurant les conditions de mouillabilité film-paroi et ayant des bonnes performances thermiques et des faibles coûts de fabrication.

L'évaluation du comportement de ces structures est faite à partir de la comparaison de leurs coefficients de transfert de chaleur et de la production spécifique globale d'entropie avec un tube lisse ayant la même géométrie et sous les mêmes conditions d'opération.

Dans la Partie 3 nous présentons de nouvelles structures et des nouveaux types de thermotransformateurs et frigo pompes pour la révalorisation des effluents thermiques industriels. Ce sont deux systèmes à absorption pure et deux systèmes hybrides : à absorption-compression mécanique et absorption-éjecto-compression.

Nous développons une méthode d'analyse exergo-économique de ces systèmes basée sur les concepts de rendement exergétique, saut thermique et coût de production de la chaleur ou du froid produit. Nous utilisons une fonction de valeur techno-économique qui caractérise la performance combinée thermique et économique des systèmes.

Nous présentons la série de logiciels PACA-DESIGN conçue pour faire le dimensionnement et l'optimisation des systèmes de thermotransformateurs et frigo-pompes qui utilisent le couple $H_2O - LiBr$. Ces systèmes sont des systèmes à absorption pure, hybride absorption-compression mécanique, hybride absorption-éjecto-compression, hybride compression-absorption et à compression pure (compression mécanique de vapeur d'eau).

Les performances de ces systèmes sont comparées dans des conditions d'opération industrielles, ayant des températures de rejet thermique de $60^\circ C$ à $90^\circ C$, températures de procédé de $130^\circ C$ à $180^\circ C$ (pour les thermotransformateurs) et $7^\circ C$ à $12^\circ C$ (pour les frigo-pompes), et pour des puissances thermiques de $0,1 MW$ à $5,0 MW$. Nous identifions les systèmes les plus performants pour chaque type de condition d'opération.

ABSTRACT

This Doctoral Thesis presents the Exergetic Entropic and Economic Analysis of the Upgrading of Industrial Waste Heat by means of Pure Absorption and Hybrid Absorption-Compression Heat Transformers and Refrigeration Systems.

In the First Part we present the entropic and the exergetic analysis of the heat and mass transfer in separation and mixing processes of a binary mixture. This analysis aims to identify the optimum operating conditions of the separator and the mixer of absorption machines. We present a graphic method for developing exergy balances and calculating exergy losses of separation/mixing of binary mixtures. We show exergy-concentration and exergy-enthalpy diagrams for the pairs $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ and $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

We identify the optimum conditions to minimize the specific entropy generation in a heat exchanger and we analyse the relative weight of each irreversibility source during the separation/mixing of a binary mixture.

In the Second Part we describe new types of turbulence promoteurs for falling films that induce a transversal mixing effect in the film to assure good wetting conditions for low Reynolds numbers, good heat transfer coefficients and low fabrication costs.

The performance evaluation of these structures is done by comparing their heat transfer coefficients and global specific entropy production with the behavior of a smooth tube with the same geometry and under the same operating conditions.

In the Third Part new types and new structures of heat transformers and refrigeration systems for upgrading industrial waste heat are described. There are two pure absorption systems and two hybrid systems : absorption-compression and absorption-ejecto-compression.

We develop a method for doing the exergo-economic analysis of these systems based on the concepts of exergetic efficiency, temperature difference (waste heat-process) and the cost of the produced heat/refrigeration effect. We utilize a function of technical economic value that characterises the thermal and economic performance of the systems.

We present the family of simulation programs called PACA-DESIGN developed to calculate, simulate the behavior and optimize the heat transformers and refrigeration systems that utilise the $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ pair. They are a pure absorption, an hybrid absorption-compression, an hybrid absorption-ejecto-compression, an hybrid compression absorption and a pure compression (mechanical vapor-recompression).

The performances of these systems are compared for the following industrial operating conditions : waste heat temperature 60°C to 90°C ; process temperature 130°C to 180°C (heat transformers) and 7°C to 12°C (refrigeration systems) ; heating power : 0,1 MW to 5,0 MW. For each operating conditions we identify the most performant system.

PLAN GENERAL

INTRODUCTION GENERALE	p. 2
PARTIE 1 : ANALYSE ENTROPIQUE ET EXERGETIQUE DES PROCESSUS DE TRANSFERT DE CHALEUR ET MATIERE	p. 4
PARTIE 2 : AUGMENTATION DES TRANSFERTS DANS LES FILMS RUISSELANTS	p. 65
PARTIE 3 : REVALORISATION DES EFFLUENTS THERMIQUES INDUSTRIELS	p. 108
CONCLUSION GENERALE	p. 207
ANNEXES	p. 210

INTRODUCTION GENERALE

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

INTRODUCTION GENERALE

L'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie dans les procédés industriels est une contrainte de plus en plus vitale pour tous les types de sociétés industrialisées ou en voie d'industrialisation, soit pour des raisons écologiques (disponibilité des matières premières, pollution), soit pour des raisons économiques (coût de fabrication, amélioration de la performance des biens produits).

Dans plusieurs secteurs industriels importants comme le pétroleo-chimique, l'alimentaire, textile, du papier et pâte à papier les besoins d'énergie sous la forme de chaleur, pour des niveaux de températures jusqu'à 200°C, représentent une partie importante du total de l'énergie consommée par ces secteurs. En général, dans ces mêmes secteurs industriels on y trouve des effluents thermiques ayant des températures entre 60°C et 100°C qui normalement sont refroidis avant d'être rejetés dans l'environnement.

Dans ce contexte la revalorisation des chaleurs résiduelles en chaleur utile pour des procédés à 150°C - 200°C, ainsi que pour la production de "fraîcheur" à 5°C - 10°C, (comme pour les besoins de réfrigération des industries alimentaires) est un enjeu d'importance mondiale.

Etant donné que à partir des processus de séparation et mélangeage existant dans les cycles dits d'absorption nous pouvons provoquer les transferts d'énergie nécessaires pour remonter le niveau thermique d'une source de chaleur, soit pour fournir de la chaleur à un procédé, soit pour produire un effet de réfrigération, nous nous occuperons dans cette thèse du défi de la revalorisation des effluents thermiques industriels, en ayant pour objectif central la conception de machines à absorption et absorption-compression capables de réaliser ces transferts de chaleur avec des performances thermodynamiques et économiques susceptibles de viabiliser leur utilisation dans les procédés industriels.

Pour bien comprendre les conditions dans lesquelles les processus de transfert de chaleur et matière se déroulent lors d'une absorption/désorption, dans la Partie 1 nous commençons par une analyse exergétique et entropique de ces processus.

Ainsi, nous établissons les bases thermodynamiques, à partir du Second Principe de la Thermodynamique, qui permettent d'évaluer et d'optimiser la performance des échangeurs de chaleur et matière (absorbeur, évaporateur, désorbeur et condenseur) des systèmes de pompes à chaleur et thermotransformateurs qui opèrent selon le cycle d'absorption. Nous emploierons ici l'analyse exergétique et l'analyse entropique de façon complémentaire, pour identifier les sources d'irréversibilités et l'évaluation de la performance des processus et des échangeurs. Nous proposons une méthode graphique d'analyse exergétique de la séparation/mélangeage qui permet la visualisation et comparaison des phénomènes présents lors de la réalisation de ces processus.

Nous présentons des diagrammes exergétiques pour les couples H₂O - LiBr et NH₃ - H₂O, utilisés dans les recherches de l'équipe ESVE et très répandus dans le domaine des pompes à chaleur et frigo-pompes à absorption, où sont montrés des exemples de processus de séparation et absorption.

Sont définies les conditions qui minimisent la création d'entropie et le coût opératoire dans un échangeur de chaleur par rapport au flux de chaleur transféré. Ainsi que nous comparons l'importance de l'effet de changement de composition d'une solution, vis à vis des effets thermique (transfert de chaleur) et mécanique (perte de charge) dans la génération d'entropie d'un processus d'absorption/désorption.

Dans la Partie 2 de cette thèse nous présentons les résultats expérimentaux avec des structures de promoteurs de turbulence développées pour améliorer les conditions de

transfert dans les échangeurs du type film ruisselant, employés dans nos systèmes à absorption.

Ces promoteurs de turbulence ont été développés à partir d'une étude de l'effet des vagues sur les transferts dans les films ruisselants.

Les objectifs de ces promoteurs sont de minimiser la génération d'entropie lors de l'écoulement du film et d'avoir des structures avec de faibles coûts de fabrication.

Les performances thermiques de ces structures, en termes de coefficient de transfert de chaleur et de la génération d'entropie, sont comparés avec les résultats obtenus pour un tube lisse, pour identifier les structures les moins irréversibles.

Dans la Partie 3 sont présentés des nouvelles structures et nouveaux types de thermotransformateurs et frigo-pompes pour la révalorisation des chaleurs résiduelles. Nous présentons quatre types de systèmes, soit deux à absorption pure et deux hybrides à absorption-compression mécanique et absorption-éjecto-compression.

Nous développons aussi une méthode d'analyse exergo-économique de ces systèmes basée, sur les concepts de rendement exergétiques, saut thermique et coût de production de la chaleur ou du froid produit. Nous introduisons le concept d'une fonction de valeur technico-économique qui caractérise la performance combinée thermique et économique des systèmes analysés.

Ensuite nous analysons le comportement des systèmes présentés dans des conditions industrielles d'opération ayant des températures de rejet de 60°C - 90°C, températures de procédé de 130°C - 180°C (pour les thermotransformateurs) et de 7°C - 12°C (pour les frigo pompes) et des puissances de 0,1 MW à 5,0 MW.

Pour chaque condition d'opération et pour chaque type de système, nous identifions la configuration optimale du système (températures, compositions) à partir du calcul de la fonction de valeur technico-économique (sa maximisation). Les systèmes de thermotransformateurs optimums sont ensuite comparés entre eux et avec deux types de systèmes classiques : la recompression mécanique de vapeur et le système hybride compression-absorption. Les systèmes de frigo-pompes optimums sont comparés avec un système à réfrigération à compression qui emploie le R-22.

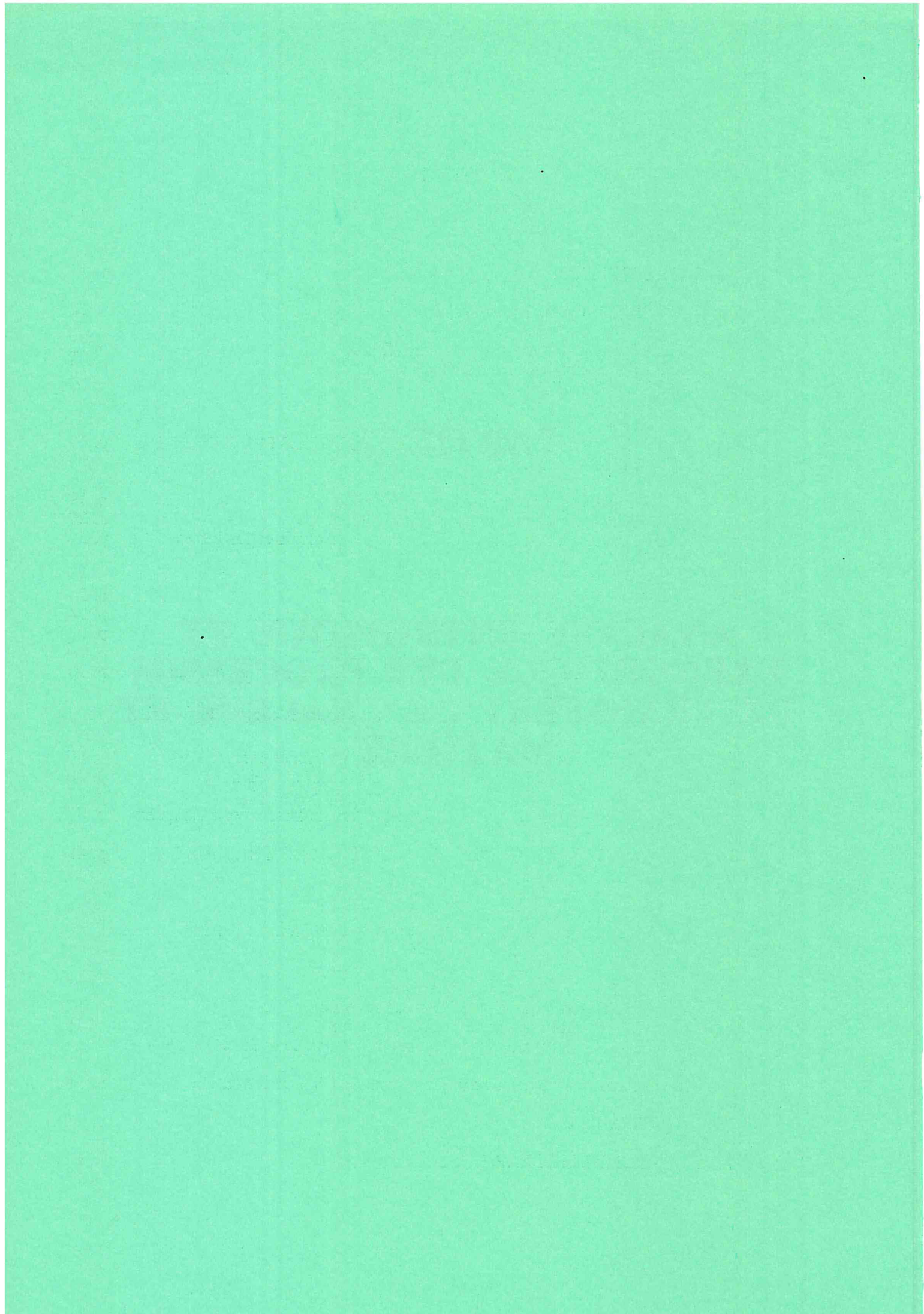
L'analyse et la comparaison thermodynamique, technique et économique de tous ces systèmes est faite avec l'aide d'une famille de logiciels appelée PACA-DESIGN qui permet de réaliser le dimensionnement et l'optimisation de tous les systèmes : à absorption pure, à compression pure, à absorption-compression-mécanique, à compression-éjecto-compression et à compression-absorption, développés dans cette thèse. Ces systèmes utilisent le couple H₂O-LiBr pour les systèmes à absorption et absorption-compression et l'eau pour les systèmes à recompression mécanique de vapeur.

Nous allons donc analyser toute une famille de systèmes, en allant d'un système à absorption pure jusqu'un système à compression pure, en passant par les possibles systèmes hybrides et en identifiant, pour chaque condition d'opération, les systèmes les plus performants.

Ainsi dans cette thèse, nous partons de l'analyse exergétique et entropique des processus de transfert de chaleur et matière, qui nous fournissent les bases thermodynamiques pour le développement des séparateurs et mélangeurs, nous développons des promoteurs de turbulence qui minimisent les irréversibilités des échanges et peuvent être fabriqués avec des faibles coûts, et nous proposons des nouveaux systèmes de thermotransformateurs et frigo-pompes pour la révalorisation des chaleurs résiduelles industrielles.

PARTIE 1

**ANALYSE ENTROPIQUE ET
EXERGETIQUE DES PROCESSUS
DE TRANSFERT DE CHALEUR ET
MATIERE**



PARTIE 1

SOMMAIRE

1.1.- INTRODUCTION	p. 11
1.2.- PRINCIPES FONDAMENTAUX	p. 12
1.2.1 - Principe de l'Augmentation de l'Entropie	p. 12
1.2.2 - Les Sources d'Irréversibilités	p. 13
1.2.3 - Le Bilan d'Exergie	p. 16
1.3.- ANALYSE ENTROPIQUE ET EXERGETIQUE DES PROCESSUS DE SEPARATION ET MELANGEAGE	p. 19
1.3.1 - Entropie et Exergie d'un Mélange	p. 19
1.3.2 - Bilan d'Exergie de la Séparation/Mélangeage	p. 20
1.3.3 - Représentation Graphique des Bilans d'Exergie et des Pertes d'Exergie	p. 24
1.3.3.1 - Introduction	p. 24
1.3.3.2 - Le diagramme Facteur de Carnot - enthalpie	p. 24
1.3.3.3 - Le diagramme exergie-concentration	p. 27
1.3.3.4 - Le diagramme exergie-enthalpie	p. 29
1.3.3.5 - La construction des diagrammes exergetiques et l'état de référence	p. 30
1.3.3.6 - Les diagrammes exergetiques pour les couples H ₂ O-LiBr et NH ₃ -H ₂ O	p. 33
1.3.3.7 - Exemples d'application des diagrammes exergetiques	p. 40
a) Thermotransformateur bi-étagé au mélangeur	p. 40
b) Séparation d'un mélange de NH ₃ -H ₂ O	p. 43
1.3.3.8 - La performance exergetique des séparateurs et mélangeurs	p. 47
1.4.- ANALYSE ENTROPIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR ET MATIERE	p. 49
1.4.1 - Objectifs Généraux	p. 49
1.4.2 - Les Optimuns Entropique, Exergetique et Economique d'un Echangeur de Chaleur	p. 49
1.4.2.1 - Les processus irréversibles	p. 49
1.4.2.2 - Minimisation de la production d'entropie	p. 52
1.4.2.3 - Minimisation du coût opératoire	p. 55
1.4.2.4 - Comparaison des optimuns entropique et économique	p. 56
1.4.3 - Analyse Entropique d'un Echangeur de Chaleur et Matière	p. 58
1.5.- CONCLUSIONS	p. 61
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	p. 62

NOMENCLATURE

SYMBOLES LATINS

A	: Aire d'une surface (m^2) ; affinité chimique ($J.mol^{-1}$)
ΔA	: Défini par l'équation 1.59 (kJ/kg^{-1})
c_i	: Concentration ($mol.m^{-3}$)
E_x	: Exergie (J)
e_x	: Exergie spécifique ($J.kg^{-1}$)
F	: Force extérieure spécifique ($N.kg^{-1}$)
G	: Energie libre de Gibbs ($kJ.kg^{-1}$)
g	: Accélération gravitationnelle ($m.s^{-2}$)
H	: Enthalpie (J)
h	: Enthalpie spécifique ($J.kg^{-1}$) ; coefficient de transfert de chaleur ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
j	: Flux d'entropie ($J.K^{-1}.m^{-2}$)
k	: Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
K	: Constante
L	: Longueur (m)
m	: Débit massique ($kg.s^{-1}$)
M	: Masse moléculaire (kg/mol)
n_i	: Nombre de moles de l'espèce i
p	: Pression (Pa)
P	: Périmètre (m)
Pr	: Nombre de Prandtl
Q	: Chaleur (J) ; flux de chaleur (W)

q	: flux de chaleur spécifique (W.kg^{-1}) ; flux de chaleur par unité de surface (W.m^{-2})
R	: Constante ($\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
ΔR	: Défini par l'équation 1.61 (kJ.kg^{-1})
Re	: Nombre de Reynolds
S	: Entropie (J.K^{-1})
s	: Entropie spécifique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) ; taux local de production d'entropie ($\text{J.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
T	: Température ($\text{K}, ^\circ\text{C}$)
t	: Temps (s)
U	: Energie interne (J)
u	: Energie interne spécifique (J.kg^{-1})
V	: Volume (m^3)
v	: vitesse (m.s^{-1}), valeur
W	: Travail (J), puissance (W)
w	: Travail/puissance spécifique ($\text{J.m}^{-2}, \text{W.m}^{-2}$)
X	: Concentration massique ($\text{kg.kg}^{-1}\text{mel}$)
Y	: défini par l'équation 1.40

SYMBOLES GRECS

δ, Δ	: Variation
γ	: Coefficient d'activité
ε	: Efficacité exergétique
η_{ex}	: Rendement exergétique
θ	: Facteur de Carnot
μ_i	: Potentiel chimique de l'espèce i ($J.mol^{-1}$)
μ'	: Viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
ν	: Viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$)
ν_i	: Coefficient stoechiométrique
ρ	: masse spécifique ($kg.m^{-3}$)
σ	: Source d'entropie ($J.K^{-1}.m^{-3}$)
ϕ	: Fonction dissipation (s^{-2})

INDICES SUPERIEURS

\rightarrow	: Vecteur
—	: Moyenne
'	: Fluide froid

INDICES INFÉRIEURS

a	: Alimentation, absorbeur
abs	: Absorbeur
Ao	: Condition de référence pour la substance A
ab	: Absorption
ap	: Absorbeur côté caloporteur

b	: Bouilleur
be	: Bouilleur entrée
bs	: bouilleur sortie
Bo	: Condition de référence pour la substance B
c	: Chimique, condenseur, concentrée, caloporteur
ce	: Condenseur entrée
cs	: Condenseur sortie
cd	: Condenseur
calo	: Caloporteur
cc	: Changement de composition
ct	: Changement de température ; créée thermique
cm	: Créée mécanique
det	: Détruite
de	: Désorbeur
d	: Diluée, dissipée
e	: Echange, évaporateur, entrée
env	: Environnement
ech	: Echangeur
éc	: Evaporateur côté caloporteur
éco	: Economique
év	: Evaporateur
f	: Film, fluide
fp	: Fluide-paroi
glob	: Globale
i	: Irréversible
ir	: irréversible
M,m	: Mélange, mécanique
mel	: Mélangeur

min	: Minimum
Mo	: Condition de référence pour le mélange M
o	: Référence exergétique, environnement
opt	: Optimum
op	: Opérateur
p	: Pauvre, procédé, paroi
pe	: Procédé entrée
ps	: Procédé sortie
pf	: Paroi-fluide
q	: Chaleur
r	: Riche, rejet
re	: Rejet entrée
rs	: Rejet sortie
st	: Entropie totale
s	: Transfert de chaleur et diffusion, sortie, solution, solvant
sys	: Système
sep	: Séparation, séparateur
sp	: solution-paroi
t	: Thermique
tot	: Totale
v	: Vapeur
vs	: Dans la solution

ABREVIATIONS

PSET	: Production spécifique d'entropie d'origine thermique
PSEM	: Production spécifique d'entropie d'origine mécanique
PSEG	: Production spécifique d'entropie globale
CPET	: Coût spécifique de production d'entropie thermique
CPEM	: Coût spécifique de production d'entropie mécanique
CPEG	: Coût spécifique de production d'entropie globale

1.1. - INTRODUCTION

Nous développerons dans cette Partie l'analyse entropique et exergetique des processus de transfert de chaleur et de matière, ayant pour objectif l'établissement des bases thermodynamiques pour évaluer et optimiser la performance des échangeurs de chaleur et matière tels que les séparateurs et mélangeurs des systèmes de pompes à chaleur et thermotransformateurs qui opèrent selon le cycle d'absorption.

C'est seulement à partir de l'optique du Deuxième Principe de la Thermodynamique que nous pouvons mesurer la qualité des transferts d'énergie. Dire qu'une turbine est plus performante qu'une autre, selon le Deuxième Principe, revient à dire qu'elle fournit plus de travail pour un même rapport de pressions entrée-sortie. Dire qu'un échangeur de chaleur est plus performant qu'un autre équivaut à dire qu'il peut augmenter la température du fluide froid à une valeur plus élevée pour un même débit massique.

Donc, l'utilisation des concepts comme entropie et exergie est fondamentale pour pouvoir bien connaître le comportement thermodynamique des systèmes énergétiques, ainsi que les optimiser. Nous les utiliserons d'une façon complémentaire, en fonction des besoins spécifiques de notre analyse : identification des sources d'irréversibilités, représentation graphique d'un procédé, évaluation de sa performance, etc.

Ainsi nous commencerons par identifier les sources de production d'entropie à partir des bilans de matière, énergie et entropie. Nous introduirons alors le bilan d'exergie, qui sera analysé en détail pour les processus de séparation et mélangeage.

Nous proposerons ensuite trois types de diagrammes exergetiques pour représenter les processus de transfert de chaleur et matière, et nous discuterons la définition de l'état de référence pour le calcul de l'exergie d'un mélange binaire. Seront présentés des exemples de diagrammes exergetiques pour les couples $H_2O-LiBr$ et NH_3-H_2O , ainsi que l'analyse de quelques processus sur ces diagrammes.

Avec ces éléments nous définirons les conditions pour évaluer la performance exergetique des séparateurs et mélangeurs des systèmes de pompes à chaleur et thermotransformateurs qui opèrent selon le cycle d'absorption.

Finalement nous ferons l'analyse entropique des échangeurs de chaleur avec le but d'identifier les conditions d'opération qui minimisent la production d'entropie et le coût opératoire, ainsi que l'analyse entropique d'un échangeur de chaleur et matière (séparateur/mélangeur) ayant pour objectif l'identification de l'importance de chaque source d'irréversibilité sur la production globale d'entropie lors d'un processus d'absorption/désorption.

1.2. - PRINCIPES FONDAMENTAUX

1.2.1 - Principe de l'Augmentation de l'Entropie

Le Deuxième Principe de la thermodynamique a introduit le concept de "non conservation" dans l'analyse des processus de transformation de l'énergie.

Le concept d'évolution qui est classique dans l'analyse de plusieurs phénomènes de la nature, comme par exemple la séquence naissance-développement-mort caractéristique des êtres vivants, est encore aujourd'hui utilisée de façon restrictive par les ingénieurs. On est plutôt attaché aux concepts de conservation. Ainsi on utilise les lois de conservation de la matière, de l'énergie, les bilans financiers, etc.

C'est au travers de la fonction d'état entropie (S), qui signifie en grec évolution (1), que l'on peut analyser les transformations irréversibles des processus de la nature.

Considérons un système fermé (qui n'échange pas de matière avec le monde extérieur) schématisé sur la Figure 1.1, à température T qui fournit une quantité de chaleur δQ à l'environnement à T_0

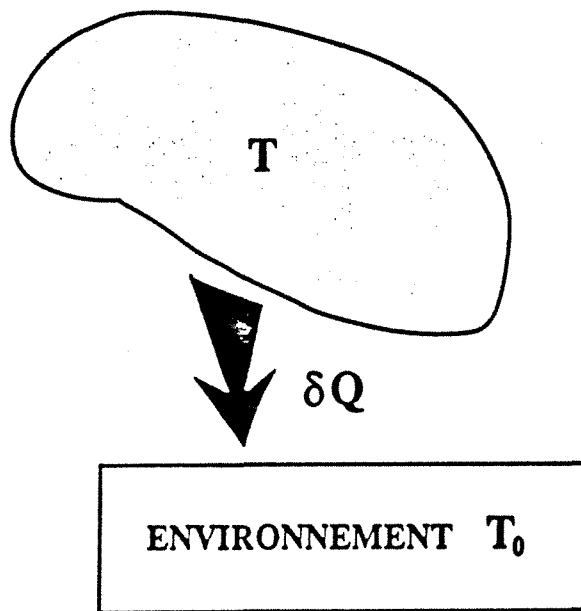


Figure 1.1 - Echange de Chaleur avec l'Environnement

La variation d'entropie du système est :

$$dS_{\text{sys}} \geq \frac{-\delta Q}{T} \quad (1.1)$$

La variation d'entropie de l'environnement est :

$$dS_{\text{env}} = \frac{\delta Q}{T_0} \quad (1.2)$$

et la variation totale d'entropie, système + environnement, c'est-à-dire la variation d'entropie de l'Univers est :

$$(dS)_{\text{tot}} = dS_{\text{sys}} + dS_{\text{env}} \geq \frac{\delta Q}{T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (1.3)$$

Donc la variation totale d'entropie de l'Univers est positive ou, pour des processus réversibles, elle est nulle. Ainsi c'est à travers du concept de processus réversible que nous pouvons parler de conservation d'entropie. Par contre le fait que l'entropie de l'Univers est toujours croissante, montre la direction d'évolution des processus. On peut donc parler de "passé" et de "présent".

Pour un système isolé, qui n'a pas d'interactions avec l'environnement, l'équation 1.3 devient :

$$dS_{\text{sys}} \geq 0 \quad (1.4)$$

Ceci montre que l'entropie d'un système fermé ne peut varier que pour deux raisons : par suite d'un apport/réduction d'entropie venant de l'environnement à travers un échange de chaleur (dS_e), ou bien par suite d'une production d'entropie au sein du système à cause des processus irréversibles (dS_i). Donc on peut écrire :

$$dS_{\text{sys}} = dS_e + dS_i \quad (1.5)$$

avec

$$dS_e = \frac{\delta Q}{T} \quad (1.6)$$

Nous constatons donc que pour tous les systèmes le terme dS_i est toujours positif et que ce terme là peut être utilisé comme une propriété susceptible de mesurer le temps écoulé lors d'un processus subi par le système, car la création d'entropie est, ainsi comme le temps, toujours croissante (1.2) et c'est elle qui caractérise l'évolution irréversible d'un système. Donc on pourrait établir une échelle de temps entropique comme proposé par Prigogine (1).

L'analyse entropique des systèmes ouverts requiert la considération des flux de matière à travers le système. Ainsi le bilan entropique devient :

$$\Delta S_{\text{sys}} = \sum \frac{Q}{T} + \sum_e S_e - \sum_s S_s + \Delta S_i \quad (1.7)$$

Dans ce cas la variation d'entropie du système est aussi influencée par les flux de matière qui traversent le système. C'est le cas typique des processus industriels et biologiques (3).

Une dernière remarque sur le principe d'augmentation d'entropie consiste à dire que l'accroissement de l'entropie d'un système provoque toujours une augmentation de son désordre. Ainsi quand on passe de l'eau congelée à la vapeur d'eau on passe par des états thermodynamiques qui ont des entropies croissantes et cela s'explique par le degré d'agitation moléculaire de chaque phase. De même la polymérisation et les liaisons croisées de macromolécules accroissent l'ordre de la structure moléculaire et diminuent l'entropie (3).

1.2.2 - Les sources d'irréversibilités

Nous allons identifier les processus qui sont à l'origine de la création irréversible d'entropie.

Considérons donc un système composé par k substances différentes. Son énergie interne (U) peut être prise comme (4) :

$$U = U (S, V, n_1, n_2, \dots, n_k) \quad (1.8)$$

et donc

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_{V, n_i} dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_{S, n_i} dV + \sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial U}{\partial n_i}\right)_{S, V, n_j} dn_i \quad (1.9)$$

Les deux premières dérivées partielles, évaluées pour des conditions de composition constante, donnent :

$$\left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_{V, n_i} = T \quad (1.10)$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_{S, n_i} = -p \quad (1.11)$$

Et pour la troisième nous avons la définition du potentiel chimique μ_i comme proposé par W. Gibbs :

$$\mu_i \equiv \left(\frac{\partial U}{\partial n_i}\right)_{S, V, n_j} \quad (1.12)$$

Ainsi l'équation 1.9 devient :

$$dU = TdS - pdV + \sum_i \mu_i dn_i \quad (1.13)$$

Cette équation peut être écrite en utilisant la variation d'enthalpie (dH). Ainsi la variation d'entropie s'écrit :

$$dS = \frac{dH}{T} - \frac{V}{T} dp - \frac{1}{T} \sum_i \mu_i dn_i \quad (1.14)$$

Revenons maintenant au bilan d'entropie (eq. 1.7) et écrivons-le pour une région de volume V délimité par une surface d'aire A placée dans un champs de vitesse \vec{v} . Donc

$$\frac{dS_V}{dt} = \frac{dS_e}{dt} + \frac{dS_i}{dt} \quad (1.15)$$

avec

$$\frac{dS_e}{dt} = - \int_A \vec{j}_{st} \cdot d\vec{A} \quad (1.16)$$

$$\frac{dS_i}{dt} = \int_V \sigma dV \quad (1.17)$$

où \vec{j}_{st} est le flux total d'entropie à travers A et σ est la source d'entropie (5).

Le flux total d'entropie est composé des termes dus aux flux d'entropie associés aux flux de matière, au transfert de chaleur et aux effets de diffusion :

$$\vec{j}_{st} = \rho s \vec{v} + \vec{j}_s \quad (1.18)$$

où \vec{j}_s englobe les flux résultants du transfert de chaleur et de la diffusion.

Ainsi le bilan d'entropie sous la forme différentielle est :

$$\frac{\rho ds}{dt} = -\nabla \cdot \vec{j}_{st} + \sigma \quad (1.19)$$

La variation d'entropie est donc explicitée en termes de température, pression, masse spécifique et composition avec l'aide de l'équation (1.13) avec des grandeurs intensives :

$$T \frac{ds}{dt} = \frac{du}{dt} + P \frac{d(1/\rho)}{dt} - \sum \mu_i \frac{dc_i}{dt} \quad (1.20)$$

Ainsi en considérant les références (5,6,7) :

- le bilan de matière différentiel est :

$$\frac{d\rho}{dt} = -\rho \nabla \cdot \vec{v} \quad (1.21)$$

- le bilan barycentrique du constituant i, en supposant que le système soit le siège de réactions chimiques est :

$$\rho \frac{dc_i}{dt} = -\nabla \cdot (\rho_i \vec{v}_i) + \sum v_{ij} \cdot m_j \quad (1.22)$$

où $v_{ij} \cdot m_j$ est la masse du constituant i produite dans la réaction j, par unité de volume et de temps ;

- le bilan d'énergie spécifique

$$\rho \frac{du}{dt} = -\nabla \cdot \vec{q} - p (\nabla \cdot \vec{v}) + \mu' \phi + \sum (\rho_i \vec{v}_i) \cdot \vec{F}_i \quad (1.23)$$

avec :

$$\vec{q} = -k \nabla T$$

ϕ = fonction de dissipation visqueuse (pour un fluide newtonien)

F_i = force extérieure agissant sur le constituant i

l'équation 1.20 devient donc :

$$\rho \frac{ds}{dt} = -\nabla \cdot \frac{1}{T} [\vec{q} - \sum_{i=1}^k \mu_i (\rho_i \vec{v}_i)] - \frac{1}{T^2} \vec{q} \cdot \nabla T$$

$$- \frac{1}{T} \sum_{i=1}^k (\rho_i \vec{v}_i) [T \cdot \nabla \left(\frac{\mu_i}{T} \right) - \vec{F}_i] + \frac{\mu'}{T} \phi + \sum_{j=1}^r m_j A_j \quad (1.24)$$

avec

$$A_j = - \sum_{i=1}^n v_{ij} \mu_i = \text{affinité chimique} \quad (1.25)$$

r = nombre de réactions chimiques

n = nombre de constituants qui participent à la réaction j

En comparant l'équation 1.24 avec 1.18 et 1.19 nous avons :

$$\vec{j}_s = \frac{1}{T} [\vec{q} - \sum \mu_i (\rho_i \vec{v}_i)] \quad (1.26)$$

et la source d'entropie est donnée par :

$$\sigma = - \frac{1}{T^2} (\vec{q} \cdot \nabla T) - \frac{1}{T} \sum (\rho_i \vec{v}_i \cdot \nabla \mu_i) - \frac{1}{T} \sum s_i (\rho_i \vec{v}_i \cdot \nabla T) + \frac{\mu'}{T} \phi + \frac{1}{T} \sum m_j A_j \quad (1.27)$$

Ainsi les sources d'entropie sont provoquées par le transfert thermique, la diffusion, le couplage transfert thermique-diffusion, la dissipation d'énergie mécanique et les réactions chimiques. En bref nous pourrions synthétiser en disant que la production irréversible d'entropie résulte de la non-uniformité des paramètres intensifs, de la dissipation d'énergie mécanique et de la présence de réactions chimiques (5).

1.2.3 - Le Bilan d'Exergie

Considérons un système ouvert qui subit des interactions du type travail et chaleur avec son voisinage, comme montré sur la Figure 1.2.

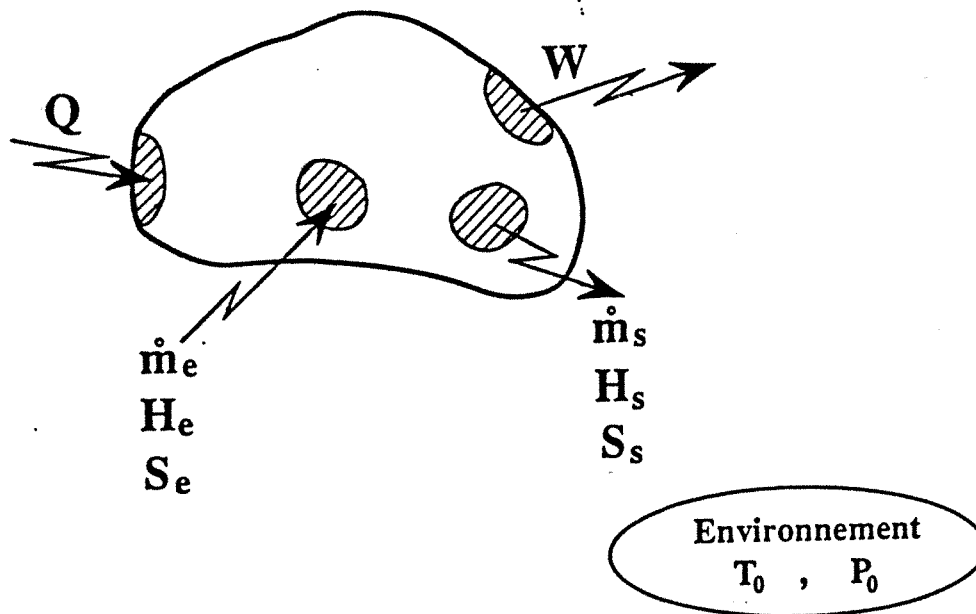


Figure 1.2. Représentation du Système Ouvert.

Le bilan d'énergie pour le système s'écrit (avec $W > 0$ pour le travail réalisé par le système et $Q > 0$ pour la chaleur reçue par le système et les flux positifs pour les sections de sortie) :

$$\sum_i^n Q_i - \sum_i^m W_i = \sum_i^r H_{si} - \sum_i^t H_{ei} \quad (1.28)$$

où les termes relatifs aux autres formes d'énergie (cinétique potentielle etc) ont été négligés ainsi que le processus se déroule en régime permanent. On suppose qu'il y a : n échanges de chaleur, m interactions de travail, t flux d'entrée et r de sortie.

Le bilan d'entropie avec les mêmes hypothèses que citées auparavant devient :

$$\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} + \Delta S_{ir} = \sum_{i=1}^r S_{si} - \sum_{i=1}^t S_{ei} \quad (1.29)$$

En multipliant l'équation 1.29 par $-T_0$ (température de l'environnement) et en l'additionnant à 1.28 nous obtenons :

$$\sum_{i=1}^r H_{si} - \sum_{i=1}^t H_{ei} - T_0 \left(\sum_{i=1}^r S_{si} - \sum_{i=1}^t S_{se} \right) = \sum_{i=1}^n \left[Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \right] - \sum_{i=1}^m W_i - T_0 \Delta S_{ir} \quad (1.30)$$

L'équation 1.30 est le bilan d'exergie appliqué au système ouvert considéré et est formée par les composants suivants :

$$\sum_{i=1}^r Ex_{si} - \sum_{i=1}^t Ex_{ei} = (\text{exergie associée au transfert de chaleur}) + (\text{exergie pure = travail}) - (\text{exergie détruite})$$

Rappelons que l'exergie associée à la matière est définie comme :

$$Ex = H - H_0 - T_0 (S - S_0) \quad (1.30\text{bis})$$

et correspond au travail réversible que cette quantité de matière produirait si elle subissait des interactions avec l'environnement à T_0 , en partant de son état thermodynamique originel et en allant jusqu'à l'équilibre complet avec l'environnement, c'est-à-dire, en atteignant l'équilibre thermique, mécanique et chimique avec l'environnement.

Soulignons que l'exergie est une propriété thermodynamique qui est fonction de deux états : celui de la matière à l'état considéré et celui de l'environnement.

Comme dans la bibliographie dédiée à l'analyse exergetique, il y a différentes façons d'appeler les formes d'exergie [Kotas (6), Szargut (7), Le Goff (8)]. Nous proposons les nomenclatures suivants :

L'exergie thermique est le travail réversible qu'on pourrait obtenir, avec une quantité de chaleur Q , si l'on disposait d'une machine thermique opérant entre la température T (de la source de chaleur) et T_0 .

L'exergie chimique est le travail réversible qu'on pourrait obtenir à partir d'un processus de mélangeage de constituants initialement séparés à T_0, P_0 , ce mélangeage pouvant éventuellement donner lieu à une réaction chimique. Donc :

- exergie d'origine thermique (Ex_q) = exergie associée à un transfert de chaleur
- exergie d'origine chimique (Ex_c) = exergie associée aux variations de l'énergie libre de Gibbs avec la composition (le potentiel chimique μ) caractéristique des réactions chimiques et des processus de séparation et mélangeage.

1.3. - ANALYSE ENTROPIQUE ET EXERGETIQUE DES PROCESSUS DE SEPARATION ET MELANGEAGE

1.3.1 - Entropie et Exergie d'un Mélange

Considérons deux corps purs A et B initialement à P et T qui sont mélangés. Le mélange binaire résultant, sera représenté par M, sur les diagrammes h-x et s-x de la figure 1.3.

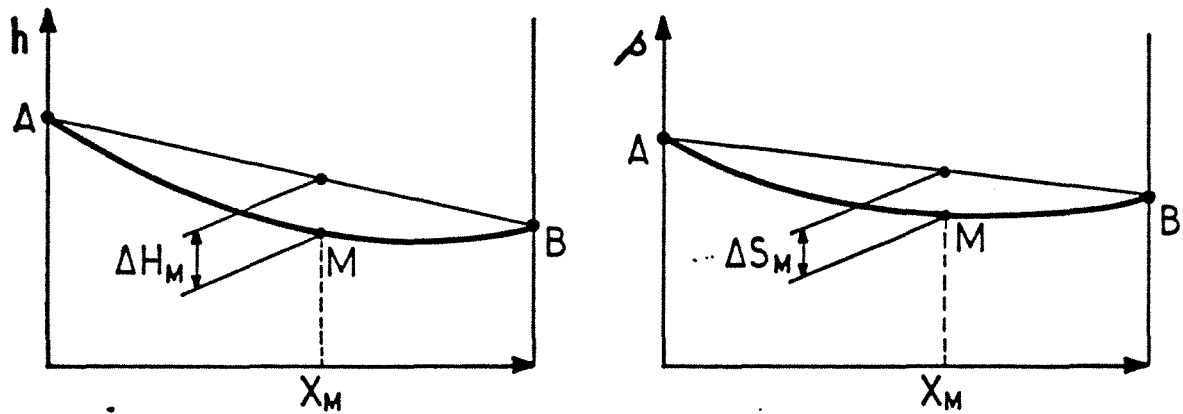


Figure 1.3 - Mélangeage Isobare et Isotherme de Deux Corps Purs.

Les bilans d'énergie et d'entropie du processus fournissent :

$$h_M = x_A h_A + x_B h_B + \Delta H_M \quad (1.31)$$

$$s_M = x_A s_A + x_B s_B + \Delta S_M \quad (1.32)$$

avec

$\Delta H_M = q_M$ (chaleur transférée durant le mélangeage par unité de masse de M)

$$\Delta S_M = \frac{q}{T} + \Delta S_{ir} = \frac{\Delta H_M}{T} + \Delta S_{ir} \quad (1.33)$$

et

$$\Delta S_{ir} = -R [x_A \ln (\gamma_A x_A) + x_B \ln (\gamma_B x_B)] \quad (1.34)$$

Donc s_M peut être écrite comme :

$$s_M = x_A s_A + x_B s_B + \frac{\Delta H_M}{T} - R [x_A \ln (\gamma_A x_A) + x_B \ln (\gamma_B x_B)] \quad (1.35)$$

ΔH_M et ΔS_M sont appelées respectivement, enthalpie et entropie d'excès et dans ΔS_M il y a les effets de transfert de chaleur et de changement de composition.

La Figure 1.4 schématise un tel processus de mélangeage.

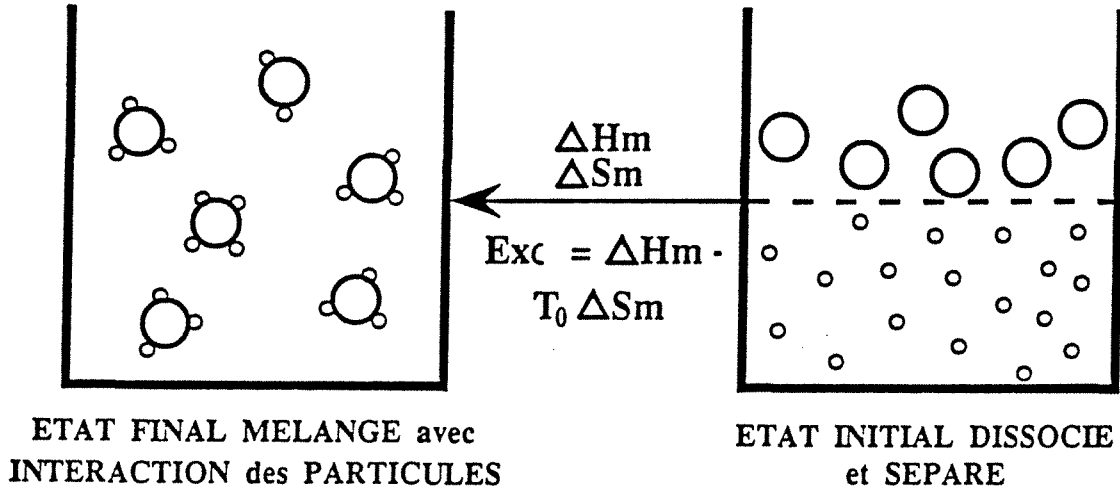


Figure 1.4 - Le Processus de Mélangeage.

Occupons nous maintenant du bilan d'exergie. Il fournit :

$$\begin{aligned} \Delta H_M - T_0 (\Delta H_M/T - R [x_A \ln (\gamma_A x_A) + x_B \ln (\gamma_B x_B)]) \\ = \Delta H_M (1 - T_0/T) - Ex_{det} \end{aligned} \quad (1.36)$$

Donc :

$$Ex_{det} = - T_0 R [x_A \ln (\gamma_A x_A) + x_B \ln (\gamma_B x_B)] \quad (1.37)$$

Pour un mélange idéal nous avons :

$\Delta H_M = 0$ (le point M est sur la droite AB du diagramme h-x).

$$\Delta S_M = R [x_A \ln x_A + x_B \ln x_B]$$

c'est-à-dire $\gamma_A = \gamma_B = 1$.

Nous constatons aisément que dans les conditions idéales d'un mélangeage (T, P constantes pour les composants et le mélange résultant) l'irréversibilité du processus a pour origine le changement de composition. Nous pouvons aussi associer au mélangeage une quantité d'exergie qui est, en effet, l'exergie d'origine chimique :

$$Ex_c = \Delta H_M - T_0 \Delta S_M \quad (1.38)$$

1.3.2 - Bilan d'Exergie de la Séparation/Mélangeage

La Figure 1.5 montre le schéma d'un séparateur qui traite un mélange binaire d'un corps A très volatil et d'un corps B peu volatil, et qui produit une phase enrichie en A et une phase appauvrie en A.

Le bouilleur reçoit le flux de chaleur Q_b d'un fluide caloporteur qui entre à T_{be} et sort à T_{bs} . Le condenseur cède un flux Q_c à un autre fluide qui entre à T_{ce} et sort à T_{cs} .

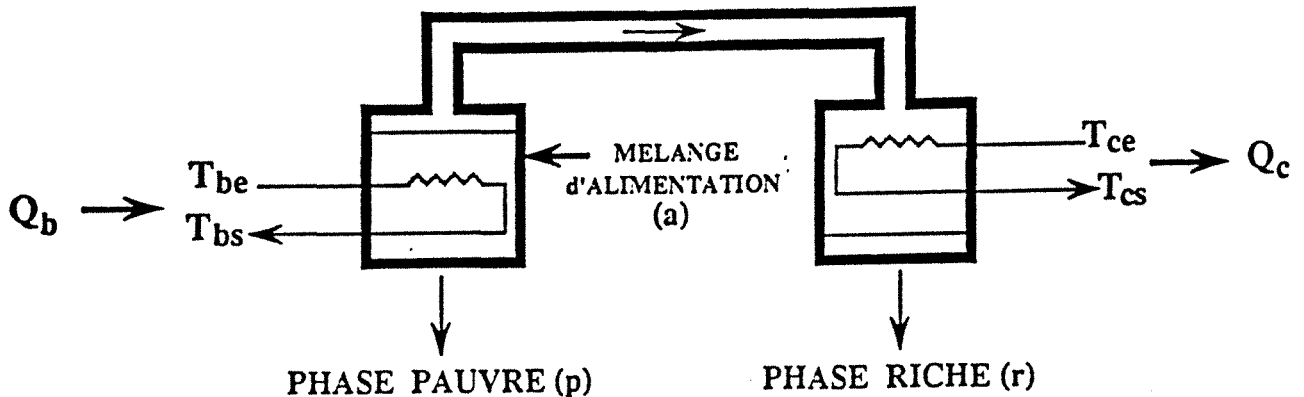


Figure 1.5 - La Séparation d'un Mélange Binaire

Le bilan d'exergie de cette opération par unité de masse du mélange d'alimentation et en négligeant les pertes de charge dans les échangeurs s'écrit :

$$q_b \bar{\theta}_b - q_c \bar{\theta}_c = y e_{x_r} + (1-y) e_{x_p} - e_{x_a} + e_{x_{det}} \quad (1.39)$$

avec

$$y = \frac{m_r}{m_a} = \frac{x_a - x_p}{x_r - x_p} \quad (1.40)$$

$$\bar{\theta}_b = 1 - T_0/\bar{T}_b \quad (1.41)$$

$$\bar{\theta}_c = 1 - T_0/\bar{T}_c \quad (1.42)$$

$$\bar{T}_b = \frac{T_{be} - T_{bs}}{\ln\left(\frac{T_{be}}{T_{bs}}\right)} \quad (1.43)$$

$$\bar{T}_c = \frac{T_{cs} - T_{ce}}{\ln\left(\frac{T_{cs}}{T_{ce}}\right)} \quad (1.44)$$

Appelons exergie spécifique de séparation, $(\Delta e_x)_{sep}$, la grandeur :

$$(\Delta e_x)_{sep} = y e_{x_r} + (1-y) e_{x_p} - e_{x_a} \quad (1.45)$$

Ce terme est formé comme analysé auparavant, de deux parties :

- une composante due à la différence de composition entre les phases entrante et sortante

- une composante due à la différence de température des phases entrante et sortante.

Appelons la première composante l'exergie spécifique de changement de composition isotherme, Δex_{cc} , et exergie spécifique de changement de température, Δex_{ct} . Ainsi Δex_{sep} peut être écrite comme :

$$(\Delta ex)_{sep} = (\Delta ex)_{cc} + (\Delta ex)_{ct} \quad (1.46)$$

Cette expression apparaît clairement sur un diagramme où l'exergie spécifique (en kJ par kg de mélange) est portée en fonction de la composition pour une opération de séparation isobare (Figure 1.6).

Les points (P) (R) (A) représentent respectivement les phases pauvre, riche et mélange d'alimentation.

Les points (P') et (R') représentent les phases pauvre et riche supposées ramenées à la température T_a de l'alimentation.

L'exergie de changement de composition isotherme est :

$$(\Delta ex)_{cc} = y ex_{p'} + (1-y) ex_{r'} - ex_a \quad (1.47)$$

L'exergie de changement de température est :

$$(\Delta ex)_{ct} = (1 - y) (ex_{p'} - ex_p) + (ex_{r'} - ex_r) \quad (1.48)$$

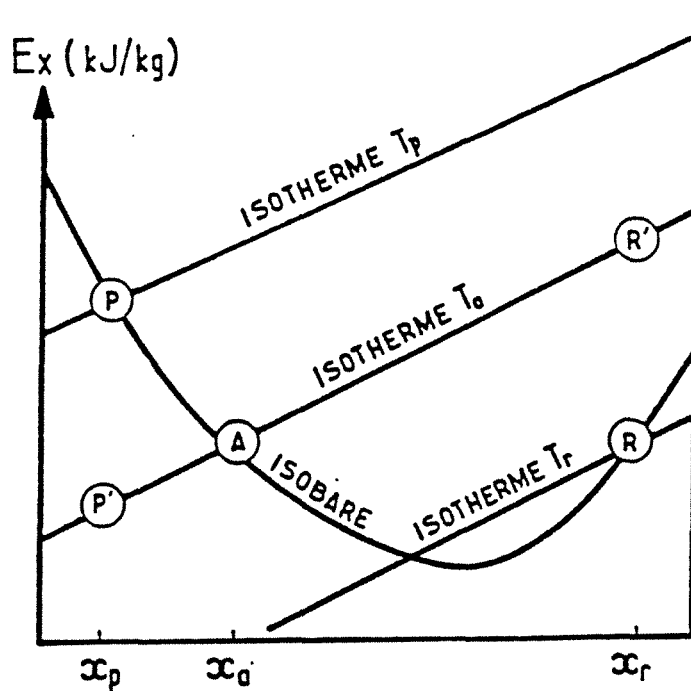


Figure 1.6 Diagramme exergie-composition

Δex_{sep} peut être représentée en termes des enthalpies et entropies des trois mélanges

$$(\Delta ex)_{sep} = [y h_r + (1 - y) h_p - h_a] - T_o [y s_r + (1 - y) s_p - s_a] \quad (1.49)$$

Ainsi nous avons deux nouvelles grandeurs, à savoir, l'enthalpie de séparation, $(\Delta h)_{sep}$, et l'entropie de séparation, $(\Delta s)_{sep}$, définies comme suit :

$$(\Delta h)_{sep} = y h_r + (1 - y) h_p - h_a \quad (1.50)$$

$$(\Delta s)_{sep} = y s_r + (1 - y) s_r - s_a \quad (1.51)$$

donc :

$$(\Delta ex)_{sep} = (\Delta h)_{sep} - T_o (\Delta s)_{sep} \quad (1.52)$$

Considérons deux cas particuliers :

a) P et R sont des corps purs, A est un mélange idéal et P, R et A sont aux mêmes p et T. Ainsi :

$$(\Delta h)_{sep} = 0 \quad \text{et} \quad (\Delta s)_{sep} = -\Delta S_M$$

Pour cette condition nous trouvons le travail minimal de séparation isotherme à T_o :

$$(\Delta ex)_{sep} = W_{mim} = -R T_o [x_a \ln x_a + (1 - x_a) \ln (1 - x_a)]$$

b) P et R sont des corps purs et la séparation est adiabatique.

Donc

$$(\Delta h)_{sep} = 0 \quad \text{et} \quad (\Delta ex)_{sep} = -T_o (\Delta s)_{sep} \quad \text{comme montré sur la Figure 1.7}$$

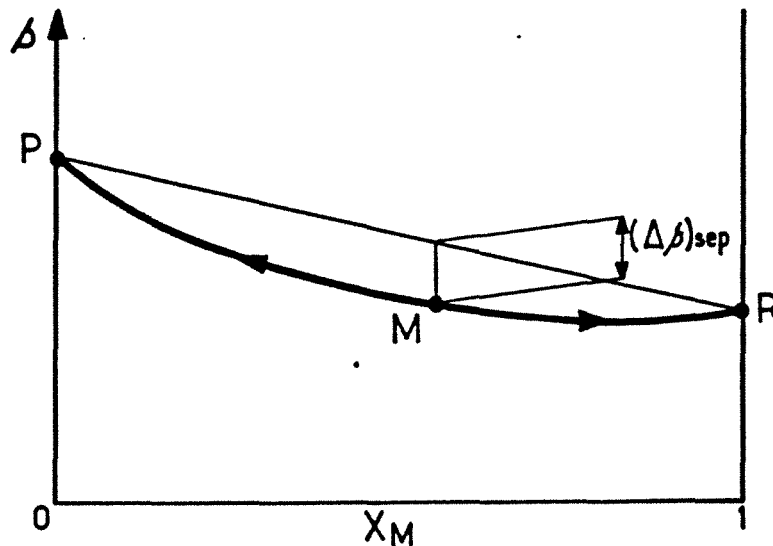


Figure 1.7 - L'Entropie de Séparation

Le raisonnement qui vient d'être développé peut être utilisé dans son intégrité pour les processus de mélangeage.

1.3.3 - Représentation Graphique des Bilans d'Exergie et des Pertes d'Exergie

1.3.3.1 - Introduction

Nous allons décrire ensuite trois types de représentation graphique des bilans d'exergie pour les processus de séparation/mélangeage des mélanges binaires, à savoir : une extension du diagramme : facteur de Carnot (θ)-enthalpie, un diagramme exergie-composition et un diagramme exergie-enthalpie.

L'importance de ces diagrammes est triple :

- servir comme source de données thermodynamiques,
- montrer l'évolution des processus de séparation/mélangeage
- permettre la réalisation des bilans d'exergie et l'identification des pertes exergetiques.

1.3.3.2 - Le diagramme facteur de Carnot-enthalpie

Ce type de diagramme a été utilisé pour la représentation de la création d'entropie et la destruction d'exergie dans les processus de transfert de chaleur par plusieurs auteurs [Thring (9), Niida (10), Le Goff (8)].

La Figure 1.8 montre un tel diagramme où le facteur de Carnot est porté en fonction de la quantité de chaleur transférée. L'aire de la surface comprise sous la courbe allant de θ_1 à θ_2 est l'exergie fournie par le fluide chaud ainsi que l'aire de la surface comprise

entre θ_3 et θ_4 est l'exergie reçue par le fluide froid. L'exergie détruite est donnée par l'aire de la surface comprise entre les deux courbes.

Il est clair que dans ce type de représentation on ne peut pas calculer les effets de perte de charge ni, si il y avait des changements de composition, la partie due à l'exergie chimique, car le calcul de l'aire sous les courbes $\theta - Q$ n'est fait que à partir des températures :

$$dEx = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) C_p dT \quad (1.53)$$

En outre, on n'évalue que l'exergie thermique.

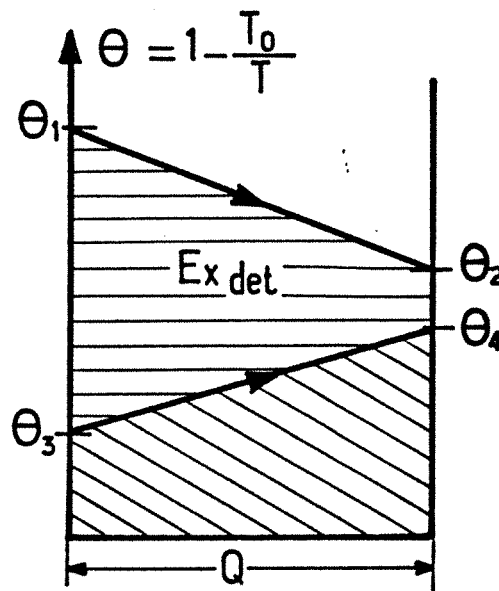


Figure 1.8 - Transfert d'exergie thermique entre un fluide chaud ($\theta_1 \rightarrow \theta_2$) et un fluide froid ($\theta_3 \rightarrow \theta_4$)

Malgré ses limitations ce type de diagramme peut être utilisé pour montrer d'une façon indirecte les exergies du changement de température et composition lors d'un processus de séparation, comme schématisé sur la Figure 1.9.

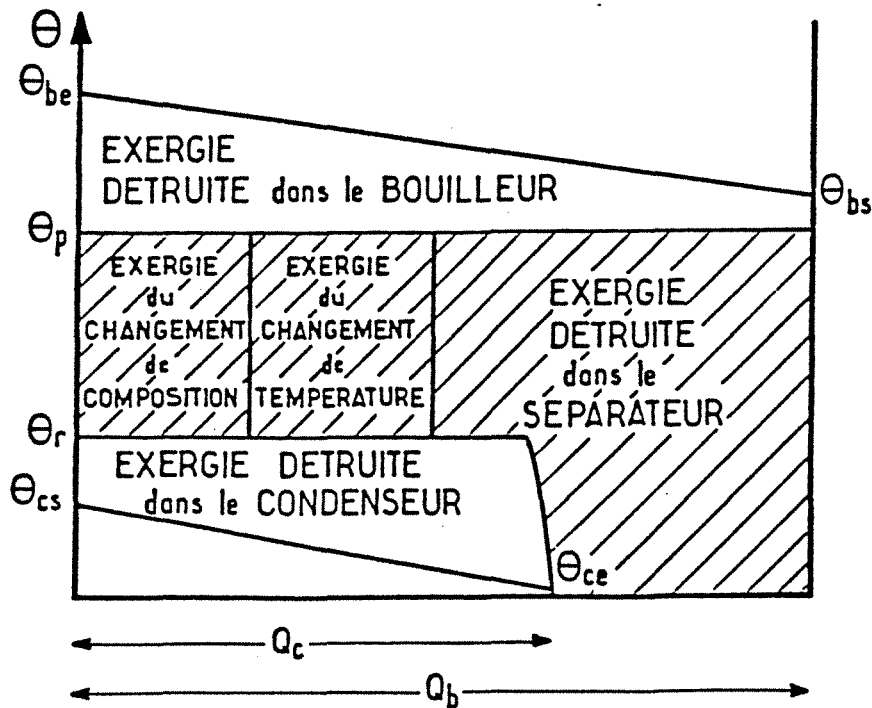


Figure 1.9 - Bilan d'Exergie dans un Séparateur

L'exergie détruite à cause du gradient thermique à travers le bouilleur est représentée par l'aire de la surface comprise entre la courbe du fluide chaud donneur θ_{be} θ_{bs} et la température θ_p de la surface liquide/vapeur en cours d'évaporation. De même, l'exergie détruite dans le gradient thermique à travers le condenseur est représentée par l'aire de la surface comprise entre la courbe du fluide froid receveur θ_{ce} θ_{cs} et la température θ_r de la surface liquide/vapeur en cours de condensation.

L'aire complémentaire représente donc la diminution totale d'exergie thermique dans le séparateur lui-même donnée par le bilan d'exergie. Dans cette aire, on peut représenter 3 termes :

- la variation d'exergie due seulement à la différence de composition, Δex_{cc}
- la variation d'exergie due à la différence de température, Δex_{ct}
- l'exergie détruite dans le processus irréversible de transfert simultané de chaleur et matière.

Ces trois termes sont calculés à partir des équations 1.47 et 1.48 et du bilan d'exergie (eq. 1.39). Ce calcul requiert la connaissance des enthalpies et entropies de chaque état du séparateur.

Ainsi la détermination des effets simultanés de transfert de chaleur et de matière n'est pas faite à partir des données du diagramme, mais nécessite d'autres données (enthalpie et entropie du mélange) pour faire son calcul.

1.3.3.3 - Le diagramme exergie-concentration

Considérons un mélangeur qui opère avec deux films ruisselants qui se font face, un de la solution absorbante et l'autre du solvant, comme montré sur la Figure 1.10, où sont données les grandeurs d'entrée et sortie du mélangeur.

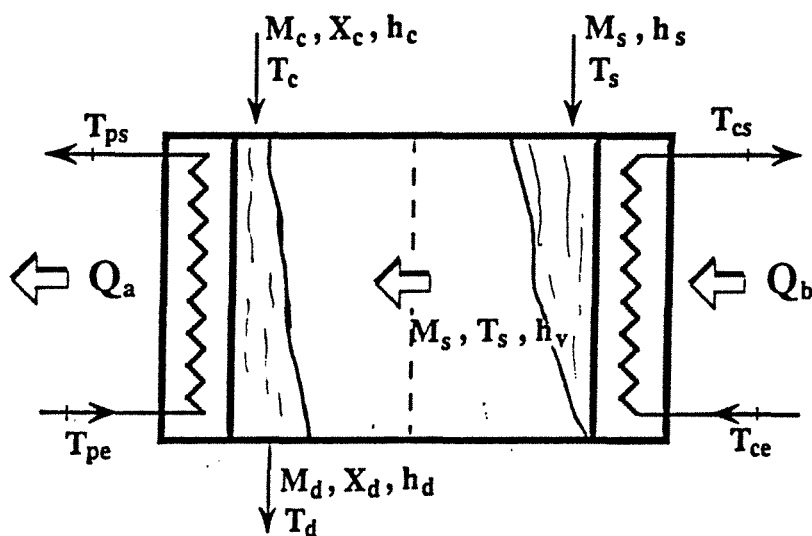


Figure 1.10 - Schéma d'un Mélangeur à Film Ruisselant

Imaginons que nous disposons d'un diagramme exergie spécifique-concentration pour le couple utilisé. Prenons l'isobare P sur laquelle se déroule le processus d'absorption à l'interface du film de solution absorbante, comme illustré sur la Figure 1.11.

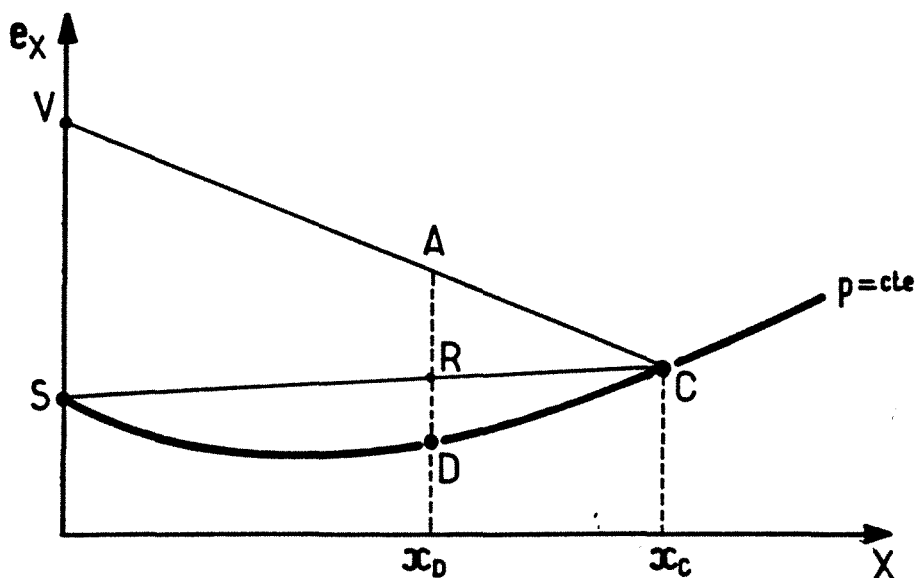


Figure 1.11 - Diagramme Exergie-Concentration

Les points S et V indiquent les états du solvant à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. C et D représentent les états d'entrée et sortie de la solution. Remarquons que nous supposons que le solvant est une substance pure, comme par exemple l'eau pour le couple H₂O-LiBr.

Le bilan d'exergie pour le mélangeur est :

$$M_c ex_c + M_s ex_s + Q_e \bar{\theta}_{ec} = M_d ex_d + Q_a \bar{\theta}_{ap} + (\Delta Ex_{ir})_{glob} \quad (1.54)$$

Pour l'évaporateur nous avons :

$$M_s ex_s + Q_e \bar{\theta}_{ec} = M_s ex_v + (\Delta Ex_{ir})_{evap} \quad (1.55)$$

Pour l'absorbeur :

$$M_c ex_c + M_s ex_v = M_d ex_d + Q_a \bar{\theta}_{ap} + (\Delta Ex_{ir})_{abs} \quad (1.56)$$

Soulignons que dans ces équations nous négligeons la perte de charge dans les échangeurs des caloporteurs de l'évaporateur et de l'absorbeur. Ainsi $(\Delta Ex_{ir})_{evap}$ est due aux gradients thermiques de l'évaporateur tandis que $(\Delta Ex_{ir})_{abs}$ englobe les irréversibilités dues au transfert simultané de chaleur et matière (gradients thermiques, de concentration et les deux effets couplés).

Regardons donc comment ces équations peuvent être représentées sur le diagramme ex - x. Commençons par l'évaporateur :

$$ex_v - ex_s = \bar{VS}$$

donc

$$\bar{VS} = \frac{Q_e \bar{\theta}_{ec} - (\Delta Ex_{ir})_{evap}}{M_s} \quad (1.57)$$

Supposons ensuite que notre processus d'absorption soit adiabatique et sans irréversibilités. Dans ce cas la solution diluée serait caractérisée par le point A :

$$ex_A = \frac{M_c ex_c + M_s ex_v}{M_D} \quad (1.58)$$

Le segment \bar{AD} est donc :

$$(\Delta A) = \bar{AD} = ex_A - ex_D = \frac{Q_a \bar{\theta}_{ap} + (\Delta Ex_{ir})_{abs}}{M_D} \quad (1.59)$$

L'emploi d'une analyse analogue à celle qui vient d'être utilisée pour l'absorbeur à l'ensemble du mélangeur nous amène au point R :

$$ex_r = \frac{M_s ex_s + M_c ex_c}{M_D} \quad (1.60)$$

Le segment \overline{RD} fournit :

$$(\Delta R) = \overline{RD} = ex_R - ex_D = \frac{Q_a \bar{\theta}_{ap} - Q_e \bar{\theta}_{ec}}{M_D} + \frac{(\Delta Ex_{ir})_{glob}}{M_D} \quad (1.61)$$

Finalement le segment \overline{AR} donne :

$$\overline{AR} = ex_A - ex_R = \frac{Q_e \bar{\theta}_{ec} - (\Delta Ex_{ir})_{evap}}{M_D} \quad (1.62)$$

Nous constatons donc que à partir des mesures des segments \overline{AD} , \overline{AR} et \overline{RD} (aussi bien que \overline{VS}), il est possible d'obtenir, avec l'aide d'un diagramme de Ponchon pour calculer les chaleurs échangées, les composantes du bilan d'exergie ainsi que les irréversibilités du processus de mélangeage.

Observons que durant l'absorption et la désorption isobares, il n'est pas possible de faire la séparation entre les pertes dues aux gradients thermiques et de concentration car les deux phénomènes sont couplés.

1.3.3.4 - Le diagramme exergie-enthalpie

Analysons maintenant un diagramme exergie-enthalpie comme illustré sur la Figure 1.12, avec les mêmes processus que ceux décrits pour le diagramme exergie-concentration. Tout d'abord remarquons que sur une isobare du diagramme $ex - h$ nous avons :

$$\left(\frac{\partial ex}{\partial h}\right)_P = 1 - T_0 \left(\frac{\partial s}{\partial h}\right)_P \quad (1.63)$$

Ce terme peut être considéré comme un type de facteur de Carnot d'un mélange binaire et l'analyse de son comportement peut être utile dans la détermination des conditions optimales d'opération d'un mélangeur/séparateur. Ainsi pour un mélangeur nous devons chercher la région où $(\partial ex/\partial h)_P$ atteint ses valeurs maximales pour maximiser l'exergie fournie par l'absorbeur.

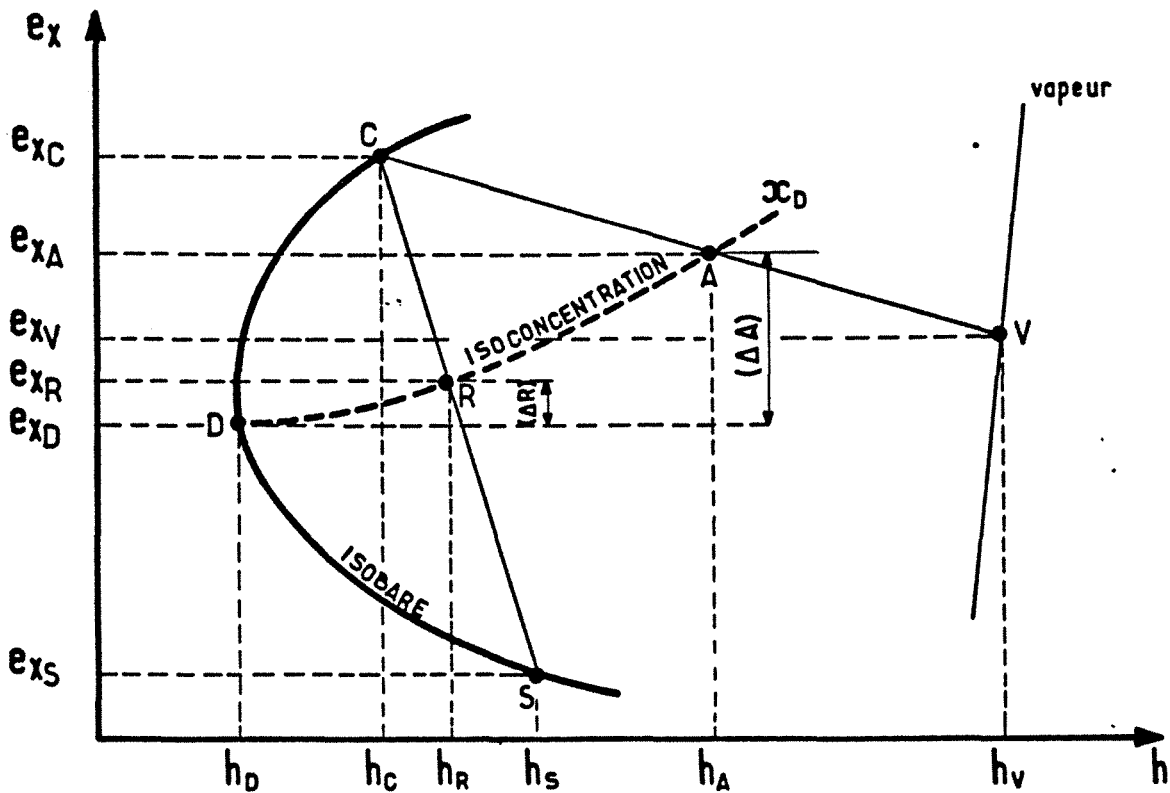


Figure 1.12 - Diagramme Exergie-Enthalpie

Les équations 1.57, 1.59, 1.61 et 1.62 sont ici directement applicables avec le grand avantage que le calcul des chaleurs échangées est fait aisément avec l'aide de l'axe des h :

$$Q_e = M_s (h_v - h_s) \quad (1.64)$$

$$Q_a = M_c h_c + M_v h_v - M_D h_D \quad (1.65)$$

Soulignons donc la grande facilité d'emploi de ce diagramme qui réunit les diagrammes $ex-x$ et $h-x$, en rassemblant toutes les données importantes pour la réalisation de l'analyse exergetique.

1.3.3.5 - La construction des diagrammes exergetiques et l'état de référence

Pour construire les diagrammes $ex-x$ et $ex-h$, il est nécessaire de définir un état de référence pour pouvoir calculer la valeur de l'exergie associée à un état thermodynamique quelconque par rapport à l'état de référence choisi.

Le fait de travailler avec des solutions binaires qui subissent des processus de changement de composition nous oblige à spécifier les conditions de l'équilibre chimique dans les conditions de référence.

Comme nos systèmes de pompes à chaleur travaillent en circuit fermé, c'est -à-dire qu'il n'y a pas des pertes d'exergie sous forme de flux d'exergie qui sortent du système, nous n'avons pas besoin d'établir les compositions standard des composants des

mélanges qui sont en équilibre avec l'environnement comme fait par Szargut (7, 11, 12). Donc nous allons proposer une méthode de calcul de l'exergie d'un mélange qui définit l'état de référence à partir de T_0 , p_0 et des compositions d'équilibre du mélange à T_0 et p_0 .

Considérons donc un mélange dans l'état T_M , p_M , x_M . Prenons comme compositions de référence $x=0$ et $x=1$, c'est-à-dire que nous imaginons que le mélange M subit d'abord une transformation à titre constant jusqu'à l'isotherme T_0 , puis une séparation isotherme complète ($x=0$ et $x=1$) des deux composants et ensuite une transformation de chaque composant pour atteindre la pression p_0 , comme montré sur la Figure 1.13.

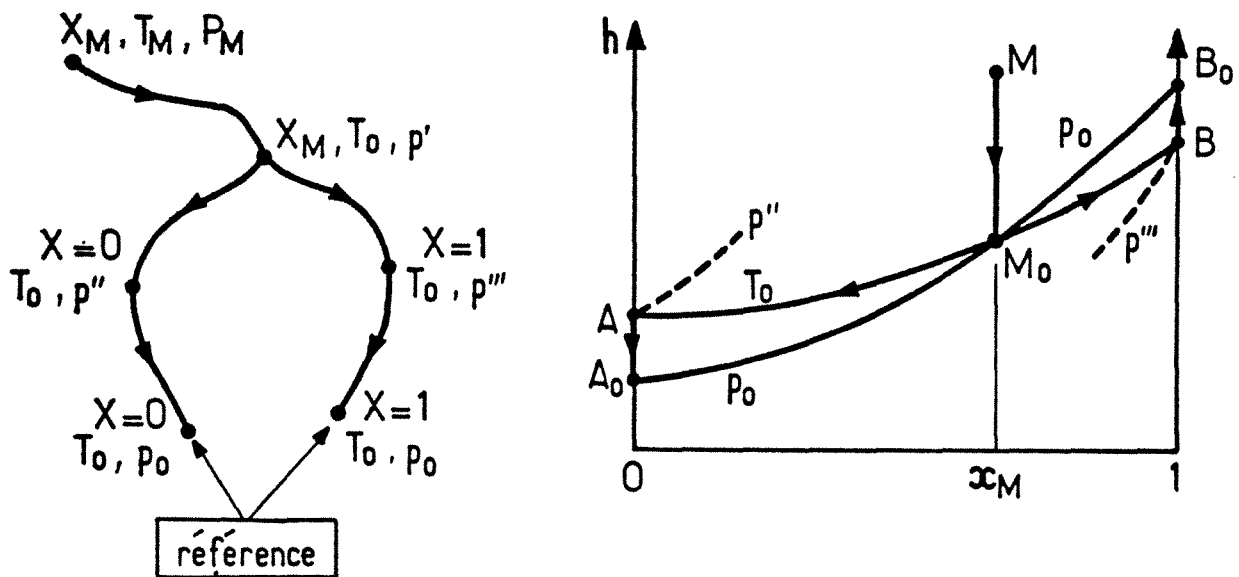


Figure 1.13 - L'Exergie d'un Mélange Binaire

Nous pouvons associer à la séquence de processus décrite un processus de séparation du mélange M qui entre dans le séparateur à x_M , T_M , p_M et sort séparé complètement à $x=0$, T_0 , p_0 et $x=1$, T_0 , p_0 , comme montré sur la Figure 1.14.

L'exergie de séparation du mélange M est, en effet, son exergie puisque les composants A et B sortent en équilibre avec les conditions de référence. Donc le calcul de Δex_{sep} fournit ex_M :

$$ex_M \equiv h_M - [(1-x_M) h_{A0} + x_M h_{B0}] - T_0 [s_M - (1-x_M) s_{A0} + x_M s_{B0}] \quad (1.66)$$

L'enthalpie et l'entropie de référence du mélange M sont définies comme suit :

$$h_{M0} \equiv (1-x_M) h_{A0} + x_M h_{B0} \quad (1.67)$$

$$s_{M0} \equiv (1-x_M) s_{A0} + x_M s_{B0} \quad (1.68)$$

On constate aisément que dans le cas particulier du calcul de l'exergie d'un des deux corps purs ($x_M=0$ ou $x_M=1$) nous trouvons :

$$h_{M0} = h_{A0} \text{ ou } h_{M0} = h_{B0}$$

$$s_{M0} = s_{A0} \text{ ou } s_{M0} = s_{B0}$$

Etudions maintenant le cas où il existe un mélange en équilibre à p_0, T_0 , comme c'est le cas pour le couple $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Appelons cette composition x_0 . Ainsi nous admettons que les sorties du séparateur sont x_0 et la deuxième est à $x=1$ ou bien à $x=0$. Remarquons que dans ce cas, en fonction de la composition de M on n'a pas une deuxième sortie mais une deuxième entrée, comme dans un mélangeur pour pouvoir avoir une sortie à x_0 . La Figure 1.14 représente cette procédure de calcul de l'exergie.

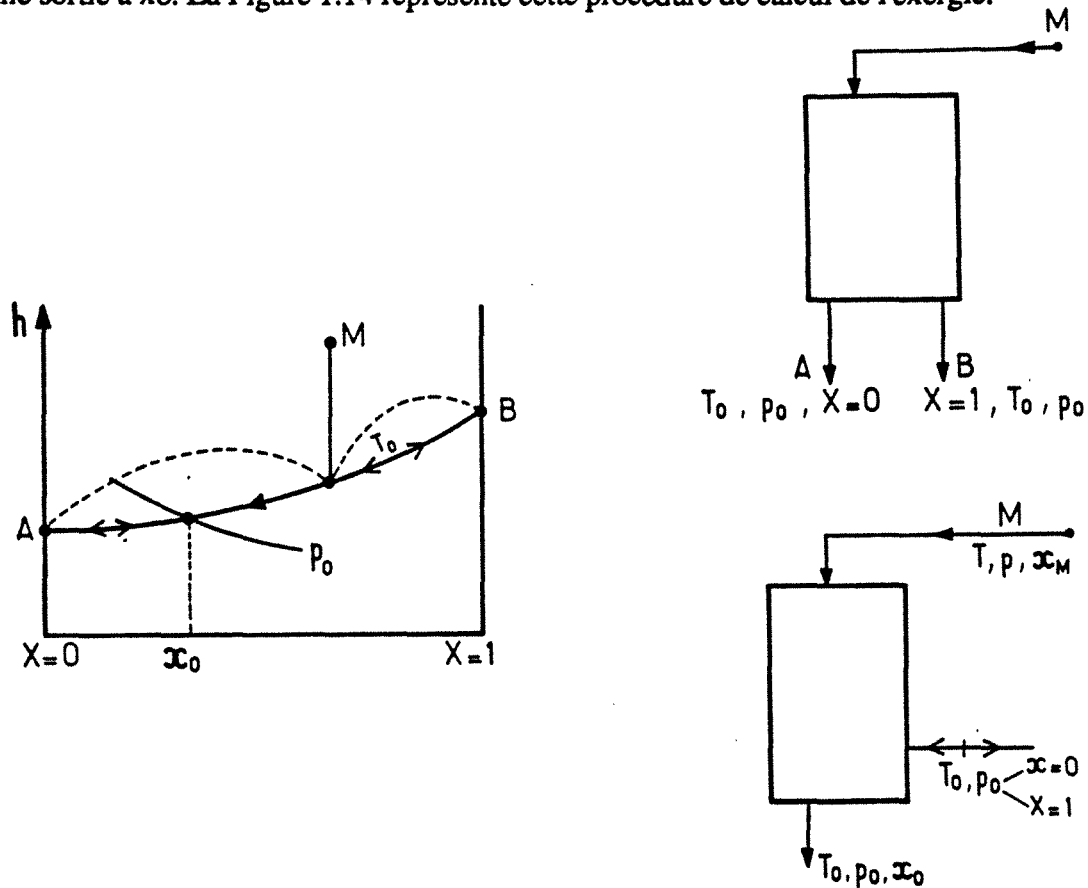


Figure 1.14 - La Séparation/Mélangeage du Mélange M

Pour ce cas nos deux conditions possibles de référence sont :

a) T_0, p_0, x_0 et $T_0, p_0, x = 0$

b) T_0, p_0, x_0 et $T_0, p_0, x = 1$

Pour le premier type l'enthalpie et l'entropie de référence sont :

$$h_{M0} = \frac{x_M}{x_0} h_0 + \left(1 - \frac{x_M}{x_0}\right) h_{A0} \quad (1.69)$$

$$s_{M0} = \frac{x_M}{x_0} s_0 + \left(1 - \frac{x_M}{x_0}\right) s_{A0} \quad (1.70)$$

Pour le deuxième type :

$$h_{Mo} = \left(\frac{1 - x_M}{1 - x_0}\right) h_0 - \left(\frac{x_0 - x_M}{1 - x_0}\right) h_{Bo} \quad (1.71)$$

$$s_{Mo} = \left(\frac{1 - x_M}{1 - x_0}\right) s_0 - \left(\frac{x_0 - x_M}{1 - x_0}\right) s_{Bo} \quad (1.72)$$

On constate aisément que le calcul de l'exergie de séparation/mélangeage ne dépend que des propriétés de chaque état et de T_0 .

En outre les compositions du mélange choisies pour définir l'état de référence n'interviennent pas dans le calcul de Δex_{sep} et de même de Δex_{mel} .

Ainsi la discussion de l'état de référence (en ce qui concerne l'équilibre chimique) est importante dans le cadre de l'élaboration des diagrammes exergetiques et quand nous devons analyser des systèmes où il y a des pertes exergetiques pour l'environnement.

1.3.3.6 - Les diagrammes exergetiques pour les couples H_2O -LiBr et NH_3 - H_2O .

Nous avons appliqué la méthode décrite auparavant pour élaborer les diagrammes "ex - x" et "ex - h" pour les couples H_2O -LiBr et NH_3 - H_2O , qui sont fréquemment utilisés dans nos analyses de systèmes de pompes à chaleur.

Pour les solutions aqueuses de bromure de lithium nous avons utilisé les corrélations de Mc. Neely (13) pour le calcul des enthalpies, les données de Koehler et al (14) pour les entropies et les données de Keenan (15) pour les enthalpies et entropies de la vapeur d'eau.

Nous avons développé un programme de calcul des propriétés thermodynamiques des solutions de H_2O -LiBr qui, à partir du choix de T_0 , p_0 et des compositions de référence pour le calcul de l'exergie, calcule l'enthalpie, l'entropie, l'exergie et l'énergie libre de Gibbs pour des isothermes et isobares d'équilibre. Ce programme, ainsi qu'une sortie typique de résultats est montré dans l'Annexe I.

Pour les solutions d'ammoniac-eau, nous avons développé des corrélations pour les enthalpies et entropies, dans la région d'équilibre (liquide-vapeur), à partir des diagrammes "h-x" et "s-x" présentés par Bosniakovik (16).

Comme il a été fait pour les solutions de H_2O -LiBr, nous avons élaboré un programme de calcul qui présente les valeurs des enthalpies, entropies, exergies et énergies libres de Gibbs pour les régions liquide et vapeur des solutions de NH_3 - H_2O . Il est présenté, avec une sortie de résultats, dans l'Annexe II.

Les deux programmes ont été écrits en langage Fortran 77.

Les Figures 1.15, 1.16 et 1.17 présentent, respectivement, les diagrammes exergie-composition pour des isobares, exergie-enthalpie pour les isobares et exergie-enthalpie pour les isothermes pour les solutions H_2O -LiBr. Remarquons que la région entre les pressions maximales (105 kPa) et minimales (0,6 kPa) dans le diagramme ex - x est très étroite, surtout à partir de 30 % (titre massique en LiBr) ce qui montre les faibles variations de l'exergie avec la pression. Les conditions de référence prises sont $T_0 = 25^\circ C$, $p_0 = 100$ kPa, l'eau pure ($x = 0$) et une solution avec $x_0 = 0,20$.

Les Figures 1.18 et 1.19 montrent les diagrammes exergie-composition pour les isobares et exergie-enthalpie pour les isobares pour les solutions de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Les conditions de référence sont $T_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 100 \text{ kPa}$, l'eau pure ($x = 0$) et une solution avec $x_0 = 0,34$.

Sur les diagrammes exergie-enthalpie (pour les deux couples), nous avons aussi tracé les lignes iso-compositions. Ainsi ces diagrammes ont une densité d'informations suffisante pour que nous puissions analyser thermodynamiquement les processus de séparation/mélangeage aussi bien que des cycles de pompes à chaleur à absorption qui emploient ces deux couples.

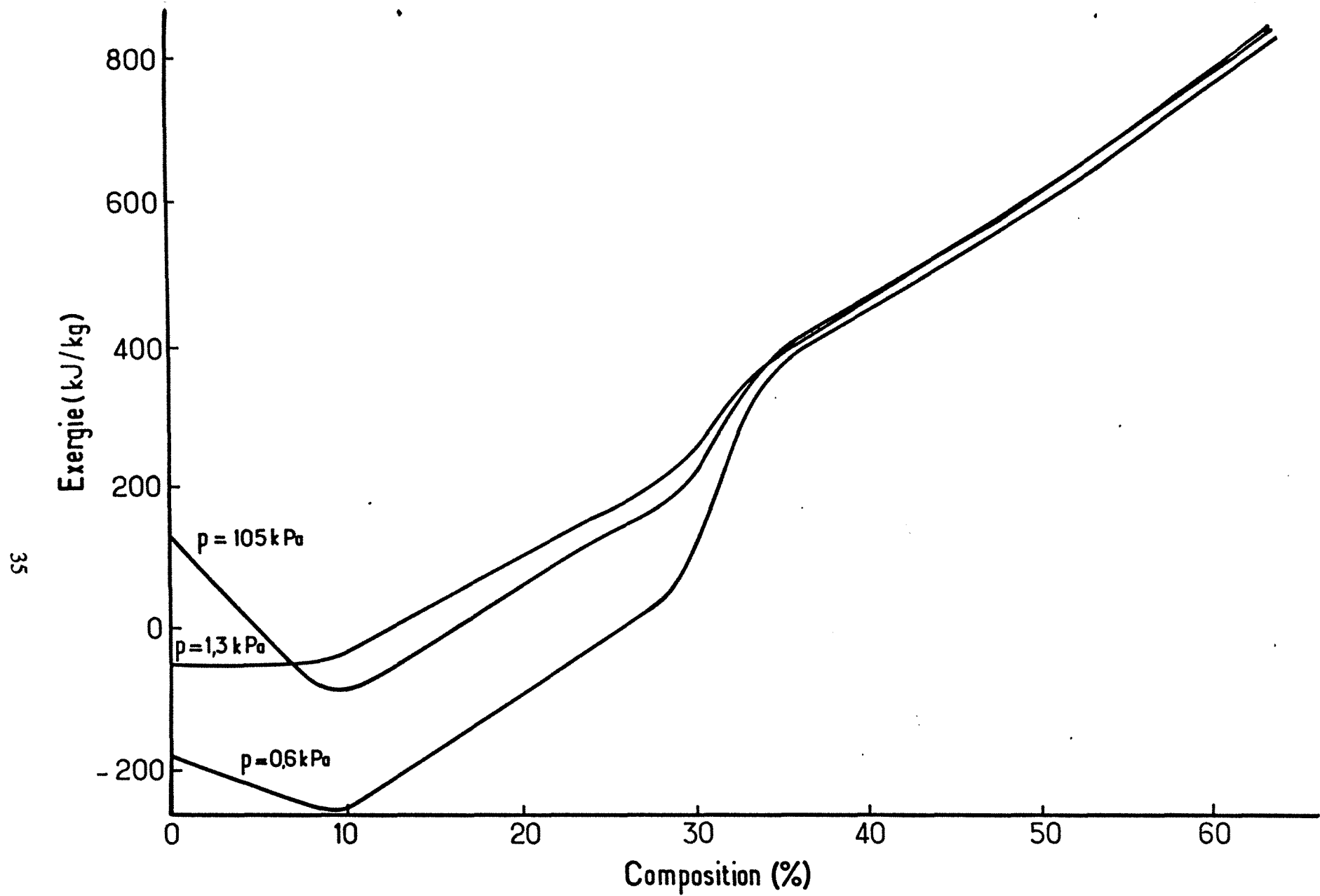


Figure 1.15 - Diagramme exergie-composition pour les solutions aqueuses de LiBr ($T_0 = 25^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$, $X_{O_A} = 0$ et $X_O = 20 \%$)

1.3.3.7 - Exemples d'application des diagrammes exergetiques

Pour montrer l'applicabilité des diagrammes présentés à l'analyse des processus de séparation/mélangeage, nous allons discuter deux exemples. Le premier concerne un thermotransformateur qui valorise une chaleur résiduaire de 85°C à 120°C en utilisant le couple H₂O-LiBr. Le deuxième analyse un séparateur du couple NH₃-H₂O ayant pour but la production de NH₃ pur.

a) Un thermotransformateur bi-étagé au mélangeur

Considérons le thermotransformateur qui revalorise un rejet thermique, qui entre dans le désorbeur à 85°C, jusqu'à 120°C (sortie de l'absorbeur). Pour une température de l'environnement de 25°C, un tel thermotransformateur requiert deux étages d'évaporation-absorption au mélangeur, pour pouvoir remonter le niveau thermique du rejet de 85°C à 120°C, en utilisant un pincement thermique minimal de 3°C dans tous les échangeurs et les solutions à 50 % et 60 %. Cette machine est schématisée sur la Figure 1.20.

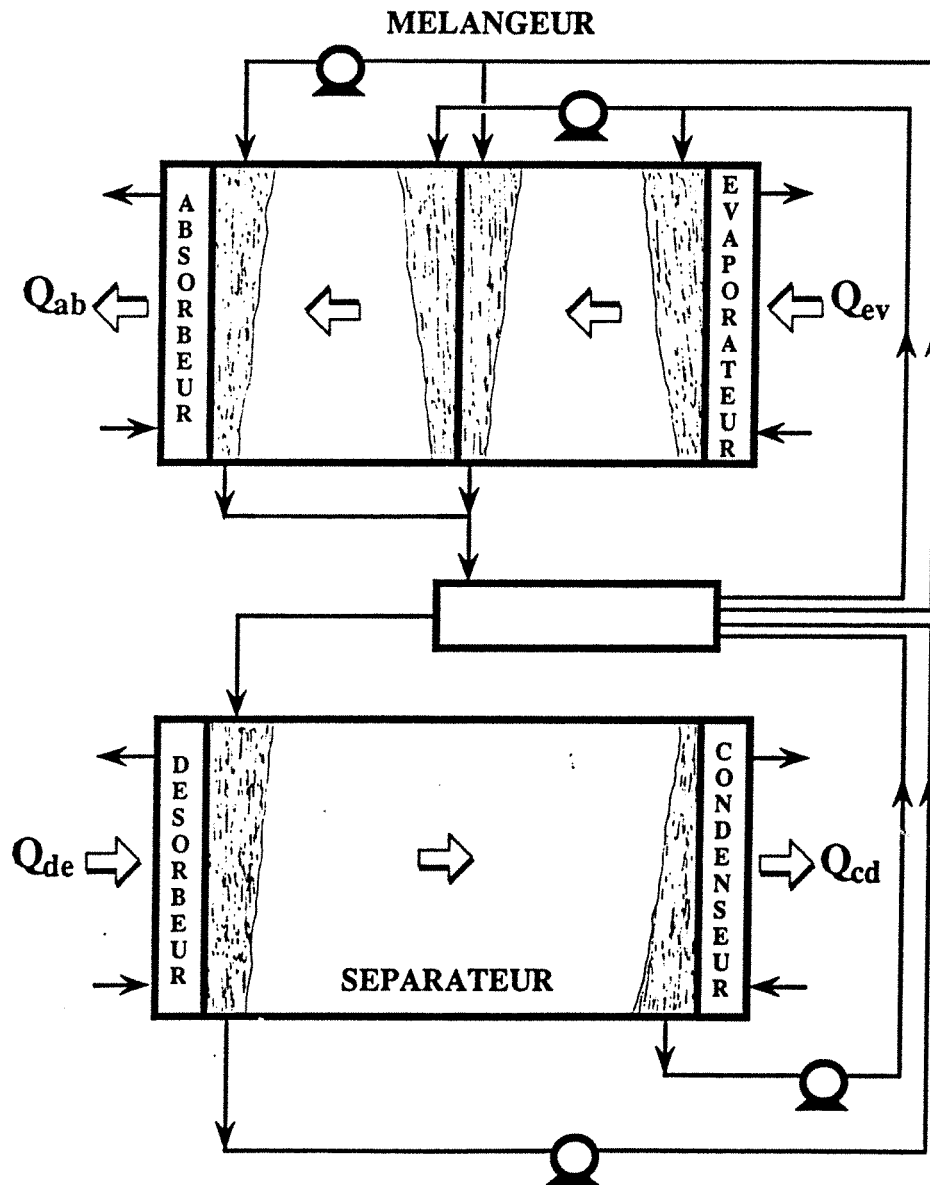


Figure 1.20 - Schéma d'un Thermotransformateur bi-Etagé au Mélangeur

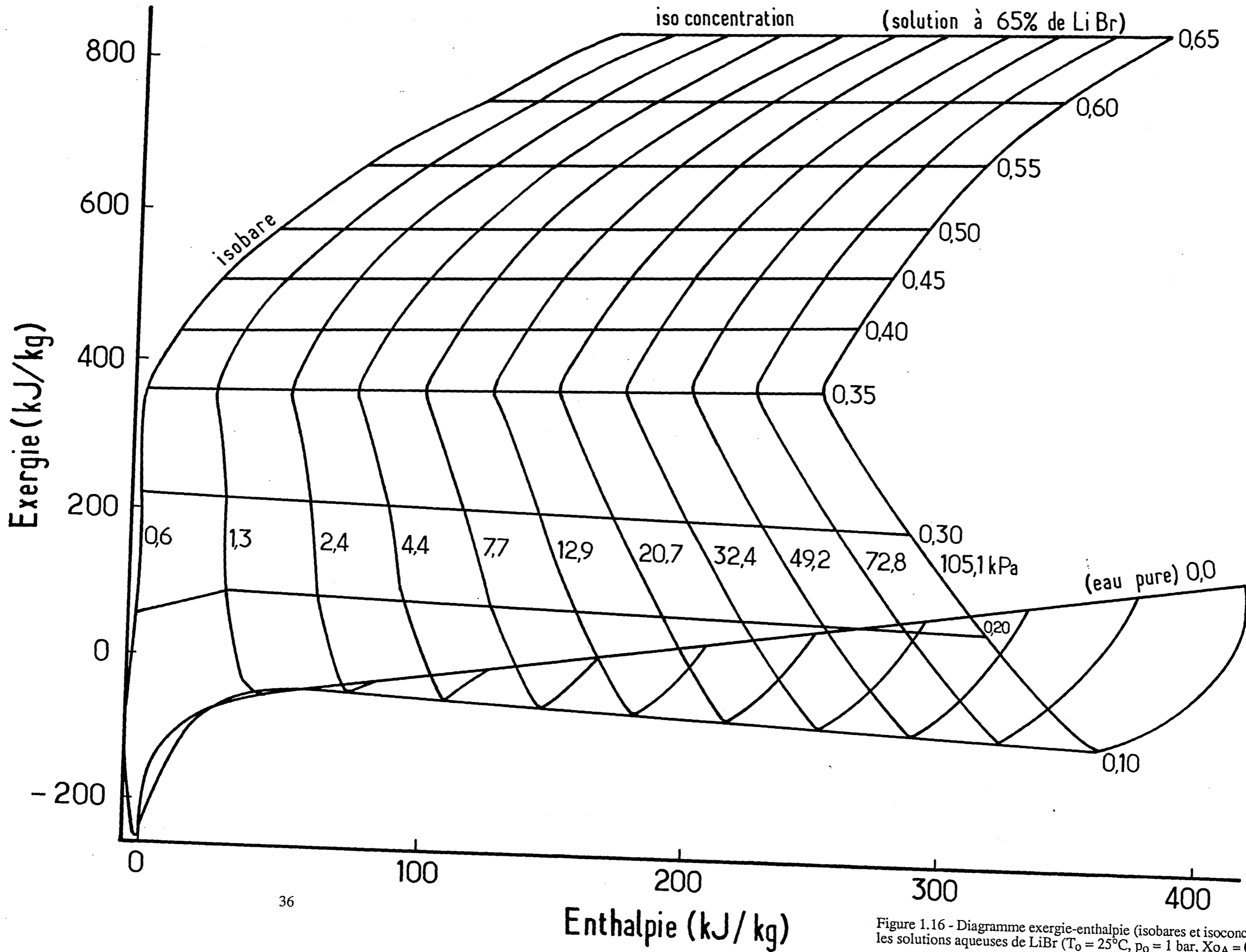


Figure 1.16 - Diagramme exergie-enthalpie (isobares et isoconcentrations) pour les solutions aqueuses de LiBr ($T_0 = 25^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$, $X_{oA} = 0$ et $X_o = 20 \%$)

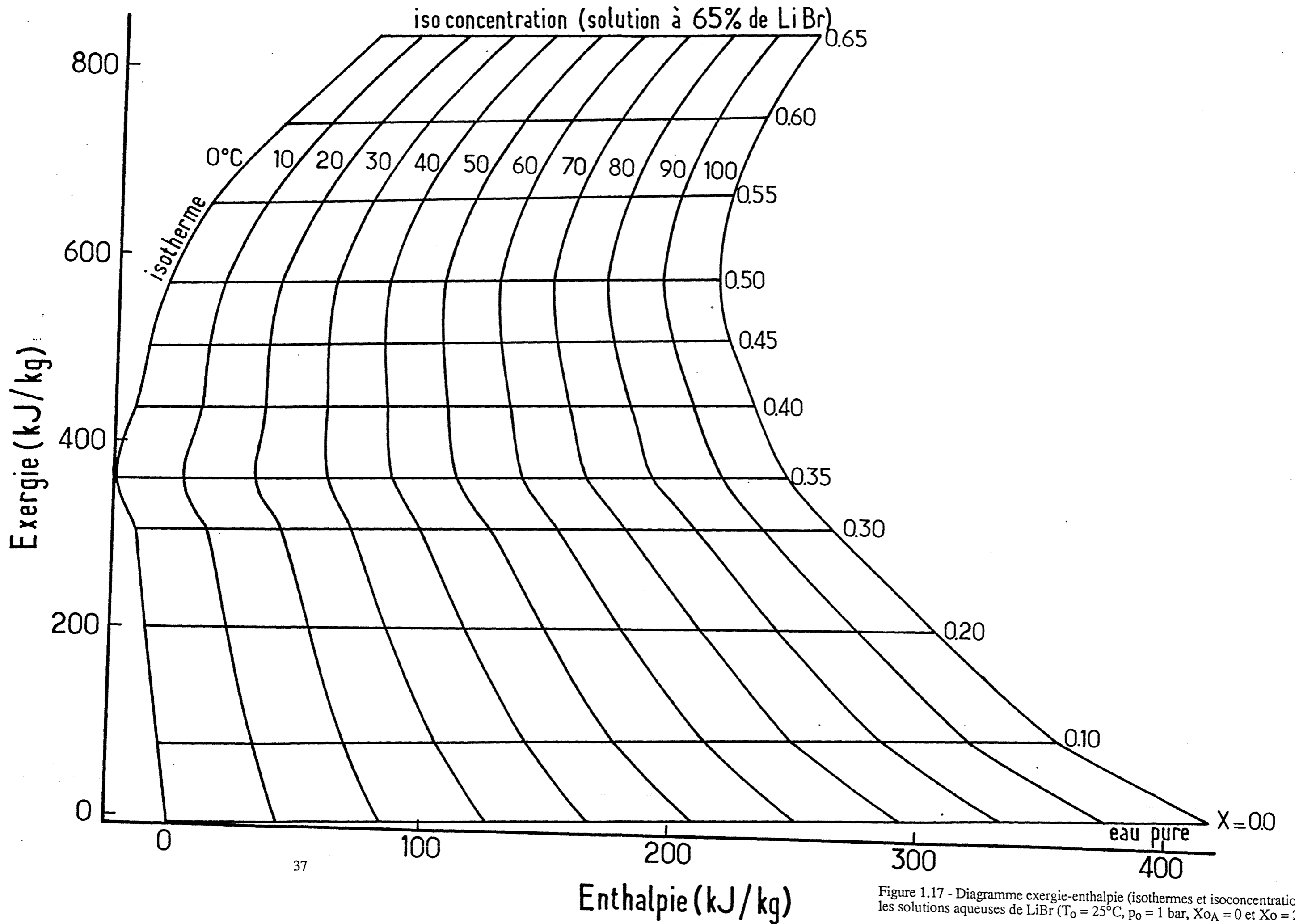


Figure 1.17 - Diagramme exergie-enthalpie (isothermes et isoconcentrations) pour les solutions aqueuses de LiBr ($T_0 = 25^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$, $X_{oA} = 0$ et $X_o = 20 \%$)

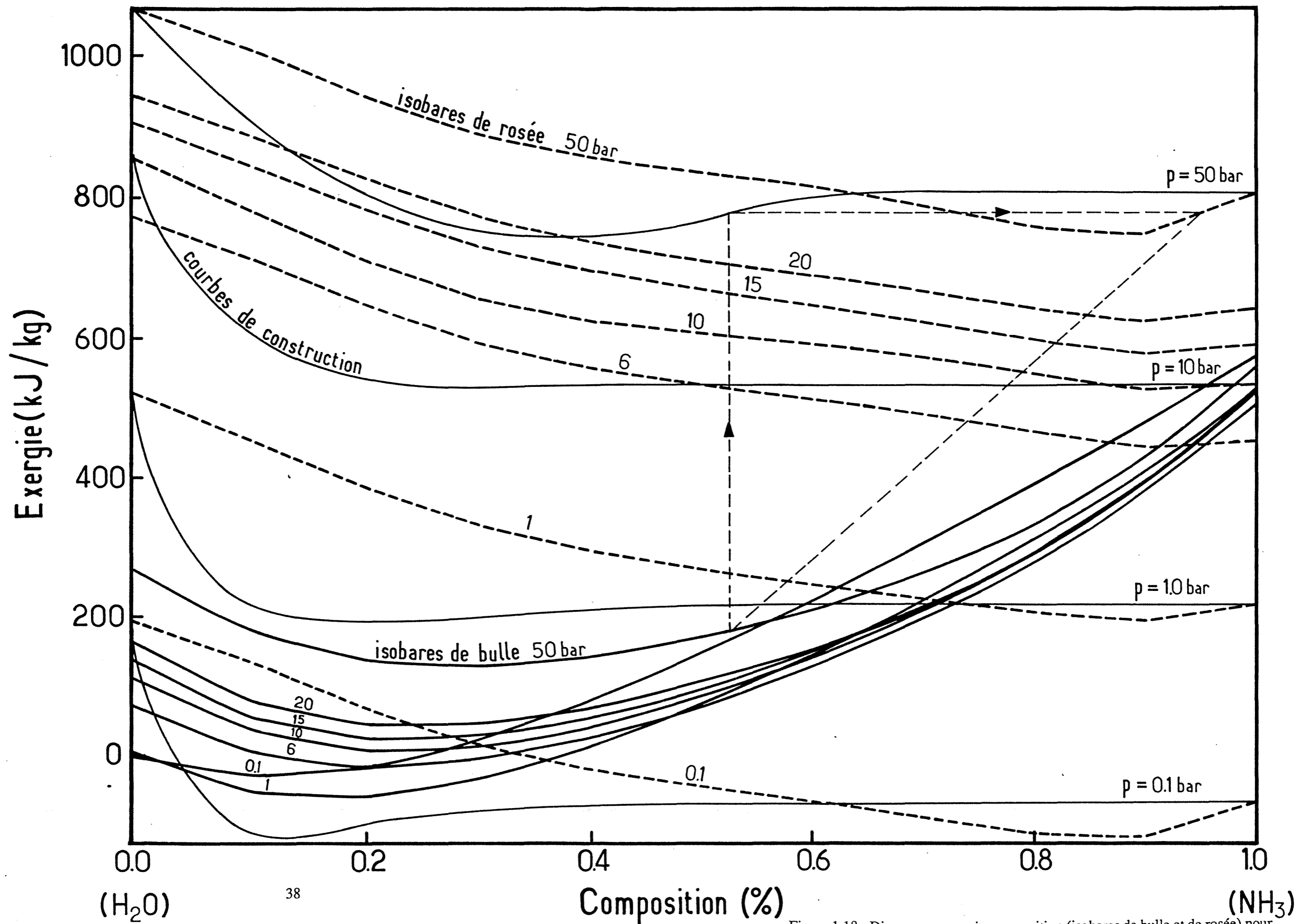


Figure 1.18 - Diagramme exergie-composition (isobares de bulle et de rosée) pour les solutions de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ($T_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$, $X_{oA} = 0$ et $X_o = 0,34$)

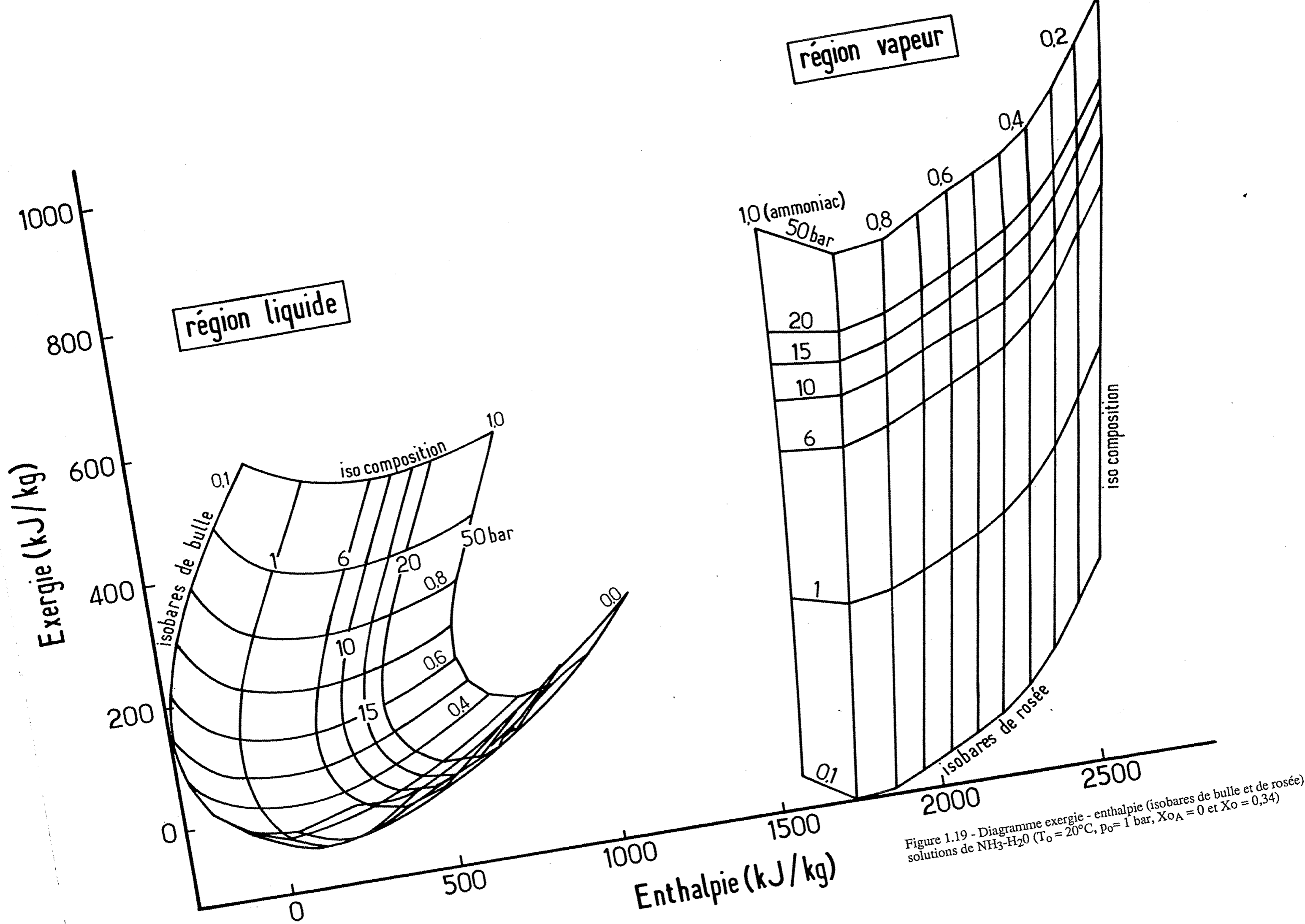


Figure 1.19 - Diagramme exergie - enthalpie (isobares de bulle et de rosée) solutions de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ($T_0 = 20^\circ\text{C}$, $P_0 = 1 \text{ bar}$, $X_{\text{O}_A} = 0$ et $X_{\text{O}} = 0,34$)

(L'analyse détaillé de ces machines est faite dans la Partie 3).

La performance de ce thermotransformateur est faite avec l'aide du logiciel ABS-EXAN que nous avons développé pour simuler la performance des thermotransformateurs multi-étagés au mélangeur et qui, pour des conditions d'opération données (température du rejet, du procédé, de l'environnement et puissance thermique du procédé) fait l'analyse thermodynamique (y compris l'analyse exergetique), technique et économique de tous les systèmes possibles (en variant les compositions des solutions de H₂O-LiBr) et définit le système optimal en tenant compte, soit des aspects exergetiques, économiques, soit des deux. Ce logiciel, qui appartient à la famille des logiciels PACA-DESIGN présentée dans la Partie 3 de cette thèse, est montré dans l'Annexe III.

Pour le cas considéré ici les valeurs des facteurs de Carnot (θ) et des flux de chaleur (par kg d'eau évaporée au premier évaporateur) sont montrées sur les Figures 1.21 (pour le séparateur) et 1.22 (pour le mélangeur bi-étagé).

Remarquons que dans le diagramme θ - h pour le séparateur, $\bar{\theta}_{de}$ est défini comme une grandeur équivalente à l'exergie reçue par le désorbeur :

$$\bar{\theta}_{de} = \frac{q_{de} \bar{\theta}_r - (\Delta ex_{ir})_{de}}{q_{de}} \quad (1.73)$$

De même pour le mélangeur :

$$\bar{\theta}_{ab1} = \frac{q_{ev2} \theta_{e2} + (\Delta ex_{ir})_{ab1}}{q_{ab1}} \quad (1.74)$$

$$\bar{\theta}_{ab2} = \frac{q_{ab2} \bar{\theta}_p + (\Delta ex_{ir})_{ab2}}{q_{ab2}} \quad (1.75)$$

Ces trois définitions sont faites parce que nous ne pouvons pas définir un θ seulement à partir des effets thermiques puisque dans le séparateur et l'absorbeur la variation d'exergie est fonction des effets thermiques et du transfert de matière.

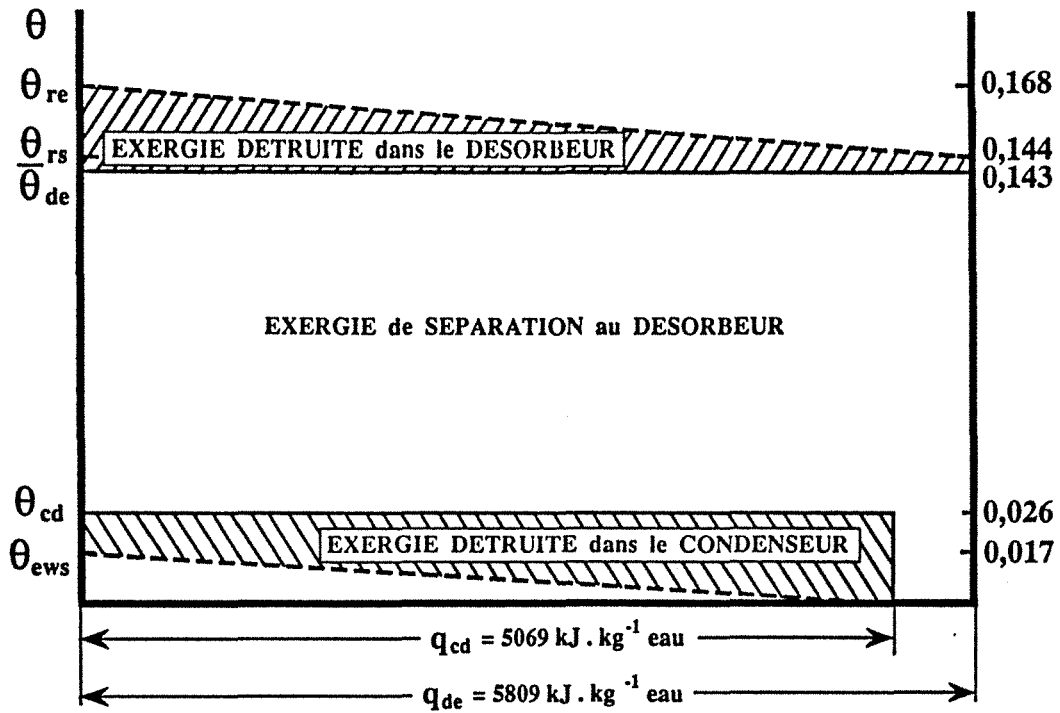


Figure 1.21 - Diagramme "θ-h" pour le Séparateur

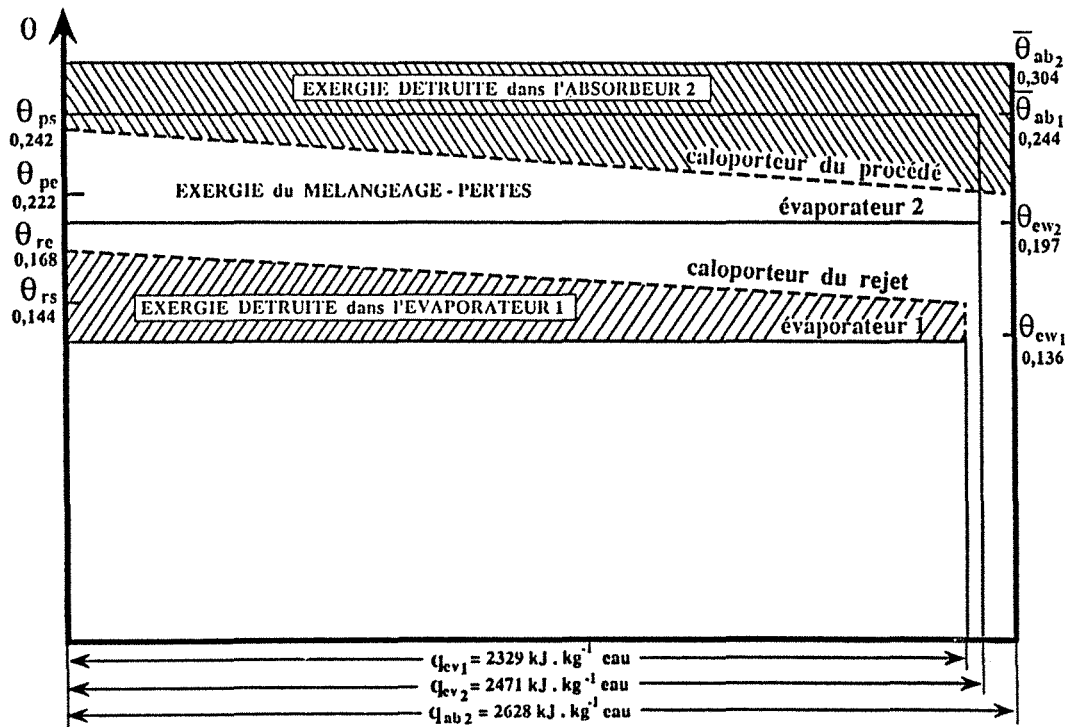


Figure 1.22 - Diagramme "θ-h" pour le Mélangeur bi-Etagé

Les bilans d'exergie fournissent :

$(\Delta ex_{ir})_{de} =$	72,1	kJ/kg eau
$(\Delta ex_{ir})_{cd} =$	162,9	kJ/kg eau
$(\Delta ex_{ir})_{ab1} =$	127,3	kJ/kg eau
$(\Delta ex_{ir})_{ev1} =$	44,6	kJ/kg eau (côté rejet)
$(\Delta ex_{ir})_{ab2} =$	189,4	kJ/kg eau
$(\Delta ex)_{sep} =$	627,6	kJ/kg eau
$(\Delta ex)_{mel} =$	607,9	kJ/kg eau (les deux étages)

Ces processus sont aussi montrés sur le diagramme "ex-h" pour H₂O-LiBr (voir Figure 1.23). On y peut mesurer les variations d'exergie subies par l'eau au condenseur $(\Delta ex)_{cd}$, et aux deux évaporateurs [$(\Delta ex)_{e1}$, $(\Delta ex)_{e2}$], ainsi que par exemple, le segment (ΔR) défini par l'équation 1.61, que pour le séparateur devient :

$$(\Delta R)_{sep} = \frac{q_{de} \bar{\theta}_r - q_{cd} \bar{\theta}_{cd} - (\Delta ex_{ir})_{glob}}{f} = 104,6 \text{ kJ/kg eau}$$

Remarquons que, sur le diagramme "ex-h" nous pourrions aussi calculer $(\Delta A)_{sep}$, $(\Delta A)_{ev1}$, $(\Delta R)_{ev1}$, $(\Delta A)_{ev2}$ et $(\Delta R)_{ev2}$ comme décrit dans 1.3.3.4.

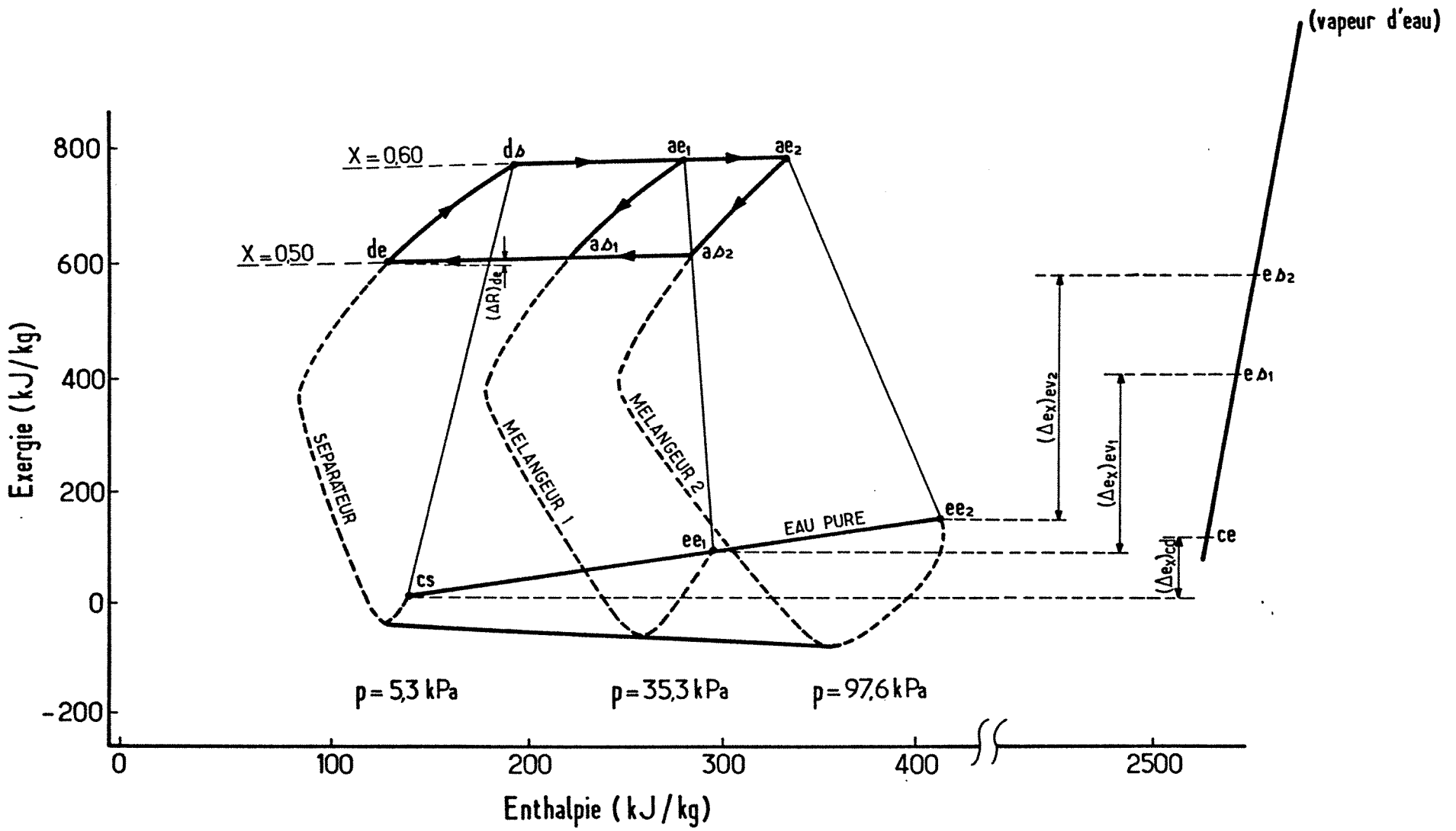
Soulignons aussi que pour pouvoir calculer les $\bar{\theta}_{ab}$ et $\bar{\theta}_{de}$ nous avons besoin du bilan d'exergie, c'est-à-dire une information additionnelle au diagramme "θ-h", tandis que quand nous utilisons le diagramme "ex-h" nous avons toutes les informations nécessaires pour analyser les processus de séparation et mélangeage.

b) Séparation d'un mélange de NH₃-H₂O

Considérons la séparation d'un mélange NH₃-H₂O qui entre dans le séparateur avec 80 % en amoniac et sort avec un mélange pauvre à 70 % de l'amoniac pur ($x = 1, 0$) sous une pression de 20 bar.

La Figure 1.24 montre le diagramme θ-h pour cette séparation qui est aussi montrée sur les Figures 1.25 (diagramme ex - x) et 1.26 (diagramme ex - h).

Figure 1.23 - Diagramme "ex-h" pour le thermotransformateur (séparateur et mélangeur)



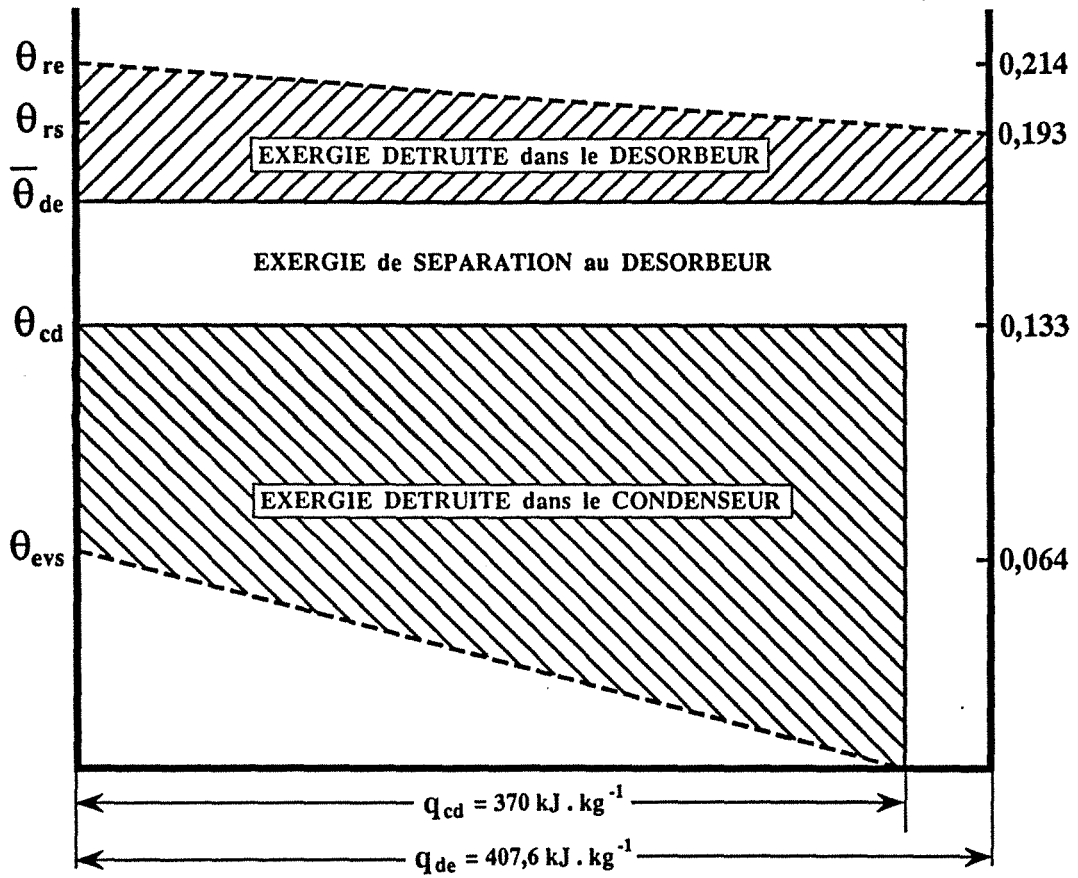


Figure 1.24 - Diagramme "θ-h" pour la Séparation du Mélange NH₃-H₂O

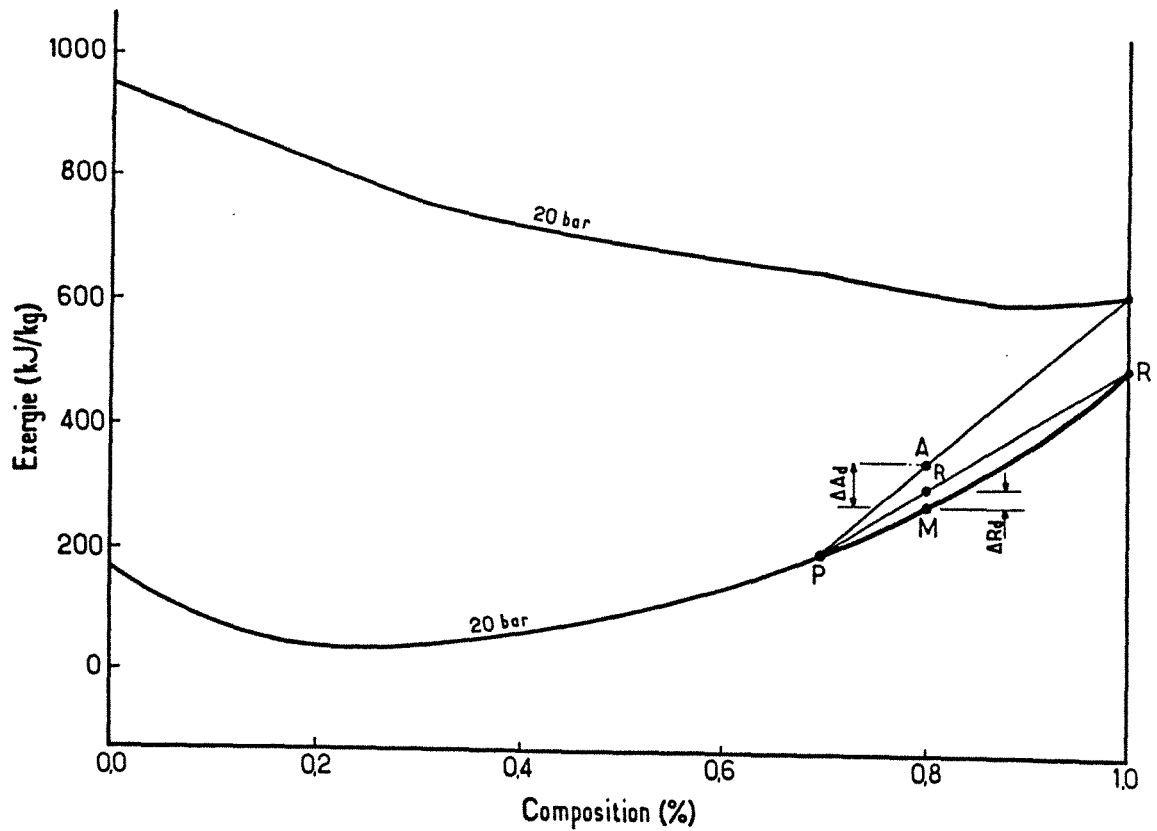


Figure 1.25 - Diagramme "ex-x" pour la Séparation du Mélange NH₃-H₂O.

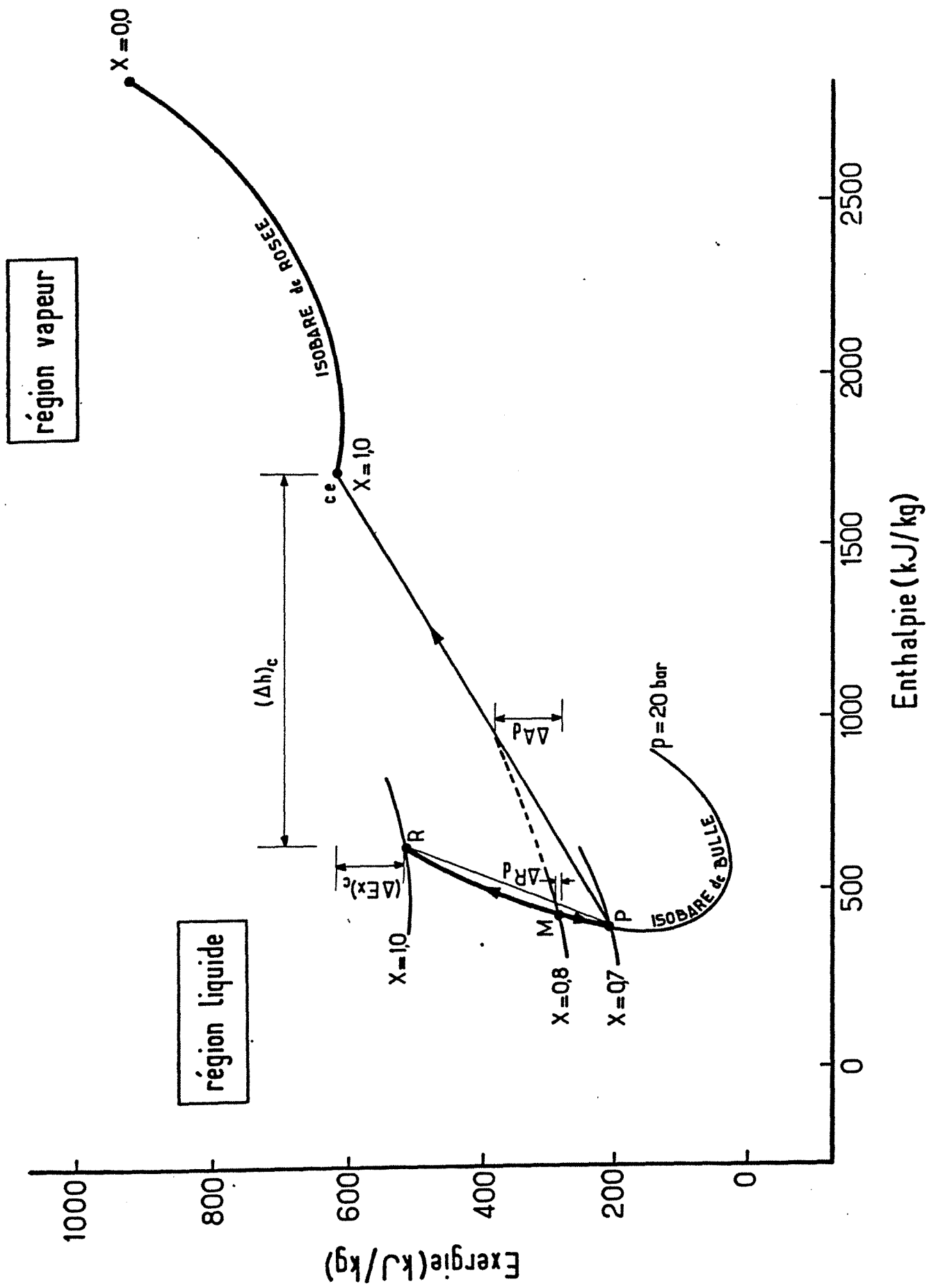


Figure 1.26 - Diagramme "ex-h" pour la Séparation du Mélange $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Le calcul des segments donne :

$$(\Delta A)_{de} = 70,4 \text{ (kJ/kg}_{mel})$$

$$(\Delta R)_{de} = 32,5 \text{ (kJ/kg}_{mel})$$

Observons que pour cet exemple la phase vapeur est composée d'amoniac pur ($x=1$) contrairement à l'exemple précédent, où la vapeur était de l'eau ($x=0$).

1.3.3.8 - La performance exergetique des séparateurs et mélangeurs

La performance exergetique des séparateurs et mélangeurs peut être évaluée en définissant les efficacités exergetiques de ces processus de la façon suivante :

$$\epsilon_{sep} = \frac{(\Delta ex)_{sep}}{Q_{de} \bar{\theta}_{de} - Q_{cd} \bar{\theta}_{ce}} \quad (1.76)$$

$$\epsilon_{mel} = \frac{Q_{ab} \bar{\theta}_{ab} - Q_{ev} \bar{\theta}_{ev}}{(\Delta ex)_{mel}} \quad (1.77)$$

c'est à dire que nous calculons le rapport entre l'exergie produite et l'exergie consommée.

Pour l'exemple a présenté auparavant nous avons :

$$\epsilon_{sep} = 0,504$$

$$\epsilon_{mel} = 0,353$$

et l'efficacité globale du thermotransformateur est :

$$\epsilon_{glob} = \frac{Q_{ab} \bar{\theta}_{ab} - Q_{ev} \bar{\theta}_{ev}}{Q_{de} \bar{\theta}_{de} - Q_{cd} \bar{\theta}_{cd}} \cong \epsilon_{sep} \cdot \epsilon_{mel} = 0,169$$

si l'on néglige la puissance des pompes de circulation d'eau et de solution.

Une autre façon de calculer la performance d'un thermotransformateur, consiste à définir le rendement exergetique :

$$\eta_{ex} = \frac{Q_{ab} \bar{\theta}_{ab}}{Q_{de} \bar{\theta}_{de} + Q_{ev} \bar{\theta}_{ev} + W_p} \quad (1.78)$$

qui est le rapport entre l'exergie utile fournie et l'exergie utilisée par la machine.

A titre d'exemple la Figure 1.26 montre l'évolution de ϵ_{sep} , ϵ_{mel} , $\epsilon_{sep} \cdot \epsilon_{mel}$ et η_{ex} pour les thermotransformateurs opérant entre $T_r = 80^\circ\text{C}$ et $T_p = 100^\circ\text{C}$, avec $T_{env} = 20^\circ\text{C}$. Pour chercher la condition optimale d'opération nous avons varié la valeur de la solution diluée de $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ de $x_d = 40\%$ jusqu'à $x_d = 55\%$, avec $x_c - x_d = 5\%$, pour

chaque condition d'opération. Donc chaque point de ce graphique correspond à une machine qui a x_d donnée par l'axe des abscisses, $x_c = x_d + 5 \%$ et

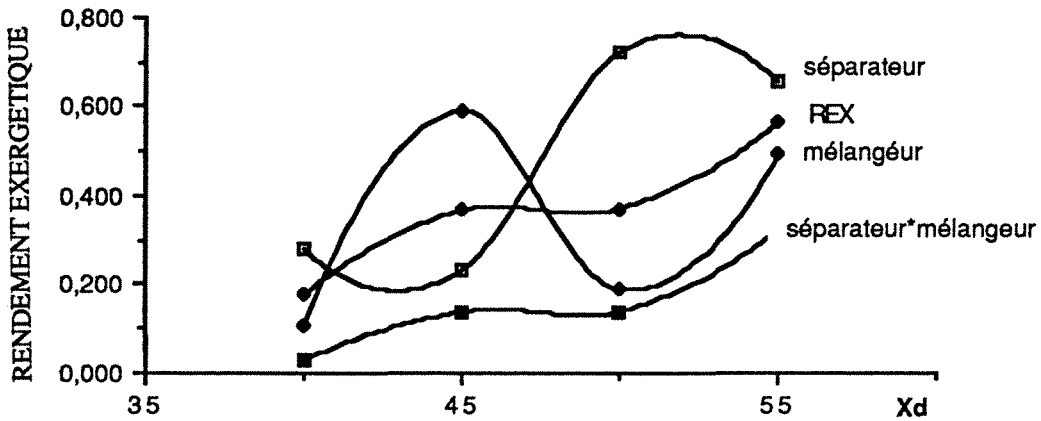


Figure 1.27 - Evolution des Performances Exergétiques ($T_r=80^\circ\text{C}$, $T_p=100^\circ\text{C}$, $T_{env}=20^\circ\text{C}$)

que doit remonter le niveau thermique du rejet de 80°C à 100°C .

Nous y constatons que les valeurs maximales sont atteintes pour la machine qui travaille avec $x_d = 55 \%$ et $x_c = 60 \%$.

Le calcul de ces systèmes a été fait avec l'aide du programme ABS-EXAN.

1.4. - ANALYSE ENTROPIQUE ET EXERGETIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR ET MATIERE

1.4.1 - Objectifs généraux

L'analyse de la génération d'entropie dans les échangeurs de chaleur est devenue un domaine important d'activité pour améliorer la performance de ces équipements. Plusieurs auteurs ont développé des analyses et modèles pour les échangeurs de chaleur [Bejan (17), Chen et Qian (18), Sarangi et Shandhurry (19), Grassman et Kopp (20)] et de matière [Tondeur et Kvaalen (21), San et All (22,23)].

Nous montrerons ici les conditions nécessaires pour minimiser la génération d'entropie dans un échangeur de chaleur en fonction du flux de chaleur transféré, du nombre de Reynolds des fluides et des diamètres hydrauliques, ainsi que l'évaluation du comportement entropique d'un échangeur de chaleur et matière.

D'une façon générale nous allons considérer un fluide qui traverse un échangeur où il transfère des extensités (matière, chaleur, quantité de mouvement) à une autre phase à travers une surface d'aire A . Ce schéma général pourra représenter les cas particuliers suivants :

- un échangeur de chaleur pur : le fluide est réchauffé (ou refroidi) de la température d'entrée T_1 à celle de sortie T_2

- un échangeur de matière pur : par exemple une extraction liquide/liquide isotherme, où la concentration du soluté dans le fluide passe de C_1 à C_2

- un échangeur de chaleur et matière simultanés (et couplés) : par exemple un absorbeur d'une pompe à chaleur où la solution concentrée absorbe la vapeur du solvant et, pendant ce processus, dégage une certaine quantité de chaleur

- un réacteur catalytique hétérogène, exo ou endo-thermique où le fluide est un mélange de plusieurs constituants réactifs dont la composition change de l'entrée à la sortie.

Nous présenterons d'abord l'analyse d'un échangeur de chaleur pur et ensuite le cas d'un échangeur de chaleur et matière.

1.4.2 - Les Optimums Entropique, Exergétique et Economique d'un Echangeur de Chaleur

1.4.2.1 - Les processus irréversibles

L'équation 1.27 montre que pour un échangeur de chaleur pur les sources d'irréversibilités sont dues aux gradients de température et dues à la dissipation de l'énergie mécanique par frottement interne de l'écoulement du fluide.

Considérons un échangeur de chaleur cylindrique, avec périmètre P constant tout le long de sa longueur L . Supposons que les fluides chaud et froid sont, dans chaque demi échangeur, en écoulement parallèle à la paroi A , en régime permanent et que les transferts d'extensités se font seulement perpendiculairement à la direction de l'écoulement, comme schématisé sur la Figure 1.28.

Prenons un élément de surface entre les deux fluides :

$$\Delta A = P \cdot \Delta L \quad (1.79)$$

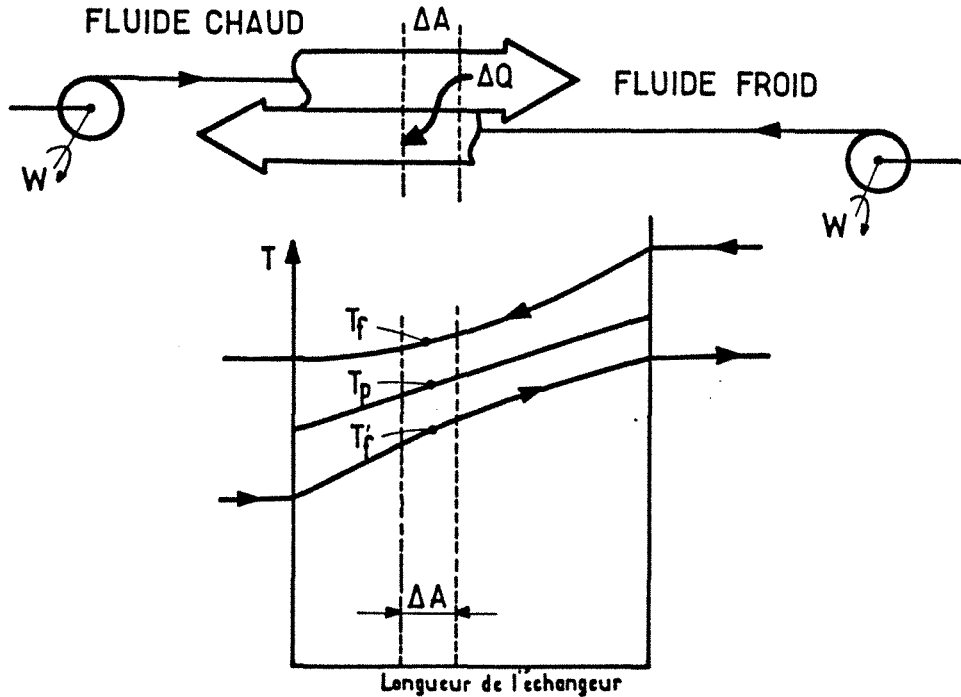


Figure 1.28 - Transfert de chaleur dans un échangeur à contre-courant.

Pour le demi-échangeur chaud le flux d'entropie qui quitte le coeur du fluide chaud est :

$$\Delta S_f = \frac{\Delta Q}{T_f} \quad (1.80)$$

Le flux d'entropie qui atteint la paroi et que celle-ci fournit au fluide froid (en négligeant les gradients dans la paroi) est :

$$\Delta S_p = \frac{\Delta Q}{T_p} \quad (1.81)$$

De cette façon le flux d'entropie créée par le transfert de chaleur dans le fluide chaud est :

$$\Delta S_{ct} = \Delta Q \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_f} \right) \quad (1.82)$$

Nous définissons le taux local de production d'entropie d'origine thermique, s_{ct} , comme :

$$s_{ct} = \frac{\Delta S_{ct}}{\Delta A}$$

soit :

$$s_{ct} \equiv q \left(\frac{1}{T_p} - \frac{1}{T_f} \right) \quad (1.83)$$

avec

$$q \equiv \frac{\Delta Q}{\Delta A} \quad (1.84)$$

La puissance mécanique dégradée en flux de chaleur par frottement interne dans la région considérée ci-dessus est :

$$\Delta W_d = \frac{m}{\rho} \Delta P \quad (1.85)$$

et le taux local de production d'entropie d'origine mécanique est :

$$s_{cm} \equiv \frac{w_d}{T_f} \quad (1.86)$$

avec

$$w_d = \frac{\Delta W_d}{\Delta A} \quad (1.87)$$

La production globale d'entropie dans cet élément de demi-échangeur "chaud" considéré est donc, la somme des deux termes partiels, de nature respectivement thermique et mécanique. Ainsi le taux local de production globale d'entropie, s_{cg} est :

$$s_{cg} \equiv s_{ct} + s_{cm} = \frac{1}{T_f} \left[q \left(\frac{T_f}{T_p} - 1 \right) + w_d \right] \quad (1.88)$$

Ecrivons maintenant que le flux de transfert de chaleur est proportionnel à la "force motrice thermique" ($T_f - T_p$) et à la conductance de transfert, h_{fp} :

$$q = h_{fp} (T_f - T_p) \quad (1.89)$$

Ainsi s_{cg} devient :

$$s_{cg} = \frac{1}{T_f} \left[\frac{q^2}{h_{fp} \cdot T_p} + w_d \right] \quad (1.90)$$

Pensons ensuite le phénomène en termes de paramètres adimensionnels puisque l'un des objectifs de cette étude est de chercher les conditions qui minimisent s_{cg} pour une condition de travail de l'échangeur, c'est-à-dire pour un flux de chaleur transféré du fluide chaud au fluide froid. Définissons donc le rapport de s_{cg} et du flux d'entropie qui est fourni à la paroi, que nous appellerons la production spécifique d'entropie globale (PSEG) :

$$PSEG \equiv \frac{s_{cg}}{q/T_p} \quad (1.91)$$

Elle est composée des deux termes partiels, la production spécifique d'entropie d'origine thermique (PSET) et la production spécifique d'entropie d'origine mécanique (PSEM) :

$$PSET \equiv \frac{S_{ct}}{q/T_p} \quad (1.92)$$

$$PSEM \equiv \frac{S_{cm}}{q/T_p} \quad (1.93)$$

soit

$$PSEG = PSET + PSEM \quad (1.94)$$

et avec l'aide de l'Equation 1.90 nous obtenons :

$$PSEG = \frac{q}{T_f \cdot h_{fp}} + \frac{w_d}{q} \frac{T_p}{T_f} \quad (1.95)$$

De même pour le demi-échangeur du fluide froid nous écrivons :

$$PSEG' = \frac{q}{T_f' \cdot h_{fp}} + \frac{w_d'}{q} \frac{T_p}{T_f'} \quad (1.96)$$

1.4.2.2 - Minimisation de la production d'entropie

Recherchons la valeur du flux de chaleur q qui minimise la PSEG quand la géométrie de l'échangeur et les caractéristiques de l'écoulement (nombre de Reynolds) sont fixés. Nous supposons ici que T_p est varié dans un petit domaine. Par exemple, la différence $(T_f - T_p)$ restera entre 2 K et 20 K, alors que T_f est de l'ordre de 300 K à 1000 K dans la plupart des applications industrielles. Il en résulte que les termes $(T_f \cdot h_{fp})^{-1}$ et $(w_d \cdot T_p \cdot T_f^{-1})$ peuvent être considérés comme constants (à environ 1 % à 2 % près).

Dans ces conditions l'expression 1.95 devient :

$$PSEG = K_t q + K_m q^{-1} \quad (1.97)$$

avec

$$K_t \equiv (T_f \cdot h_{fp})^{-1} \quad (1.98)$$

et

$$K_m \equiv w_d \frac{T_p}{T_f} \quad (1.99)$$

Le minimum de la PSEG est alors obtenu pour :

$$q_{opt} = \sqrt{\frac{K_m}{K_t}} = \sqrt{w_d \cdot T_p \cdot h_{fp}} \quad (1.100)$$

et la valeur de ce minimum est :

$$(PSEG)_{min} = 2 \cdot \sqrt{K_m \cdot K_t} \quad (1.101)$$

Remarquons qu'une propriété très intéressante de cet optimum réside dans le fait que, dans ces conditions, les deux composantes de la PSEG sont égales :

$$(PSET)_{\min} = (PSEM)_{\min} = \sqrt{K_m \cdot K_t} \quad (1.102)$$

Autrement dit : "les productions d'entropie d'origine thermique et d'origine mécanique sont égales à l'optimum".

Nous pouvons considérer ce résultat comme un cas particulier du théorème général d'équipartition des productions d'entropie [Tondeur et Kvaalen (21)]

L'égalité des deux composantes de la PSEG conduit à, selon l'équation 1.88 :

$$\left(\frac{w_d}{q}\right)_{\text{opt}} = \frac{T_f - T_p}{T_p} \quad (1.103)$$

Ce résultat simple permettra d'évaluer rapidement les conditions opératoires qui minimisent la production globale d'entropie, dans les applications industrielles.

Considérons, à titre d'exemple, un échangeur qui fonctionne avec $T_f = 313 \text{ K}$.

Supposons que la force motrice thermique soit variée de 3 K à 30 K. Nous en déduisons :

$$1,0 \% \leq \left(\frac{w_d}{q}\right)_{\text{opt}} \leq 10,6 \%$$

Comme deuxième exemple, supposons que la température du fluide passe à $T_f = 750 \text{ K}$. On obtient de même :

$$0,4 \% \leq \left(\frac{w_d}{q}\right)_{\text{opt}} \leq 4,2 \%$$

Ainsi dans les deux cas l'énergie mécanique consommée en frottements est de l'ordre de 1 % à 10 % de l'énergie thermique transférée.

Étendons ensuite le raisonnement développé jusqu'ici à tout le demi-échangeur chaud. Supposons donc que la température T_f varie de T_{fe} , à l'entrée jusqu'à T_{fs} , à la sortie, ainsi que la température de la paroi T_p (T_{pe} à T_{ps}).

En ce qui concerne le terme de perte de charge nous savons que pour un échangeur cylindrique en régime permanent, la chute de pression par unité de longueur ($\Delta p/\Delta L$) est uniforme sur toute la longueur L . Dans le cas d'un fluide incompressible, ou bien d'un gaz avec faible perte de pression, sa masse volumique ρ subit de très faibles variations. Dans ces conditions w_d peut être considérée comme constante tout le long de l'échangeur.

Autrement dit, en chaque point de l'échangeur, les productions locales d'entropie d'origines thermique et mécanique restent égales à l'optimum.

Introduisons les valeurs moyennes de la température de paroi \bar{T}_p et de la conductance de transfert \bar{h}_{fp} . Le flux de transfert de chaleur spécifique à l'optimum est alors :

$$q_{\text{opt}} = \sqrt{w_d \cdot \bar{T}_p \cdot \bar{h}_{fp}} \quad (1.104)$$

et la force motrice moyenne à l'optimum est :

$$(\bar{\Delta T})_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{w_d \cdot \bar{T}_p}{\bar{h}_{fp}}} \quad (1.105)$$

- Généralisation à l'échangeur complet

Les raisonnements précédents peuvent être appliqués de même au demi-échangeur froid, comme fait auparavant. On aboutit à :

$$q'_{\text{opt}} = \sqrt{w'_d \bar{T}_p \bar{h}'_{fp}} \quad (1.106)$$

et

$$\left(\frac{w'_d}{q'}\right)_{\text{opt}} = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_{f'}}{\bar{T}_p} \quad (1.107)$$

Couplons maintenant les deux demi-échangeurs et donnons-nous l'objectif de minimiser la somme des quatre processus élémentaires de production d'entropie de l'échangeur, soit :

$$\text{PSEG} + \text{PSEG}' = (\text{PSET} + \text{PSET}') + (\text{PSEM} + \text{PSEM}') \quad (1.108)$$

c'est-à-dire :

$$\text{PSEG} + \text{PSEG}' = (\bar{K}_t + \bar{K}'_t) q + (\bar{K}_m + \bar{K}'_m)^{-1} q \quad (1.109)$$

La même procédure d'optimisation s'applique encore ici. Elle nous fournit la même conclusion que dans les cas antérieurs :

$$\begin{aligned} (\text{PSET} + \text{PSET}')_{\text{min}} &= (\text{PSEM} + \text{PSEM}')_m = \\ &= \sqrt{(\bar{K}_m + \bar{K}'_m) (\bar{K}_t + \bar{K}'_t)} \end{aligned} \quad (1.110)$$

Nous énonçons encore ici :

"La somme des flux de production d'entropie d'origine thermique et de ceux d'origine mécanique, dans l'ensemble des deux fluides chaud et froid, sont égales à l'optimum".

La valeur optimale du flux de chaleur qui minimise la génération d'entropie de tout l'échangeur est donc :

$$q_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\bar{K}_m + \bar{K}'_m}{\bar{K}_t + \bar{K}'_t}} \quad (1.111)$$

Supposons maintenant que nous voulions minimiser la production d'entropie dans chacun des deux demi-échangeurs et aussi dans tout l'échangeur. Ainsi il faut que les processus obéissent aux contraintes établies auparavant :

$$\left(\frac{\bar{w}_d}{q}\right)_{\text{opt}} = \frac{\bar{T}_f - \bar{T}_p}{\bar{T}_p}$$

$$\left(\frac{\bar{w}_d'}{q}\right)_{\text{opt}} = \frac{\bar{T}_p - \bar{T}_f'}{\bar{T}_p}$$

$$q_{\text{opt}} = \sqrt{\bar{w}_d \cdot \bar{T}_p \cdot \bar{h}_{fs}} = \sqrt{\bar{w}_d' \cdot \bar{T}_p \cdot \bar{h}'_{pf}}$$

c'est-à-dire :

$$\frac{\bar{w}_d}{\bar{w}_d'} = \frac{\bar{T}_f - \bar{T}_p}{\bar{T}_p - \bar{T}_f'} = \frac{\bar{h}_{pf}'}{\bar{h}_{fp}} \quad (1.112)$$

En outre, la combinaison de ces diverses relations s'exprime comme suit :

$$\text{PSET}_{\text{min}} = \text{PSET}'_{\text{min}} = \text{PSEM}_{\text{min}} = \text{PSEM}'_{\text{min}} \quad (1.113)$$

c'est-à-dire que les quatre processus élémentaires ont la même valeur de production d'entropie.

1.4.2.3 Minimisation du coût opératoire.

Associons à chaque quantité d'entropie produite une valeur économique qui est fonction du type d'énergie qui est dégradée. Donc pour l'énergie thermique nous considérons une valeur " v_t " et pour l'énergie mécanique (plus noble) une valeur " v_m " supérieure à v_t .

Donc nous définissons deux nouvelles grandeurs : le coût spécifique de production d'entropie thermique, CPET et le coût spécifique de production d'entropie mécanique, CPEM :

$$\text{CPET} = v_t * \text{PSET} \quad (1.114)$$

$$\text{CPEM} = v_m * \text{PSEM} \quad (1.115)$$

Le coût global de production d'entropie est donc :

$$\text{CPEG} = v_t * \text{PSET} + v_m * \text{PSEM} \quad (1.116)$$

La valeur de q qui minimise CPEG est alors :

$$(q)_{\text{opt-eco}} = \sqrt{\frac{v_m * \bar{K}_m}{v_t * \bar{K}_t}} \quad (1.117)$$

c'est-à-dire les optimums économique et entropique sont liés par l'expression suivante :

$$(q)_{\text{opt.eco}} = \sqrt{\frac{v_m}{v_t}} * (q)_{\text{opt.ent}} \quad (1.118)$$

La valeur minimale de CPEG est donc :

$$(CPEG)_{\text{min}} = \sqrt{v_m * v_t} * PSEG \quad (1.119)$$

et pour cette condition le coût de l'entropie d'origine thermique produite est égal au coût de l'entropie d'origine mécanique produite.

Nous pourrions penser cet analyse de coût de production d'entropie en termes de coût d'exergie détruite car l'exergie détruite est tout simplement :

$$\Delta Ex_{\text{det}} = T_0 \Delta S_{\text{ir}} \quad (1.120)$$

Nous arriverions donc aux mêmes conclusions décrites ci-dessus.

1.4.2.4 - Comparaison des optimums entropique et économique

Considérons les conditions optimales de production d'entropie et de coût opératoire d'un échangeur composé de tubes cylindriques verticaux ($d = 17\text{mm}$), à l'intérieur desquels s'écoule de l'eau à 40°C , avec un débit tel que son nombre de Reynolds est de 30 000. Sur la surface extérieure ruisselle un mince film d'eau à 30°C , de débit tel que son nombre de Reynolds est de 500, comme schématisé sur la Figure 1.29. La température de la paroi est de 36°C . La valeur de v_m est prise égale à trois fois v_t (rapport existant sur le marché entre le coût de l'énergie mécanique et le coût de la chaleur).

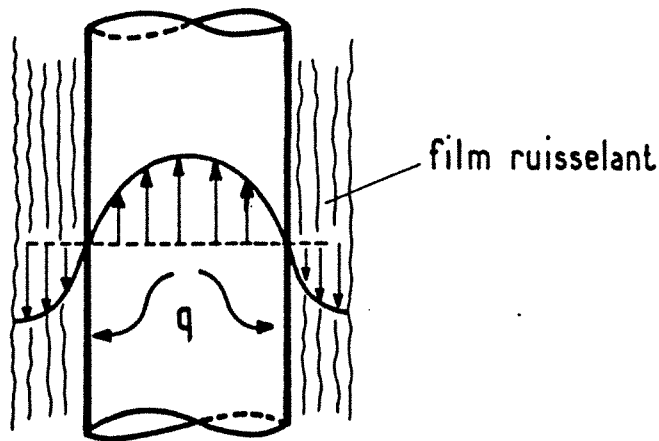


Figure 1.29 - Echangeur de Chaleur Tubulaire avec Caloporteur et Film Ruisselant à Contre-Courant en Echauffement

Pour un film ruisselant en régime permanent ($Re_f > 400$) l'expression de la PSEG est (voir détails dans l'annexe IV) :

$$(PSEG)_f = \frac{a}{T_f} Re_f^{2/3} q + \frac{T_p}{T_f} b Re_f^{-1} q \quad (1.121)$$

avec

$$a = 384,6 \nu_f^{2/3} g^{-1/3} k_f^{-1} - 0,344 \Pr_f \quad (1.122)$$

$$b = \mu'_f g \quad (1.123)$$

en utilisant la corrélation de Wilke (24) pour le coefficient de transfert de chaleur en échauffement paroi-film.

Pour la caloporteur nous avons :

$$(PSEG)_c = K_3 d_h Re_c^{-0,8} + K_4 d_h^{-3} Re_c^{2,8} \quad (1.124)$$

avec

$$K_3 = (0,023 C_{pc} \mu'_c T_c)^{-1} \quad (1.125)$$

$$K_4 = 0,023 T_p T_c^{-1} \mu'_c{}^3 \rho_c^{-2} \quad (1.126)$$

Les expressions du flux de chaleur optimal pour le film, le caloporteur, l'ensemble du film et du caloporteur et le coût opératoire sont donc :

$$(q_{opt})_f = \left(\frac{T_p \cdot b}{a}\right)^{1/2} Re_f^{5/6} \quad (1.127)$$

$$(q_{opt})_{calo} = \left(\frac{K_4}{K_3} \cdot d_h^{-4} Re_f^{5/6}\right)^{0,5} \quad (1.128)$$

$$(q_{opt})_{ech} = \left(\frac{T_p T_f^{-1} b Re_f + K_4 d_h^{-3} Re_c^{2,8}}{a T_f^{-1} Re_f^{-2/3} + K_3 d_h Re_c^{-0,8}}\right)^{0,5} \quad (1.129)$$

$$(q_{opt})_{op} = 1,73 * (q_{opt})_{ech} \quad (1.130)$$

Les résultats obtenus pour les conditions d'opération données sont présentés sur le Tableau 1.1.

	Objectif de l'Optimisation			
	Film Ruisselant	Caloporteur	Echangeur Complet	Coût Opératoire
q_{opt} (W m ⁻²)	2 358	2 047	2 175	3 767

Tableau 1.1 - Flux de Chaleur Optimals

On y constate que les trois optimums entropiques sont proches les uns des autres et que le fait de donner une valeur à chaque forme d'énergie dégradée déplace l'optimum

économique de, à peu près, $\sqrt{\frac{v_m}{v_t}}$.

Les valeurs de q_{opt} obtenues ici sont de l'ordre de 10 % des valeurs des flux de chaleur normalement utilisés dans les échangeurs industriels à films ruisselants dans la région de nombre de Reynolds considéré. Ce qui démontre encore une fois, que les appareils industriels sont rarement optimisés en vue de minimiser leur coût opératoire. Un autre facteur est considéré comme plus important, à savoir le coût d'investissement. En fait la grandeur à minimiser est généralement un coût global, qui est une combinaison du coût opératoire et du coût d'investissement, comme il sera fait dans la Partie 3 de cette thèse pour l'optimisation de systèmes de pompes à chaleur.

1.4.3 - Analyse Entropique d'un Echangeur de Chaleur et Matière

Analysons un échangeur de chaleur et matière où une solution absorbe une vapeur comme montré sur la Figure 1.30. Un tel processus est analogue à celui qui se déroule dans un absorbeur d'une pompe à chaleur qui opère, par exemple, avec une solution de $H_2O-LiBr$ et de la vapeur d'eau.

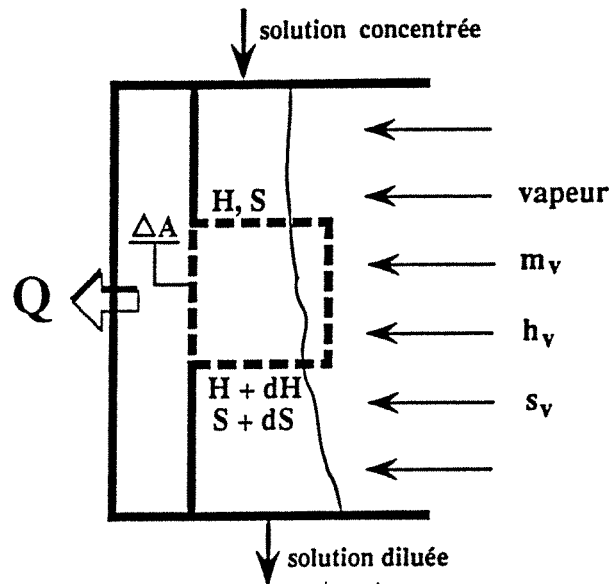


Figure 1.30 - Schéma d'une Absorption avec Effet Thermique

Les bilans d'enthalpie et d'entropie appliqués au volume marqué en pointillé sur la Figure 1.30 donnent :

$$dH = m_v h_v - \delta Q \quad (1.131)$$

$$dS = -\frac{\delta Q}{T_p} + m_v s_v + \Delta S_{ir} \quad (1.132)$$

L'emploi de l'équation 1.14 donne ici :

$$dS = \frac{m_v h_v - \delta Q}{T_s} + \frac{W_d}{T_s} - \frac{1}{T_s} \sum \mu_i dn_i$$

Admettons que la vapeur absorbée ne contienne que du solvant pur (par exemple de l'eau pure). Donc nous pouvons écrire :

$$\Delta S = \frac{m_v h_v - \delta Q}{T_s} + \frac{W_d}{T_s} - \frac{\mu_{vs} m_v}{T_s M_v} \quad (1.133)$$

En combinant 1.131 et 1.132 la production d'entropie devient :

$$\Delta S_{ir} = \frac{\delta Q}{T_p} \left(\frac{T_s - T_p}{T_s} \right) + \frac{W_d}{T_s} + m_v \left(\frac{h_v}{T_s} - s_v - \frac{\mu_{vs}}{M_v T_s} \right) \quad (1.134)$$

Nous constatons ici que l'effet de diffusion du solvant dans la solution représente le troisième phénomène de production d'entropie, les deux autres étant les effets thermique et mécanique. Remarquons de plus que dans le troisième terme il y a le couplage de l'effet thermique (différence de température entre la vapeur et la solution) et de l'effet de composition (vapeur pure et absorbée dans la solution).

Nous ne développerons pas ici une analyse d'optimisation de la production d'entropie car la recherche de la valeur optimale du flux de chaleur devrait être faite cas par cas, puisque les hypothèses simplificatrices utilisées pour le transfert de chaleur ne sont pas valables ici. De toute façon cette recherche est analogue à celle qui a été présentée en 1.3.3.8.

Nous nous contenterons ici de présenter un exemple pour pouvoir comparer les contributions de chaque source d'irréversibilité.

Considérons donc un absorbeur isobare (voir Figure 1.29) qui opère avec une solution de H₂O-LiBr qui entre à 35 % (en masse de LiBr) et 54,3 °C et sort à 30 % et 51,3°C, avec un débit massique à l'entrée, m_e , de 0,1 kg.s⁻¹. La vapeur absorbée est de l'eau pure à 46°C et 10 kPa (0,1 bar). Supposons encore :

$$\overline{T_s - T_p} = 3 \text{ K}$$

$$\bar{h}_{sp} = 1,5 \text{ kW.K}^{-1} \text{ m}^{-2}$$

$$\Delta Z = 2 \text{ m}$$

Pour calculer le potentiel chimique de l'eau dans la solution il suffit de considérer que la solution est en équilibre thermodynamique avec la phase vapeur (composée d'eau pure). Donc μ_{vs} est égal au potentiel chimique de la vapeur dans les conditions d'équilibre thermodynamique de l'interface liquide-vapeur.

Ainsi les bilans d'enthalpie et d'entropie, calculés à partir des données fournies par le logiciel ABS-EXAN sont :

$$Q = 40,9 \text{ kW}$$

$$\Delta S_i = 1,180 \text{ W/K}$$

avec la composition suivante des termes de production d'entropie :

$$\frac{Q}{\bar{T}_p} \left(\frac{\overline{T_s - T_p}}{\bar{T}_s} \right) = 1,167 \text{ WK}^{-1}$$

$$\frac{W_d}{\bar{T}_s} = 0,007 \text{ W.K}^{-1}$$

$$m_v \left(\frac{h_v}{\bar{T}_s} - s_v - \frac{\mu_{vs}}{M_v T_s} \right) = 0,006 \text{ W.K}^{-1}$$

Nous constatons donc encore ici, c'est que le terme thermique est le plus important, le terme dû aux gradients de concentration étant du même ordre de grandeur que le terme mécanique. Ceci est dû au fait que la solution a des concentrations relativement faibles en LiBr.

Néanmoins l'importance du terme de composition croît quand les concentrations en LiBr augmentent. Ainsi pour des compositions proches de 50 % le terme de composition atteint des valeurs égales, voire, supérieures à celles du terme thermique, ce qui démontre l'intensité de la production d'entropie due à la différence de potentiel chimique, autant que la différence de température lors du processus d'absorption, comme montré par l'équation 1.27.

1.5. - CONCLUSIONS

L'analyse entropique et exergetique des processus de transfert de chaleur et matiere que nous avons faite montre, d'une facon generale que, selon les besoins de l'etude, soit l'une, soit l'autre s'avere comme la plus adquate pour l'utilisation.

Ainsi, si nous sommes interesses a identifier, calculer et comparer les sources d'irreversibilites, c'est l'analyse entropique qui est la plus performante, puisque c'est a partir de l'etude de l'entropie que nous pouvons bien caracteriser comment se deroulent les processus irreversibles.

Par contre, la comparaison des performances de differents systemes est faite d'une facon homogene quand nous la faisons en termes d'exergie, car tous les flux d'energie sont referes a l'environnement. Quand nous employons l'analyse entropique, elle est fort influencee par une temperature caracteristique du systeme [Herold (25)], ce qui peut rendre difficile une comparaison directe entre deux systemes.

Un autre aspect qui favorise l'analyse exergetique, dans l'evaluation de la performance d'un systeme, est que l'on peut plus facilement associer les concepts de cout a l'exergie detruite que a l'entropie produite.

En tout cas nous ne pouvons pas dissocier les deux concepts car quand on parle d'exergie on parle d'enthalpie et d'entropie.

Les diagrammes exergetiques proposes sont tres utiles pour realiser l'analyse d'un processus de separation/melangeage. Des trois types de diagrammes developpes : "facteur de Carnot - enthalpie", "exergie-composition" et "exergie-enthalpie", c'est le dernier qui est le plus utile, et complet, car il englobe les donnees fournies par le diagramme classique de Ponchon ainsi que par le diagramme "exergie-composition". Donc on y retrouve les informations necessaires pour realiser les bilans d'enthalpie et d'exergie.

Un aspect qui meritera un approfondissement supplementaire est l'analyse du comportement du "facteur de Carnot d'un melange binaire" comme moyen pour identifier les conditions optimales de realisation d'une separation/melangeage.

La definition de la PSEG et la recherche des conditions d'operation d'un echangeur de chaleur qui minimisent sa valeur nous fournissent des informations importantes pour evaluer la performance d'un tel equipement. Ces concepts seront utilises dans la Partie 2 quand nous allons comparer la performance de plusieurs promoteurs de turbulence d'un ecoulement du type film ruisselant qui auront pour but d'ameliorer les conditions du transfert de chaleur dans le film.

Remarquons finalement que l'evaluation des rendements/efficacites exergetiques d'un separateur/melangeur de pompe a chaleur ainsi que l'analyse entropique des processus qui se deroulent dans ces appareils, developpees auparavant, constituent les bases thermodynamiques pour la conception et le choix des systemes optimales de thermostransformateurs et frigo-pompes qui seront presentes dans la Partie 3.

REFERENCES

- (1) Prigogine I. "Etude thermodynamique des phénomènes irréversibles", Dunod Editeurs, Paris, Editions Desver - Liège, 1947
- (2) Pacault A. et Vidal C. "A chacun son temps", Flammarion, Paris 1975
- (3) Balmer R.T. "Entropy and aging in biological systems", Chem. Eng. Commun., vol. 17, pp. 171-181, 1982
- (4) Denbigh K "The principles of chemical equilibrium", Cambridge University Press, Cambridge U.K., 1987
- (5) Munster A. "Thermodynamique des processus irréversibles", Presses Universitaires de France, 1966
- (6) Kotas T.J. "The exergy method of thermal plant design", Butterworths, G.B., 1985
- (7) Szargut J., Morris D.R., Steward F.R., "Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes", Hemisphere Pub. Co. N.Y., 1988
- (8) Le Goff P. et all "Application of the Enthalpy-Carnot Factor Diagram to the Exergy Analysis of Distillation Processes", in Fundamentals of Thermodynamics and Exergy Analysis, AES - vol. 19, edited by Tsatsaronis G. et all, ASME, p. 21-28, 1990
- (9) Thring M.W. "The Virtue of Energy, its Meaning and Practical Significance", Journal of the Institute of Fuel, Vol 17, 1944, pp 116-123
- (10) Niida K., Shiroko K. and Umeda T. "A Thermodynamic Analysis of Heat Integration in Cryogenic Separation Process Systems", J. Chem. Eng. Jap., 17, pp 375-381, 1984
- (11) Morris D.R. and Szargut J. "Standard Chemical Exergy of Some Elements and Compounds on the Planet Earth" Energy, vol. 11, n° 8, pp 733-755, 1986
- (12) Szargut J. and Morris D. "Calculation of the standard chemical exergy of some elements and their compounds, based upon sea water as the datum level substances", Bulletin of the Polish Academy of Sciences - Technical Sciences, vol. 33, M° 5-6, 1985
- (13) Mc Neely L.A. "Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide", ASHRAE Transactions, vol. 85, part I, pp. 413-434, 1979
- (14) Koehler W.J. et all "Entropy calculations for lithium bromide aqueous solutions and approximation equation", ASHRAE Transactions, vol. 93, 2, pp. 2379-2388, 1987
- (15) Van Wylen G.J., Sonntag R.E. "Fundamentos da termodinamica classica", Editora Edgard Blücher Ltda, S. Paulo, 1976
- (16) Bosniakovic F. "Technische thermodynamik, II Teil, Steinkopff, Dresden und Leipzig, 1937

- (17) Bejan A. "Entropy generation through heat and fluid flow", John Wiley, N.Y., 1982
- (18) Chen W. and Qian R. "Comparison between performances of various convective modes by entropy generation analysis", in : "Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems (Proceedings of TAIES'89 - Beijing, China), pp. 37-40, Pergamon Press, Oxford
- (19) Sarangi S. and Shaudhurry K. "On the generation of entropy in a counterflow heat exchanger", Cryogenics, Feb. 1982, pp. 63-65
- (20) Grassmann P. and Kopp J. "Zur günstigsten Wahl der temperaturdifferenz und der wärmeübergangszahl in wärmeaustauschern", Kaltetechnik (9), 10/1957, pp. 306-308
- (21) Tondeur D. and Kvaalen E. "Equipartition of entropy production. An optimality criterion for transfer and separation processes", Ind. Eng. Chem. Res., 1987, 26-50
- (22) San J.Y., Worek W.M. and Lavan Z. "Entropy generation in convective heat transfer and isothermal convective mass transfer", Journal of Heat Transfer, vol. 109, pp. 647-652, august 1987
- (23) San J.Y., Worek W.M. and Lavan Z. "Entropy generation in combined heat and mass transfert", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 30, n° 7, pp. 1359-1369, 1987
- (24) Ganic E.N., Mastanaiah K. "Hydrodynamics and heat transfer in falling film flow", in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Hemisphere Publishing Co, pp. 487-527
- (25) Herold K.E. "The entropic average temperature concept as a tool for analyzing cycles involving mixtures" in Proceedings of the International Conference "Analysis of Thermal and Energy Systems" Athens, pp. 23-34, 1991

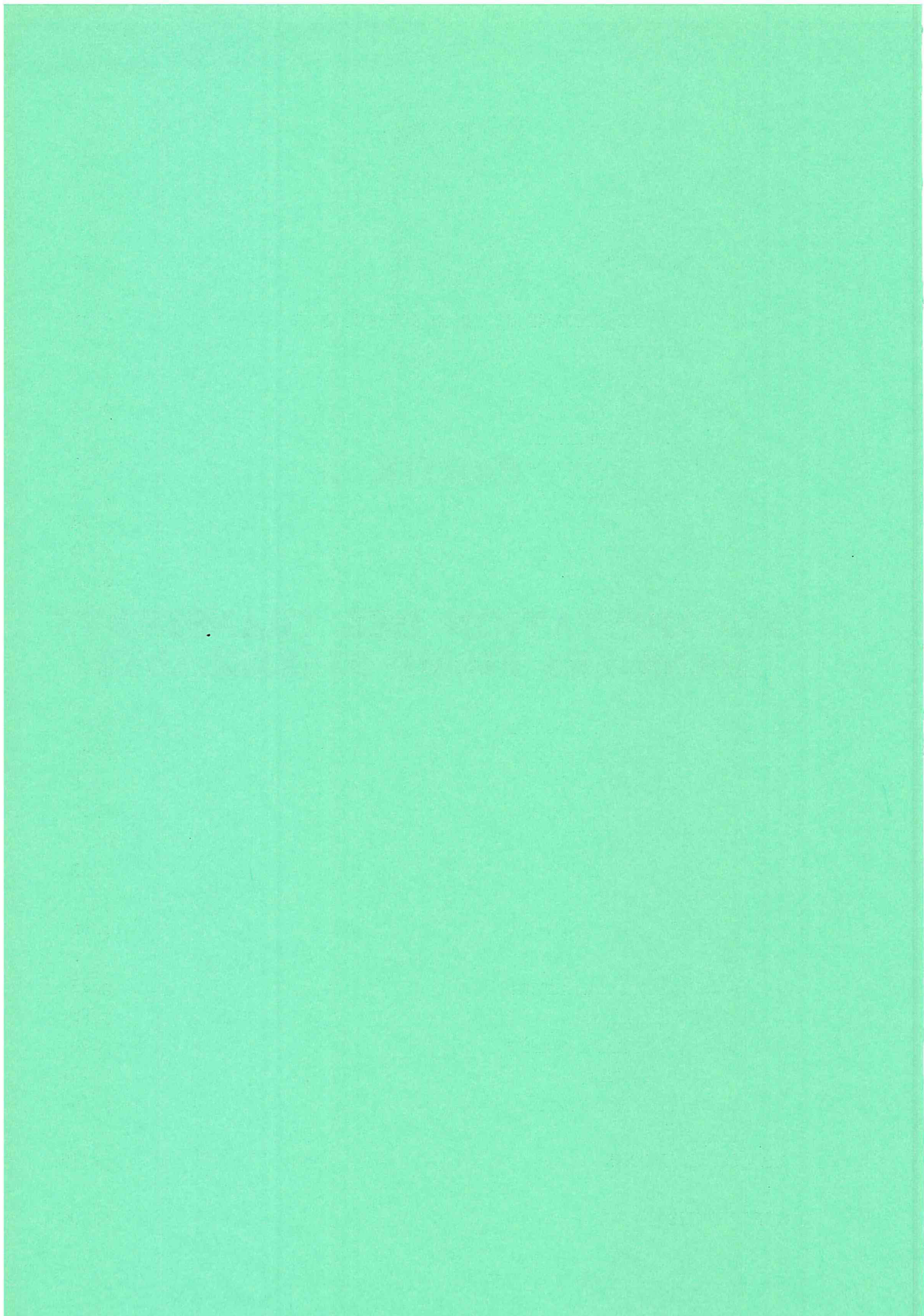
REFERENCES COMPLEMENTAIRES

- Bejan A. "Advanced engineering thermodynamics", John Wiley & Sons N.Y., 1988
- Cheng C. and Shih Y. "Exergy and energy analyses of absorption heat pumps", Int. Journal of Energy Research, vol. 12, pp. 189-203, 1988
- Costa de Beauregard O. "Le second principe de la science du temps - entropie, information, irréversibilité", Editions du Seuil, Paris, 1963
- De Nevers N. "The second way to use second law", Chemtech, pp. 306-317, may, 1982
- De Nevers N. and Seader J.D. "Lost work a measure of thermodynamic efficiency", Energy, vol. 5, pp. 757-769, 1980
- El Sayed Y.M. and Evans R.B. "Thermoeconomics and the design of heat systems", Journal of Eng. for Power (Transactions of the ASME), pp. 27-35, january 1970.

- Hirschfelder J.O., Curtiss C.F., Byron Bird R. "Molecular theory of gases and liquids", John Wiley, 2nd Edition, 1964
- King C.J. "Separation processes", Mc Graw-Hill Book Co, 2nd Edition, N.Y., 1980
- Koehler W.J. et all "Availability simulation of a lithium bromide absorption heat pump", Heat Recovery Systems & CHP, vol. 8, n° 2, pp. 157-171, 1988
- Serruys M. "Passage de l'énergie chimique au travail ou à l'énergie électrique", Entropie n° 82, pp. 4-7, 1978
- Schlegel R. "Entropy and relativity theory" in "Entropy and information in Science and Philosophy", edited by Libor Kubat and Jiri Zeman, Academia, Prague, 1975
- Tsatsaronis G., Pisa J.J. and Gallego L.M. "Chemical exergy in exergo economics", Proceedings of the Int. Symp. : "Thermodynamic Analysis an Improvement of Energy Systems", Pergamon-Press, pp. 195-200, Beijing China, 5-8 juin 1989

PARTIE 2

**AUGMENTATION DES TRANSFERTS
DANS LES FILMS RUISSELANTS**



PARTIE 2

SOMMAIRE

2.1. - INTRODUCTION	p. 70
2.2. - LES TRANSFERTS DANS LES FILMS RUISSELANTS	p. 71
2.2.1 - <u>Introduction</u>	p. 71
2.2.2 - <u>Hydrodynamique du Film</u>	p. 72
2.2.3 - <u>Transfert de chaleur</u>	p. 75
2.2.3.1 - <i>Echauffement</i>	p. 75
2.2.3.2 - <i>Evaporation</i>	p. 78
2.2.3.3 - <i>Condensation</i>	p. 79
2.2.4 - <u>Transfert de matière</u>	p. 80
2.2.5 - <u>Les zones sèches</u>	p. 83
2.2.6 - <u>Augmentation des transferts dans les films</u>	p. 84
2.3. - LES PROMOTEURS DE TURBULENCE	p. 86
2.3.1 - <u>Les buts des promoteurs</u>	p. 86
2.3.2 - <u>Structures développées</u>	p. 86
2.3.2.1 - <i>Les filets</i>	p. 86
2.3.2.2 - <i>Tube rainuré</i>	p. 90
2.4. - INSTALLATION EXPERIMENTALE	p. 92
2.5. - RESULTATS EXPERIMENTAUX	p. 95
2.5.1 - <u>Méthodologie générale</u>	p. 95
2.5.2 - <u>Calcul de h_f</u>	p. 95
2.5.3 - <u>Comparaison des Nu_f</u>	p. 96
2.5.4 - <u>Calcul de S_f^*</u>	p. 101
2.5.5 - <u>Comparaison des S_f^*</u>	p. 104
2.6. - CONCLUSIONS	p. 105
REFERENCES	p. 106

NOMENCLATURE

SYMBOLES LATINS

A	: Aire de la surface d'échange (m^2)
a	: Constante, dimension des mailles (m)
b	: Exposant, dimension des mailles (m)
C	: Concentration d'un gaz dans un liquide ($mol.m^{-3}$), constante
C^*	: Concentration à saturation ($mol.m^{-3}$)
C_∞, C_m	: Constantes
c_p	: Chaleur spécifique ($kJ.kg^{-1} K^{-1}$)
c	: Dimension des mailles (m)
D	: Diffusivité moléculaire d'un gaz dans un liquide ($m^2.s^{-1}$)
e	: Constante
F_{Nu}	: Fonction définie par l'équation 2.63
F_s	: Fonction définie par l'équation 2.68
G_a	: Nombre de Galilée
g	: Accélération gravitationnel ($m.s^{-2}$)
h	: Coefficient de transfert de chaleur ($W.m^{-2} K^{-1}$)
h^*	: Défini par l'équation 2.14
h_{lg}	: Enthalpie latente de vaporisation ($kJ.kg^{-1}$)
K_f	: Nombre du film
k	: Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
k_L	: Coefficient de transfert de matière dans le liquide ($m.s^{-1}$)
k^*	: Défini par l'équation 2.52
L	: Longueur (m)
m	: Constante, débit massique ($kg.s^{-1}$)
n	: Exposant
N_T	: Epaisseur adimensionnelle du film
Nu	: Nombre de Nusselt
p	: Constante
Pr	: Nombre de Prandtl
g	: Constante , flux de chaleur ($kW.m^{-2}$)
Q	: Flux de chaleur ($kW.m^{-2}$)
R	: Coefficient de corrélation
r	: Constante
Re	: Nombre de Reynolds

Sc	: Nombre de Schmidt
S^*	: Production spécifique d'entropie globale
t	: Temps (s), exposant
T	: Température (°C, K)
ΔT	: Différence de température (°C, K)
$\bar{\Delta T}$: Différence moyenne de température (°C, K)
u	: Vitesse dans la direction de l'écoulement ($m \cdot s^{-1}$) \bar{u} = vitesse moyenne ($m \cdot s^{-1}$)
u^+, u^*	: Définis par les équations 2.17 et 2.19
v	: Vitesse dans la direction normale à l'écoulement ($m \cdot s^{-1}$)
x	: Coordonnée dans la direction du film (m)
x^*	: Défini par l'équation 2.18
y	: Coordonnée normale à x (m)
Y	: $-y$

SYMBOLES GRECS

α	: Diffusivité thermique ($m^2 \cdot s^{-1}$)
Γ	: Débit massique par unité de largeur ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
δ	: Epaisseur du film (m)
δ^+	: Défini par l'équation 2.25
ϵ_H	: Diffusivité tourbillonnaire thermique ($m^2 \cdot s^{-1}$)
η	: y/δ
θ	: Défini par les équations 2.21, 2.22, 2.33 et 2.34
λ_i	: Valeur propre
μ	: Viscosité dynamique ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
ν	: Viscosité cinématique ($m^2 \cdot s^{-1}$)
ρ	: Masse spécifique ($kg \cdot m^{-3}$)
σ	: Tension superficielle ($kg \cdot s^{-2}$)
τ	: Tension de cisaillement ($Pa \cdot m^{-2}$)
ϕ	: Angle d'inclinaison

INDICES

c	: Critique, caloporteur
cr	: Critique
ce	: Caloporteur entrée
ct	: Caloporteur en tête du tube
e	: Entrée

fe : Film entrée
fs : Film sortie
g : Globale
i : Interface
lam : Laminaire
ln : Logarithmique
max : Maximale
o : Initiale
p : Paroi
sat : Saturation
t : Tube, transition
trans : Transition
turb : Turbulent
v : Vapeur
v1,v2,v3,v4 : Définis par les équations 2.1, 2.3, 2.4 et 2.5

2.1. - INTRODUCTION

Ayant pour but l'amélioration des transferts dans les films ruisselants à travers l'augmentation des coefficients de transfert et de la réduction des pertes exergetiques, ainsi qu'une réduction des coûts d'investissement et coûts opératoires, nous allons présenter six nouvelles structures de promoteurs de turbulence et leurs résultats expérimentaux en régime d'échauffement d'un film d'eau.

Nous analysons d'abord les processus de transfert de chaleur et matière dans les films ruisselants, les principaux modèles existants pour les décrire, pour bien caractériser les paramètres qui gouvernent les transferts dans les films.

Ensuite nous décrivons les structures de promoteurs développées, les essais réalisés et les résultats obtenus.

Nous faisons une analyse comparative entre chaque structure testée et un tube lisse avec les mêmes dimensions que le tube ayant des promoteurs, opérant dans les mêmes conditions. Les résultats sont quantifiés en utilisant les corrélations $Nu_f = f(Re_f, Pr_f)$ et $S^*_f = f(Re_f)$. Nous faisons deux types d'analyse, une du type classique qui ne s'occupe que des coefficients de transfert et l'autre qui examine les résultats à partir d'une analyse entropique. Nous cherchons ainsi à identifier les structures les moins irréversibles.

2.2. - LES TRANSFERTS DANS LES FILMS RUISSELANTS

2.2.1 - Introduction

L'étude des processus de transfert de quantité de mouvement, chaleur et matière dans les films ruisselants devient de plus en plus importante, étant donné le grand nombre d'applications industrielles de ce type d'écoulement et de la toujours croissante nécessité d'optimisation énergétique des équipements industriels.

Bien entendu notre première préoccupation consiste à développer des systèmes d'échangeurs de chaleur et matière pour des pompes à chaleur et thermotransformateurs à absorption où les pertes exergétiques soient minimales.

Mais l'application de la technique des films ruisselants dépasse largement les pompes à chaleur. Elle est utilisée dans les :

- systèmes d'évaporation pour la concentration de produits alimentaires (jus de fruits, lait), dessalement de l'eau de mer, concentration de nitrate d'ammonium etc...
- condenseurs/refroidisseurs pour la condensation de la vapeur d'eau, vapeurs organiques et réfrigérants ; refroidissement d'acide sulfurique et eau de circulation et fluides de procédé d'usines situées près de la mer ; tours de refroidissement.
- absorbeurs/refroidisseurs pour l'absorption de gaz et enlèvement de la chaleur d'absorption comme par exemple l'absorption de HCl par l'eau, absorption de NH₃ par l'eau et absorption de SO₃ par dodecyle-benzène.
- refroidissement des moteurs des fusées et des pales de turbine.

Ainsi la connaissance des phénomènes qui gouvernent l'écoulement des films ruisselants est essentielle dans le projet des équipements décrits auparavant.

Un écoulement typique d'un film ruisselant est montré sur la Figure 2.1. Nous y avons représenté les profils de vitesse, température et concentration existants lors du processus d'absorption d'un fluide volatil par un film de liquide non-volatil.

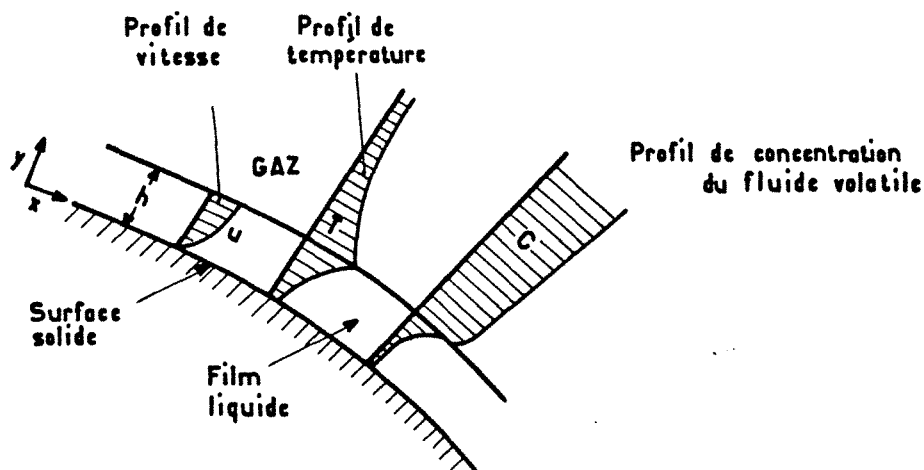


Figure 2.1. : Profils Typiques de Vitesse, Température et Concentration

Comme exemple nous pouvons avoir une solution hygroscopique de bromure de lithium-eau qui absorbe l'humidité existante dans un courant d'air. Ici l'absorbant non volatil (LiBr) existe seulement dans la phase liquide, et le fluide volatil (H₂O) est présente dans les phases liquide et gazeuse. C'est le "solvant" de la phase liquide.

La température et la composition des phases liquide et vapeur déterminent la pression de vapeur du solvant dans chaque phase. Quand la pression de vapeur dans le liquide est inférieure à celle dans la phase vapeur, le processus d'absorption commence sur l'interface. La composition non-uniforme du solvant ainsi créée provoque sa diffusion de l'interface au coeur du film et du coeur de la région vapeur vers l'interface. La chaleur générée lors de l'absorption est à l'origine des gradients de température qui résultent du transfert de chaleur, comme montré sur la Figure 2.1.

Plusieurs paramètres influencent les processus couplés de transfert de chaleur et matière dans les films ruisselants et déterminent l'intensité et les mécanismes de transfert. Les propriétés physiques, comme les diffusivités thermique et de matière (moléculaire) contrôlent le transfert sur l'interface. Le type de régime d'écoulement (laminaire turbulent) influence le taux de transfert vers et à partir de l'interface. Les propriétés thermodynamiques des substances, notamment le rapport pression-température composition ainsi que la chaleur d'absorption/désorption déterminent les influences relatives des transferts de chaleur et matière. Des instabilités locales et des écoulements secondaires sur l'interface dûs aux gradients de tension superficielle, rugosités de la surface et effet de la force d'Archimède peuvent augmenter le transfert considérablement. Finalement le transfert de chaleur à travers la surface de paroi contrôle la température du film qui influence la force motrice due à la pression de vapeur.

Le processus global est donc la combinaison de tous ces facteurs et leur importance relative varie d'un cas à l'autre (1).

Nous allons présenter ensuite les principaux aspects concernant l'hydrodynamique, le transfert de chaleur et de matière des films ruisselants.

2.2.2 - Hydrodynamique du Film

Les caractéristiques de l'écoulement d'un film ruisselant dépendent des nombres de

Reynolds ($Re = \frac{\bar{u} \delta}{\nu} = \frac{\Gamma}{\mu}$), Weber ($We = \rho \delta \bar{u}^2 / \sigma$) et Froude ($Fr = \bar{u} / (g\delta)^{1/2}$) d'une

tension interfaciale adimensionnelle et des rapports géométriques. La caractérisation du régime de l'écoulement peut être faite par le nombre de Reynolds. Comme souligné par Fulford (2) l'écoulement laminaire lisse existe pour Re de l'ordre de 5, après la région d'accélération de l'écoulement existant dans la zone d'entrée. Pour des Re supérieures, des petites vagues de forme sinusoïdale apparaissent sur l'interface. Le début de ce phénomène peut être déterminé (3) par la relation :

$$(Re)_{v1} = 0,306 K_f^{0,1} \quad (2.1)$$

où $K_f = \rho\sigma/g\mu^4 = \text{nombre du film} \quad (2.2)$

Pour Re supérieures à

$$(Re)_{v2} = 0,72 K_f^{0,1} \quad (2.3)$$

les vagues sinusoïdales deviennent des vagues avec front ayant des distorsions et graduellement passent à la région de vagues roulées.

A partir de :

$$(Re)_{v3} = 1,35 K_f^{0,1} \quad (2.4)$$

le comportement de l'épaisseur du film change et entre $(Re)_{v2}$ et

$$(Re)_{v4} = 35 K_f^{0,1} \quad (2.5)$$

il y a des perturbations dues à la pesanteur qui prédominent sur la surface libre, bien que la base du film soit toujours laminaire. Il y a une tendance des vagues superficielles à émerger et à former une grosse vague secondaire. Au dessus de :

$$(Re)_{cr} \cong 400$$

l'écoulement ondulé laminaire passe par une transition et devient turbulent avec une interface rugueuse à cause des vagues capillaires. La première vague apparaît pour $Re = (Re)_{v4}$.

Pour $Re \geq 600$ apparaissent des vagues déferlantes qui descendent avec une vitesse plus élevée que le coeur du film.

Examinons de plus près les vagues du régime turbulent. Selon Yin (3) Brauer a été le premier à montrer que la structure du film consiste essentiellement de deux portions : un film de base et une partie supérieure avec des grosses vagues turbulentes. Plus récemment, Telles et Dukler analysèrent la variation temporelle de l'épaisseur du film et montrèrent que la structure de l'interface gas-liquide a un caractère aléatoire et se comporte comme un système à "deux-vagues" comme schématisé sur la Figure 2.2. Les grosses vagues turbulentes transportent une partie importante de l'écoulement et se déplacent sur le film de base sans avoir des variations relatives de vitesse ou format. Des petites vagues qui co-existent sur cette grosse structure perdent leur identité après de petites distances. Les vagues turbulentes ont des gros rapports base-hauteur et se déplacent indépendamment les unes des autres.

Chu et Duckler (3) examinèrent la statistique et la structure du film de base et des grosses vagues. Il a été révélé que le film de base n'était pas lisse, mais recouvert par des petites vagues. En plus il y a une autre structure de petites vagues qui s'appuie sur des grosses vagues. L'amplitude des vagues sur le film de base est insensible au cisaillement interfacial et la structure des grosses vagues est influencée par l'écoulement du gaz. Ils ont conclu que la structure des grosses vagues contrôle l'hydrodynamique et les processus de transfert associés dans le film liquide et les petites vagues sur le film de base contrôlent les processus de transfert dans la phase vapeur.

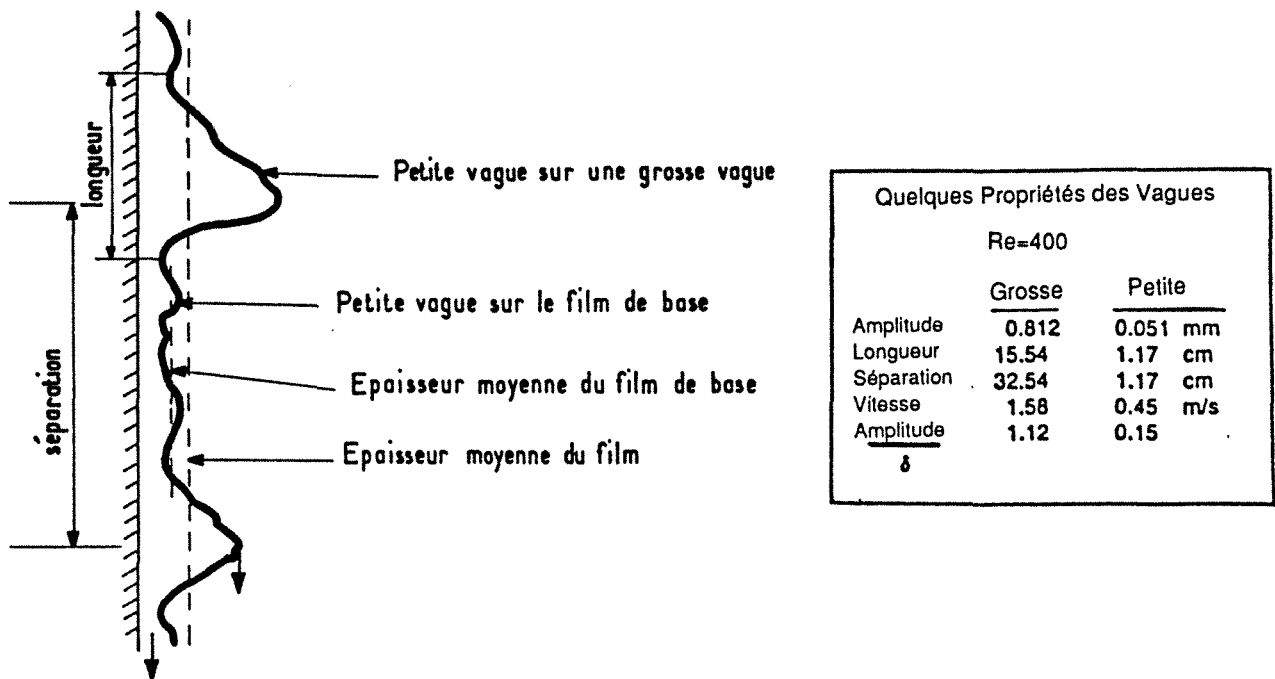


Figure 2.2. : Les vagues turbulentes

L'épaisseur du film peut être représentée sous une forme adimensionnelle N_T :

$$N_T \equiv \delta \left(\frac{g \sin \phi}{\nu^2} \right)^{1/3} \quad (2.6)$$

Pour le régime laminaire le modèle de Nusselt (3,4) donne :

$$N_T = 1,443 Re^{1/3} \quad (2.7)$$

Pour le régime laminaire ondulé la théorie de Kapitsa (4) fournit :

$$N_T = 1,338 Re^{1/3} \quad (2.8)$$

Pour les régimes ondulé et transition-turbulent plusieurs auteurs ont proposé des corrélations semi-empiriques. Regardons les plus importantes (1) :

l'équation de Brotz :

$$N_T = 0,108 Re^{2/3} \quad (2.9)$$

l'équation de Zhivaykin et Volgin :

$$N_T = 0,224 Re^{7/12} \quad (2.10)$$

l'équation de Brauer :

$$N_T = 0,330 Re^{8/15} \quad (2.11)$$

l'équation de Feind :

$$N_T = 0,422 Re^{1/2} \quad (2.12)$$

La figure 2.3 montre des résultats expérimentaux des épaisseurs minimale, maximale et moyenne d'un film d'eau mesurées par Brauer (3). La valeur de δ minimale augmente doucement avec Re et devient à peu près constante après $Re = 400$. L'épaisseur maximale qui correspond aux sommets des vagues augmente constamment avec Re .

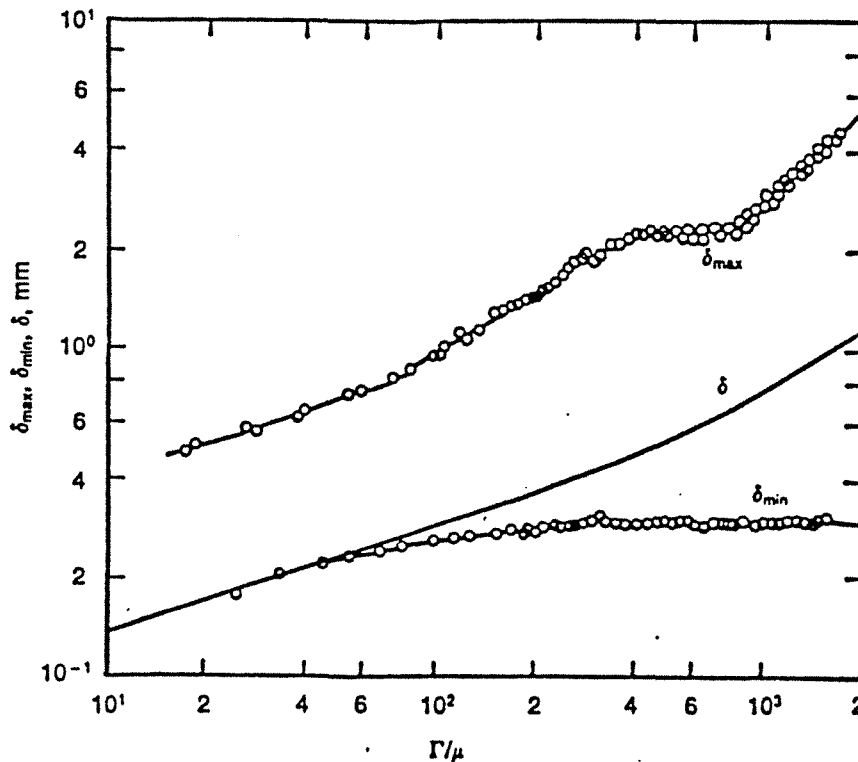


Figure 2.3. : Mesures des épaisseurs maximales (δ_{max}) minimale (δ_{min}) et moyenne (δ) d'un film d'eau (3).

Remarquons finalement que le distributeur du film liquide a une influence importante sur le déroulement de l'écoulement et comme le transfert de chaleur et matière sont fort influencés par l'hydrodynamique du film, il n'est pas étonnant de constater la diversité des résultats expérimentaux entre les chercheurs de films ruisselants à cause des différentes conditions hydrodynamiques atteintes dans leurs essais (3).

2.2.3 - Transfert de chaleur

2.2.3.1 - *Echauffement*

Pour les conditions d'écoulement laminaire développées avec transfert de chaleur négligeable entre le film et la phase vapeur, l'équation qui gouverne les transferts par conduction-convection est :

$$u(y) \frac{\partial T}{\partial x} = K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.13)$$

avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} x = 0 \text{ (entrée)} & \quad T = T_e \\ y = 0 \text{ (paroi)} & \quad T = T_p \text{ ou } q_p = \text{cte} \\ y = \delta \text{ (interface)} & \quad \partial T / \partial y = 0 \end{aligned}$$

Pour la condition de température de paroi constante, en régime laminaire, Faghri (3) propose comme solution :

$$h^* \equiv \frac{h}{k} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3} = 1,301 \text{ Re}^{-1/3} \quad (2.14)$$

Pour la condition de flux de chaleur constant Yih et Lee (3) et Faghri (3) proposent :

$$h^* = 1,425 \text{ Re}^{-1/3} \quad (2.15)$$

Quand les vagues apparaissent sur la surface libre elles augmentent l'intensité du transfert thermique, par rapport au régime laminaire lisse. Kapitza (3) montre que le coefficient de transfert de chaleur pour un film ondulé est 21 % plus élevé que celui d'un film lisse équivalent.

Les analyses théoriques de la région turbulente emploient un modèle de film avec épaisseur constante et utilisent un modèle de diffusivité tourbillonnaire modifiée qui a été initialement développé pour des écoulements monophasiques. La théorie considère que le profil de vitesse est complètement développé et que la conduction de chaleur est négligeable pour des grands nombres de Peclet du film. Le bilan d'énergie, dans sa forme adimensionnelle est :

$$u^+ \frac{\partial \theta}{\partial x^*} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\left(1 + \frac{\epsilon_H}{\nu} \text{Pr} \right) \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right] \quad (2.16)$$

$$u^+ = u/u^* \quad (2.17)$$

$$\text{où } x^* = x\alpha/\delta^2 u^* \quad (2.18)$$

$$u^* = (\tau_p/\rho)^{1/2} \quad (2.19)$$

ϵ_H = diffusivité turbulente thermique

$$\eta = y/\delta \quad (2.20)$$

La température adimensionnelle θ et les conditions aux limites sont :

$$\begin{aligned} & \text{Flux de chaleur constant} \\ & \theta = (T - T_e) / (q_p \delta / k) \quad (2.21) \\ x^* = 0 \text{ (entrée)} & \quad \theta = 0 \text{ (} T = T_e \text{)} \\ \eta = 0 \text{ (paroi)} & \quad \partial \theta / \partial \eta = -1 \\ \eta = 1 \text{ (interface)} & \quad \partial \theta / \partial \eta = 0 \end{aligned}$$

Température de paroi constante

$$\theta = (T_p - T) / (T_p - T_e) \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} x^* = 0 \text{ (entrée)} & \quad \theta = 1 \\ \eta = 0 \text{ (paroi)} & \quad \theta = 0 \\ \eta = 1 \text{ (interface)} & \quad \partial\theta/\partial\eta = 0 \end{aligned}$$

Yih et Chen (3) ont utilisé le modèle de van Driest modifié comme proposé par Lymbert(3), et ont obtenu le nombre de Nusselt asymptotique pour $q_p = \text{cte}$ et $T_p = \text{cte}$:

$$Nu = \left[\frac{\delta+2}{Re^2} \int_0^1 u^+ \left(\frac{Re/\delta^+ - \int_0^\eta u^+ d\eta}{(1+\epsilon_H Pr/\nu)} \right) d\eta \right]^{-1} \quad (2.23)$$

$$Nu = \lambda_i^2 Re/\delta^+ \quad (2.24)$$

où $\delta^+ = \delta u^*/\nu \quad (2.25)$

λ_i = première valeur propre de la série solution.

Les résultats expérimentaux de Wilke (3), semblent être les plus représentatifs pour une large plage de Pr et Re. Il présente ses résultats pour des Nu moyens dans la région développée sous la forme de l'expression :

$$Nu = a (4 Re)^b Pr^e \quad (2.26)$$

Les valeurs de a, b, e sont montrés sur le Tableau 2.1 :

Région	a	b	e
$\Gamma/\mu < 615 Pr^{.646}$	1.88	0	0
$615 Pr^{.646} \leq \Gamma/\mu < 400$	0.0614	8/15	0.344
$400 \leq \Gamma/\mu < 800$	0.00112	6/5	0.344
$800 \leq \Gamma/\mu$	0.0066	14/15	0.344

Tableau 2.1 : Paramètres de la Corrélation de Wilke (3)

La corrélation de Wilke doit être utilisée pour des films avec épaisseur uniforme sur toute la périphérie et avec des petites différences de température entre la paroi et le film.

Schnabel et Schlunder (3) ont rassemblé les résultats expérimentaux de plusieurs auteurs avec les corrélations suivantes :

- écoulement laminaire développé

$$Nu (\mu/\mu_p)^{0,25} = C_\infty (4 Re)^{-1/3} \quad (2.27)$$

- écoulement laminaire dans la région d'entrée

$$Nu/(\mu/\mu_p)^{0,25} = C_m [(4 Re)^{1/3} Pr (v^2/g)^{1/3}/L]^{1/3} \quad (2.28)$$

- région de transition : $Re_t < Re < Re_c$

$$Nu/(\mu/\mu_p)^{0,25} = 0,0561 Re^{0,2} Pr^{0,344} \quad (2.29)$$

- région turbulente : $Re < Re_c$

$$Nu/(\mu/\mu_p)^{0,25} = 0,0237 Re^{0,4} Pr^{0,344} \quad (2.30)$$

avec

$C_\infty = 1,3$ et $C_m = 0,912$ pour $T_p = \text{constante}$

$C_\infty = 1,43$ et $C_m = 1,1$ pour $q_p = \text{constant}$

et

$$Re_t = 615 Pr^{-0,646} \text{ ou } Re_t = 2,5 K_f^{0,176}$$

$$Re_c = 300$$

Remarquons que les corrélations de Schnabel et Schlunder prennent en compte l'effet de la variation des propriétés du film avec le gradient de température à travers du film. Cette considération est essentielle dans les conditions de refroidissement du film.

2.2.3.2. - Evaporation

Dans les conditions d'écoulement laminaire et laminaire ondulé développés les conditions limites sont :

$$\begin{aligned} x = 0 \text{ (entrée)} & \quad T = T_{\text{sat}} \\ y = 0 \text{ (paroi)} & \quad T = T_p \quad \text{ou} \quad q_p = \text{constante} \\ y = \delta \text{ (interface)} & \quad T = T_{\text{sat}} \end{aligned}$$

Le calcul du coefficient de transfert est maintenant fait à partir de la différence de température ($T_p - T_{\text{sat}}$).

Le Nu asymptotique dérivé de la théorie de l'écoulement de paroi isotherme et $q_p = \text{constante}$:

$$Nu = 1.0 \quad (2.31)$$

$$Nu = 0,690 Re^{-1/3} \quad (2.32)$$

Pour l'écoulement turbulent les conditions aux limites de l'Eq. 2.16, pour un film d'épaisseur constante sont :

$$\begin{array}{ll}
& q_p = \text{cte} \\
& \theta = (T - T_{\text{sat}}) / (q_p \delta / K) \quad (2.33) \\
x^* = 0 \text{ (entrée)} & \theta = 0 \text{ (} T = T_{\text{Sat}} \text{)} \\
\eta = 0 \text{ (paroi)} & \partial \theta / \partial \eta = -1 \\
\eta = 1 \text{ (interface)} & \theta = 0
\end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
& T_p = \text{cte} \\
& \theta = (T_p - T) / (T_p - T_{\text{Sat}}) \quad (2.34) \\
x^* = 0 \text{ (entrée)} & \theta = 1 \\
\eta = 0 \text{ (paroi)} & \theta = 0 \\
\eta = 1 \text{ (interface)} & \theta = 1
\end{array}$$

La solution de Yih et Chen pour Nu asymptotique, pour $T_p = \text{cte}$ et $q_p = \text{cte}$ est :

$$\text{Nu} = \left[\int_0^1 d\eta (1 + \epsilon_H \text{Pr}/\nu) \right]^{-1} \quad (2.35)$$

Les corrélations de Schnabel et Schlunder qui rassemblent les résultats expérimentaux de plusieurs auteurs (3) sont :

$$(\text{Nu})_{\text{lam}} = 0,90 \text{Re}^{-1/3} \quad \text{Re} < 100 \quad (2.36)$$

$$(\text{Nu})_{\text{turb}} = 0,0062 \text{Re}^{0,4} \text{Pr}^{0,65} \quad 800 < \text{Re} \quad (2.37)$$

$$(\text{Nu})_{\text{trans}} = [(\text{Nu})_{\text{lam}}^2 + (\text{Nu})_{\text{turb}}^2]^{1/2} \quad 100 < \text{Re} < 800$$

2.3.3.3. - Condensation

Comme pour des autres types d'écoulement des films ruisselants l'écoulement laminaire n'existe que pour des faibles Re. Dans plusieurs conditions l'épaisseur de la couche limite liquide et vapeur est petite, en outre, les équations de la couche limite peuvent être utilisées pour décrire les distributions de vitesse et température du film de condensat, aussi bien que dans la couche de vapeur (pour la couche de vapeur la force d'Archimède est nulle) :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.38)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - (\rho - \rho_v) g \quad (2.39)$$

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (2.40)$$

avec les conditions aux limites :

$$\begin{array}{ll}
y = 0 \text{ (paroi)} & u = 0, v = 0, T = T_p \\
y \rightarrow \infty & u \rightarrow 0
\end{array}$$

$$y = \delta(\text{interface}) \quad u = u_v, \quad T = T_v = T_{\text{sat}}, \quad \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

$$= \mu_v \frac{\partial u_v}{\partial y}, \quad K \frac{\partial T}{\partial y} = h_{lg} \frac{d\Gamma}{dx}$$

Un ensemble d'équations similaires peut être écrit pour la phase vapeur.

Nusselt (3) proposa une solution pour ces équations en négligeant les équations de la couche de vapeur, la force d'inertie et le transport par convection dans la couche liquide. Sa solution a été obtenue avec un profil de vitesses semi-parabolique et un profil linéaire de température. Le nombre de Nusselt moyen pour $T_p = \text{cte}$ est :

$$Nu = 0,926 Re^{-1/3} \quad (2.41)$$

Pour la condition $q_p = \text{cte}$, Kutateladze proposa :

$$Nu = 1,04 Re^{-1/3} \quad (2.42)$$

Dans les conditions d'écoulement laminaire ondulé plusieurs auteurs (3) proposent de multiplier l'expression de Nusselt par un facteur correctif empirique. Ainsi Kutateladze suggère :

$$Nu = 0,74 Re^{-0,22} \quad (2.43)$$

Pour la région turbulente Colburn (3) développa une méthode pour calculer le coefficient de transfert moyen quand la partie supérieure du condensat est en régime laminaire et la partie inférieure est en régime turbulent. Ces expressions sont, respectivement :

$$Nu = 4Re/[22(40,8Re^{0,8} - 364)/Pr^{1/3} + 12\ 800] \quad (2.44)$$

ou

$$Nu = (h_{lv}\mu/L\Delta T)(v^2/K^3g)^{1/3}[0,059 Pr^{1/3} (L\Delta T/h_{lv}\mu) (K^3g/v^2)^{1/3} - 190 Pr^{1/3} + 120]^{1,25} \quad (2.45)$$

2.2.4. - Transfert de matière

L'absorption d'un gaz par un film liquide laminaire avec petits temps de contact peut être analysée avec l'équation de diffusion :

$$\frac{\partial C}{\partial T} = D \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2} \quad (2.46)$$

avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} t = 0 & \quad C = C_0 \text{ (concentration initiale du gaz dans le liquide)} \\ Y = 0 \text{ (interface)} & \quad C = C^* \text{ (concentration à saturation)} \\ Y \rightarrow \infty & \quad C = C_0 \end{aligned}$$

La solution donnée par la théorie de la pénétration est :

$$k_L = 2(D/\pi t)^{1/2} \quad (2.47)$$

où le temps de contact peut être calculé avec la théorie de Nusselt :

$$t = L/u_{\max} = 2 L (3/gv)^{1/3} (\Gamma/\mu)^{-2/3/3} \quad (2.48)$$

donc :

$$k_L = 1,19 (D/L)^{1/2} (vg)^{1/6} Re^{1/3} \quad (2.49)$$

Pour des temps de contacts importants où il y a un degré important de la saturation du liquide à la sortie, l'hypothèse de diffusion dans un milieu semi-infini n'est plus valable à cause de l'épaisseur finie du film. Il faut donc tenir compte du profil semi-parabolique de vitesse pour pouvoir résoudre l'équation de convection-diffusion :

$$u_{\max} [1 - (Y/\delta)^2] = D \frac{\partial C}{\partial x} = D \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2} \quad (2.50)$$

avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} x = 0 & & C = C_0 \\ Y = 0 & & C = C^* \\ Y = \delta & & \partial C / \partial Y = 0 \end{aligned}$$

Pour les conditions de profil de concentration développé, k_L devient :

$$k_L = 9,468 Dg^{1/3} v^{-2/3} Re^{-1/3} \quad (2.51)$$

Dans la région turbulente ($Re > 400$) l'effet des vagues se traduit par une importante augmentation du coefficient de transfert de matière qui est plusieurs fois supérieur à ceux de la région laminaire ondulée.

Les mécanismes de transfert dans la région turbulente sont modélisés selon différentes façons (3). La théorie de la pénétration de Higbie considère une diffusion non permanente dans un élément liquide qui reste sur l'interface durant un court intervalle de temps. Danckwerts considère une distribution statistique des âges de l'élément liquide dans sa théorie de renouvellement de la surface. Ces théories de la pénétration prédisent que $k_L \cong (D/t)^{0,5}$. La théorie des deux films stagnants propose l'existence de ces deux films adjacents à l'interface dans chaque phase où il y a une diffusion stationnaire ($k_L \cong D$). Une combinaison des théories du film et de la pénétration a été faite par Toor et Marchello (3) donnant $k_L \cong D^{0,5-1,0}$. Fortescue et Pearson (3) considèrent que le transfert de matière à travers la surface d'un film turbulent est déterminé par les macro-tourbillons. Par contre Lamont et Scott (3) postulent que le transfert de matière est du fondamentalement aux effets de mélangeage provoqués par des petits tourbillons à l'intérieur des macro-tourbillons qui vont à la surface libre, y sont défectés et sont renvoyés au coeur du film. Banerjee et al (3) montra que le taux de transfert de matière sur la surface libre doit être contrôlé par des petits tourbillons et pour cause la dissipation visqueuse est importante et peut être évaluée en fonction de la longueur de la vague, son amplitude et vitesse.

Une façon très utile de représenter k_L est l'expression, donnée en termes de paramètres adimensionnels montrés ci-dessus (3) :

$$k_L^* = b (4Re)^m Sc^m Ga^e \quad (2.52)$$

avec $k_L^* \cong (k_L/D) (v/g)^{1/3} \quad (2.53)$

$$Sc \cong v/D \text{ (nombre de Schmidt)} \quad (2.54)$$

$$Ga \cong gL^3/v^2 \text{ (nombre de Galilée)} \quad (2.55)$$

Le Tableau 2.2. rassemble les valeurs de b,m,n,e pour quelques unes des plus importantes corrélations (3) :

Année	Auteurs	4Re	b	m	n	e	Observations
1954	Brotz	4Re < 1200	0.725	1/3	1/2	1/2	
		1200 < 4Re < 2360	0.0209	5/6	1/2	1/2	
		2360 < 4Re	0.076	2/3	1/2	1/2	
1955	Kamei and Oishi	2000 < 4Re	0.018	0.7	0.444	0.083	8.5° < T < 50°C
1958	Brauer	5.4 K _F ^{1/10} ≤ 4Re ≤ 0.072K _F ^{1/3}	0.0346	1/3	0	0	
		0.072 K _F ^{1/3} < 4Re ≤ 1600	0.1293	1/5	0	0	
		1600 < 4Re	0.00235	2/3	0	0	
1959	Hikita et al.	30 ≤ 4Re ≤ 150	0.011	0.5	0.62	0.04	10° < T < 45°C
		150 < 4Re ≤ 2000	0.106	0	1/2	0	
1968	Banerjee et al.	340 < Re < 10 900	0.0001344	0.933	1/2	0	
1971	Johannisbauer	60 < 4Re < 300	0.408	0.4	0.5	- 0.05	60 < Sc < 1100
		300 < 4Re < 1600	1.28	0.2	0.5	- 0.05	10 ⁸ < Ga < 10 ¹⁵
		1600 < 4Re < 10 800	0,069	0.6	0.5	- 0.05	
1972	Lamourelle and Sandall	1300 < 4Re < 8 300	0.0002593	0.839	1/2	0	
1976	Carrubba	48 ≤ 4Re ≤ 280	0.00812	0.4667	0.5	0	pour Sc ≥ 2.13 x 10 ⁵ / (4Re) ^{1.6}
		48 ≤ 4Re ≤ 280	3.7522	-1/3	0	0	pour Sc ≤ 2.13 x 10 ⁵ / (4Re) ^{1.6}
		280 ≤ 4Re ≤ 1600	0.04396	0.1667	0.5	0	pour Sc ≥ 7.28 x 10 ³ / (4Re)
		280 ≤ 4Re ≤ 1600	3.7522	-1/3	0	0	pour Sc ≤ 7.28 x 10 ³ / (4Re)
		1600 ≤ 4Re	0.0007575	0.7167	0.5	0	pour Sc ≥ 4.59 x 10 ⁵ / (4Re) ^{2.5}
1600 ≤ 4Re	3.7522	-1/3	0	0	pour Sc ≤ 4.59 x 10 ⁵ / (4Re) ^{2.5}		
1980	Koziol et al.	170 < 4Re < 335	1.668	0.39	0.5	-0.1667	844 ≤ Sc < 1.085
		335 < 4Re < 1080	3.882	0.24	0.5	-0.1667	1.7 x 10 ¹³ ≤ Ga ≤ 2.7 x 10 ¹³
		1080 < 4Re ≤ 2513	0.0008923	0.71	0.5	0	
1982	Yih and Chen	49 ≤ 4Re ≤ 300	0.01099	0.3955	1/2	0	8.5° ≤ T ≤ 50°C
		300 < 4Re ≤ 1600	0.02995	0.2134	1/2	0	148 ≤ Sc ≤ 981
		1600 < 4Re ≤ 10 500	0.0009777	0.6804	1/2	0	

Tableau 2.2 : Les constantes et les Exposants de l'Equation (2.52) d'après la Référence 3

2.2.5. - Les zones sèches

Les zones sèches apparaissent quand un film s'écoule sur une surface chauffée avec un petit débit et/ou la température de la surface est élevée. Ces zones sèches peuvent être remouillées par des perturbation générées en amont pour des conditions de faibles flux de chaleur, mais pour des flux de chaleur importants les zones sèches éventuellement persistent. Il en résulte une abrupte diminution du coefficient de transfert et une possible surchauffe de la surface.

Dans le régime laminaire ondulé la région avec épaisseur plus grande a une température superficielle plus petite et par conséquent une tension superficielle plus grande que la région plus mince. Ainsi la force de tension superficielle tire le liquide de la région mince vers la région plus épaisse. Dans cette condition il peut se former des zones sèches dans la région mince. Pour des débits plus élevés cette distorsion due à la différence de température entre les régions des vagues est réduite à cause des forces d'inertie de l'écoulement.

Les résultats expérimentaux sur la relation entre flux de chaleur et débit du film pour la création des zones sèches sont rassemblés sur la Figure 2.4

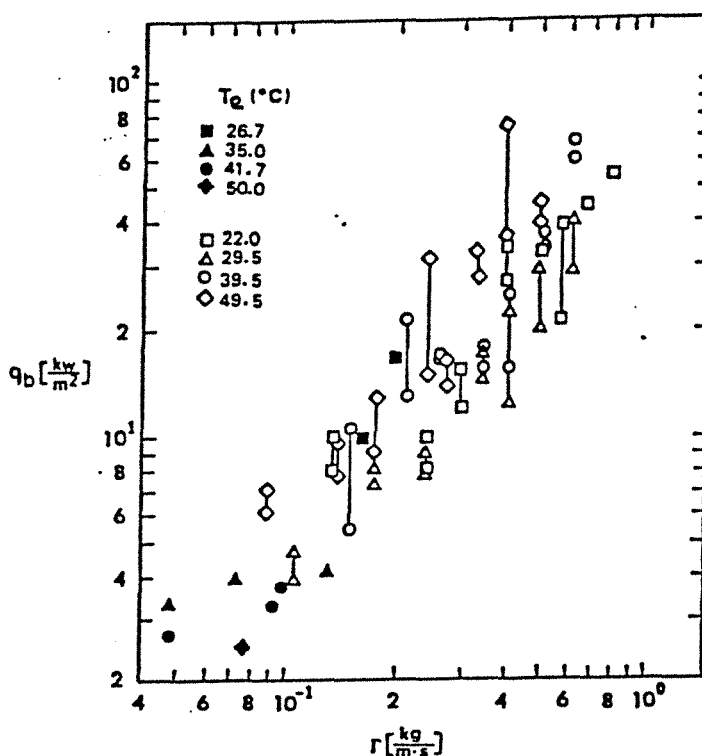


Figure 2.4 : Flux de Chaleur vers Débit pour la Création de Zones Sèches sur un Tube Vertical pour l'Eau (4)

Le flux de chaleur critique est une fonction croissante du débit (Re) du film. Pour des débits élevés le film transporte plus d'énergie (cinétique et de surface) et par conséquent il est nécessaire d'avoir un flux de chaleur plus grand pour empêcher le re-mouillage des zones sèches.

Les résultats de la Figure 2.4 sont présentés en termes de débit spécifique parce que l'emploi de Re peut oblitérer l'effet de la température d'entrée du film (T_e) ou de la tension superficielle car il dépend fortement de la température.

2.2.6. - Augmentation des Transferts dans les Films

Plusieurs recherches ont été développées ayant pour but l'augmentation des transferts dans les films ruisselants. Les structures utilisées pour augmenter les transferts peuvent être classées comme microstructures, mésostructures et macrostructures (5) :

La microstructure concerne l'interface paroi/liquide du film et concerne les propriétés physico-chimiques du solide et du liquide qui influencent la mouillabilité de la paroi et contribuent à éviter la formation des zones sèches. Son échelle va du 1/10 de mm (micro-rugosité obtenue par sablage) jusqu'à l'échelle moléculaire (oxydation superficielle du métal).

La mésostructure est celle du film ruisselant lui-même dont l'épaisseur est généralement comprise entre un dixième de mm et un millimètre. Elle concerne les modifications de la surface qui sont précisément à l'échelle de cette épaisseur du film : promoteurs de turbulence, cannelures, stries, rainures .

La macrostructure est celle de la forme et des dimensions de la paroi verticale sur laquelle le film ruisselle et à travers laquelle se fait le transfert de chaleur. Elle concerne le diamètre des tubes cylindriques, la forme et la dimension des ailettes, la largeur et la distance des plaques planes et grilles. Son échelle est le centimètre jusqu'à quelques dizaines de centimètres.

Brauer (2) a fait des expériences avec des fils de 0,1- 0,2 et 0,3 mm de diamètre qui ont été placés autour d'un tube de 20 mm de diamètre. Il a observé une réduction du Re pour passer au régime turbulent (de 5 à 15 %) pour le fil de 0,2 mm et pour $Re = 800$ le coefficient local de transfert de chaleur était, au moins, 12 % supérieur à celui d'un tube lisse. Il a remarqué aussi que pour une distance entre le fil et le point de mesure des températures égal ou supérieur à 40 mm, il n'y avait pas de différence par rapport au tube lisse, ce qui indiquait que les perturbations provoquées par le film disparaissaient rapidement.

Zi-Qiu et all (6) ont étudié le comportement d'un tube fileté ayant des filets avec des profondeurs de 0,866 à 1,732 mm. Ils ont mesuré des coefficients de transfert de matière 3 à 4 fois supérieurs à ceux obtenus pour un tube lisse comme montré sur la Figure 2.5. On peut y vérifier que le comportement des résultats pour le tube rainuré est toujours du type turbulent, même pour des valeurs de Γ qui correspondaient à un Re laminaire pour un tube lisse ($\Gamma < 0,28$ kg/ms).

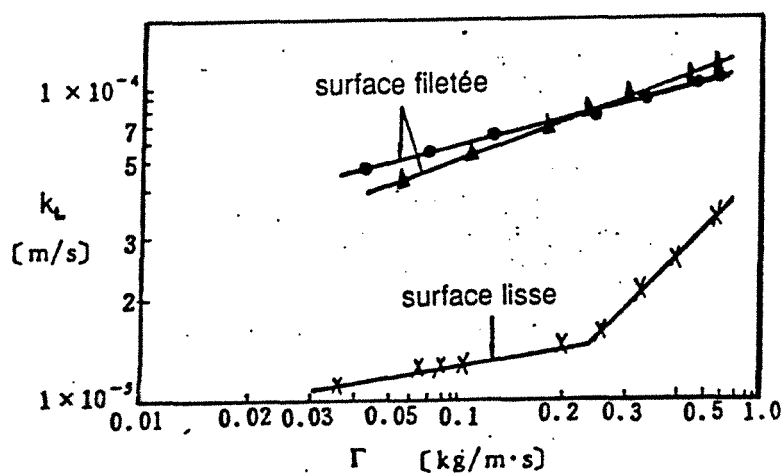


Figure 2.5 : Comparaison entre les coefficients de Transfert de Matière :
Tube Lisse - Tube Fileté (6)

Parmi les travaux développés au sein de l'équipe ESVE soulignons ceux de Jurkwoski (5) et Liu (7). Le premier a obtenu des augmentations des coefficients de transfert de 2 à 3 fois supérieurs à ceux d'une paroi lisse avec l'ajout d'une couche de grillage sur la paroi lisse. Le deuxième a obtenu des résultats en évaporation supérieurs à ceux de la bibliographie pour $Re > 100$ (de 40 % à \cong 150 %), et en absorption soit en régime laminaire, soit en régime turbulent une augmentation de 200 - 500 % supérieurs à ceux de Bugarel (7). Ces résultats ont été obtenues avec un échangeur à plaques en cuivre rainurées avec des grilles.

Remarquons finalement qu'un défi important dans le développement de promoteurs de turbulence pour les films consiste à trouver des structures performantes du point de vue des transferts et de l'assurance des conditions de mouillabilité mais aussi, et principalement du côté économique, car si les surfaces structurées peuvent doubler les coefficients de transfert elles peuvent aussi avoir des facteurs de prix de tube/plaque, par rapport aux surfaces lisses, qui dépassent facilement le facteur d'augmentation des transferts.

2.3. - LES PROMOTEURS DE TURBULENCE

2.3.1. - Les buts des Promoteurs

Les structures de promoteurs de turbulence que nous avons développées ont été conçues pour atteindre les objectifs suivants :

- augmenter les coefficients de transfert du film par une intensification de l'effet des vagues superficielles et du mélangeage à l'intérieur du film.
- assurer la mouillabilité du film pour des valeurs de Re inférieures à 100
- avoir une augmentation du coût de fabrication inférieure au facteur d'augmentation des transferts dans le film.
- permettre un entretien de la surface d'échange simple et pas cher.

Ces contraintes ont été imposées à partir de l'analyse des types de structures normalement citées par la littérature, ainsi que pour celles développées dans l'équipe ESVE. On trouve en effet souvent une solution pour assurer les conditions de mouillabilité et de bonne distribution du film (p.e. rainures) et une autre solution pour jouer le rôle de promoteurs de turbulence (p.e. grilles).

Ainsi nous avons essayé de développer des structures ayant à la fois les deux caractéristiques mentionnées ci-dessus.

2.3.2. - Structures Développées

Nous avons travaillé sur deux types de structures qui ont le même objectif de base : augmenter les effets des vagues superficielles et du mélangeage pour augmenter les transferts dans les films et empêcher l'apparition de zones sèches pour $Re < 100$.

Nous appellerons les deux structures "filets" et "tubes rainurés".

2.3.2.1. - *Les filets*

Les structures du type "filet" sont formées par des mailles en forme de losange pour provoquer des effets de mélangeage transversal à la direction de l'écoulement du film, comme montré sur la Figure 2.6.

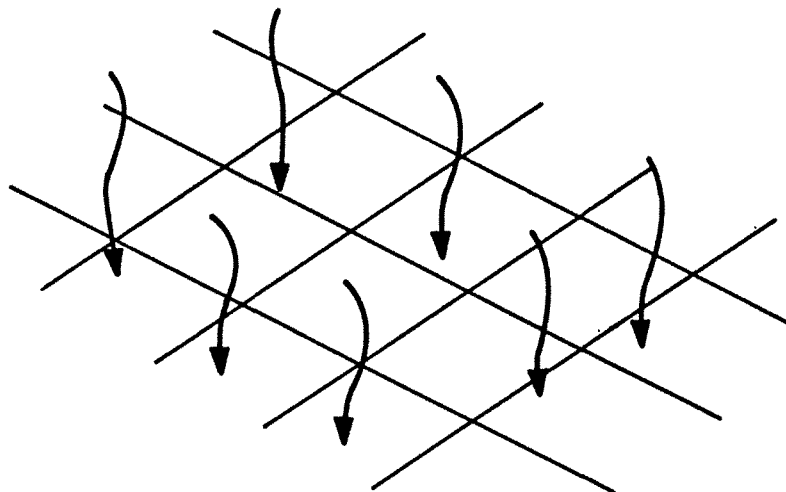


Figure 2.6. : Maille en Losange

Avec cette structure nous pouvons revêtir un tube avec une sorte de "chaussette" ayant des mailles en losange et qui jouera un rôle de promoteurs de turbulence.

Les mailles utilisées sont formées à partir de fils de 0,2 mm de diamètre. Cette valeur a été choisie de façon à être inférieure aux épaisseurs des films de base pour des $Re \geq 60$.

Nous avons analysé le comportement des fils soit faits d'un matériel mouillable (coton), soit non-mouillable (nylon) pour étudier leur influence sur la mouillabilité.

Dans notre prototype les mailles ont été générées par l'enroulement des fils autour d'un tube vertical (comme décrit dans 2.4).

Les trois types de configuration en losange essayés sont décrits sur le Tableau 2.3, avec les dimensions montrées sur la Figure 2.7.

Maille	Type de fil	a (mm)	b (mm)	α
4C	4 fils en coton (ϕ 0,2)	30	45	30
8C	8 fils en coton (ϕ 0,2)	20	35	30
4 N	4 fils en nylon (ϕ 0,2)	30	45	30

Tableau 2.3 : Caractéristiques des Mailles en Losange.

Nous avons aussi essayé des structures mixtes : mailles en losange avec des fils mouillables et fils verticaux non-mouillables, comme schématisé sur la Figure 2.7 (ii). Les fils verticaux ont été rajoutés pour introduire deux types d'effets :

- accroître l'intensité du mélangeage dans la région entre eux
- provoquer un effet de répulsion du film, dûe à sa non-mouillabilité et pour cause améliorer la mouillabilité du film sur la paroi du tube, empêchant ainsi la formation des zones sèches.

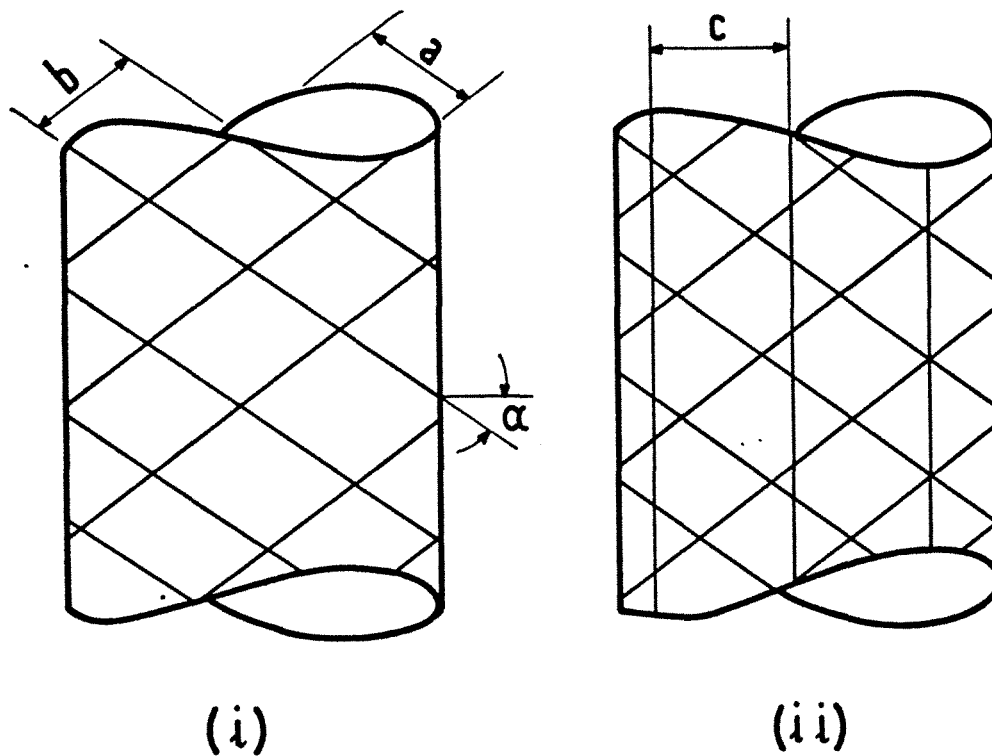


Figure 2.7. : Configuration en Losange (i) et Mixte Losange et Fils Verticaux non Mouillables (ii)

Les structures mixtes ont été basées sur la configuration 8C qui comme sera discuté dans 2.5, a donné les meilleurs résultats en ce qui concerne la mouillabilité film-tube. Nous avons choisi deux diamètres de fils verticaux (nylon ϕ 0,2 mm et ϕ 0,8 mm) pour vérifier leur influence sur la mouillabilité et l'intensification de la turbulence.

Les caractéristiques des structures mixtes sont présentées sur le Tableau 2.4

Maille	Type de fil	a (mm)	b (mm)	c (mm)	α
8C 2V	8 fils en coton (ϕ 0,2) et 10 fils en nylon (ϕ 0,2)	20	35	\cong 16	30
8C 8V	8 fils en coton (ϕ 0,2) et 10 fils en nylon (ϕ 0,8)	20	35	\cong 16	30

Tableau 2.4 : Caractéristiques des Structures Mixtes

La Figure 2.8 montre l'aspect général des structures

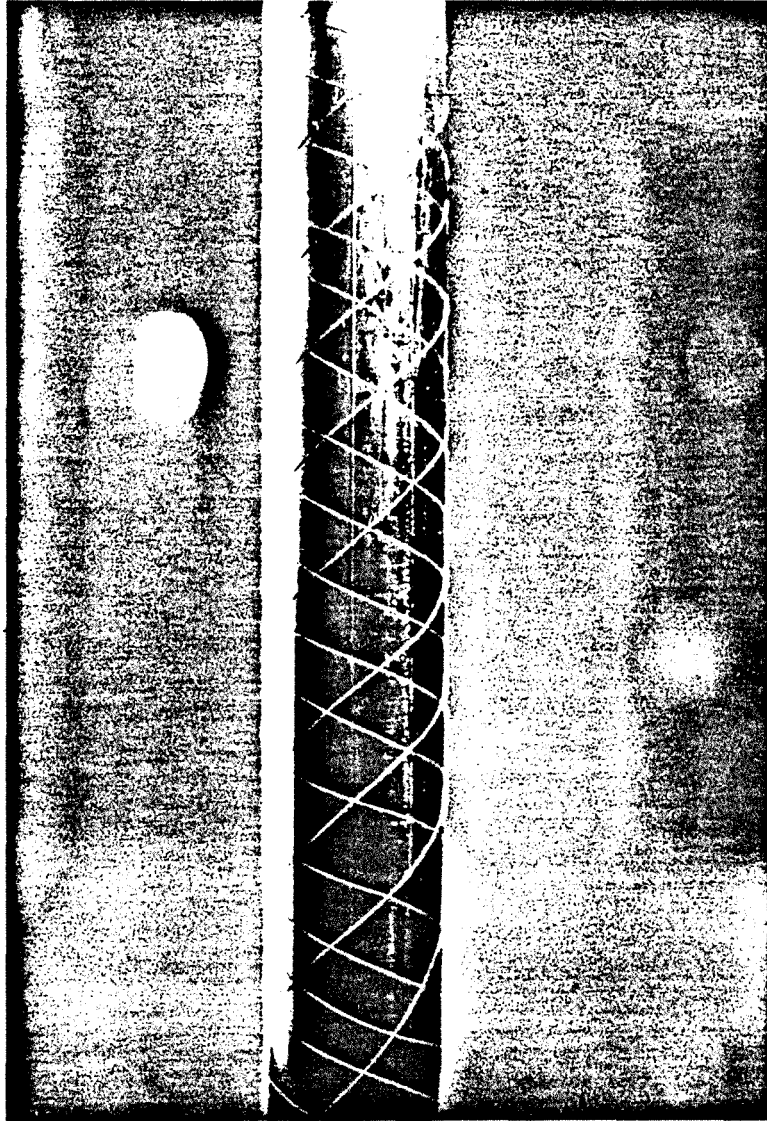


Figure 2.8 : La Structure Mixte

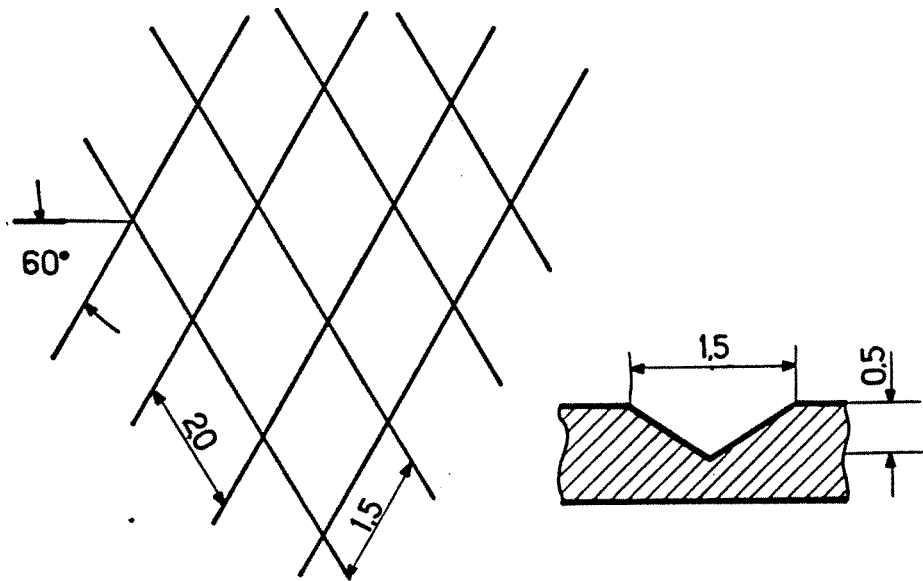


Figure 2.9 : Les Caractéristiques des Rainures

2.3.2.2. - Tube Rainuré

Ayant pour but d'avoir les mêmes effets que ceux provoqués par les mailles en losange, nous avons développé une surface rainurée, avec des rainurés en losange, pour :

- avoir une solution alternative pour les types de rainures déjà proposées pour les films ruisselants
- comparer les résultats des structures de promoteurs non-métalliques avec une structure du type rainurée et, par conséquent, plutôt classique.

Nous avons eu aussi comme souci de minimiser le coût du procédé de fabrication des rainures sur la paroi du tube. Ainsi Mrs. R. Lorrain et E. Schaeffer de l'atelier du LSGC ont employé la technique du molettage pour la génération des rainures.

Les dimensions et la configuration générale des rainures faites sur le tube vertical sont présentées sur la Figure 2.9. Remarquons qu'il n'a pas été possible de maintenir exactement les mêmes dimensions utilisés pour les filets à cause des outils disponibles dans l'atelier du LSGC.

La Figure 2.10 montre l'aspect général du tube rainuré.

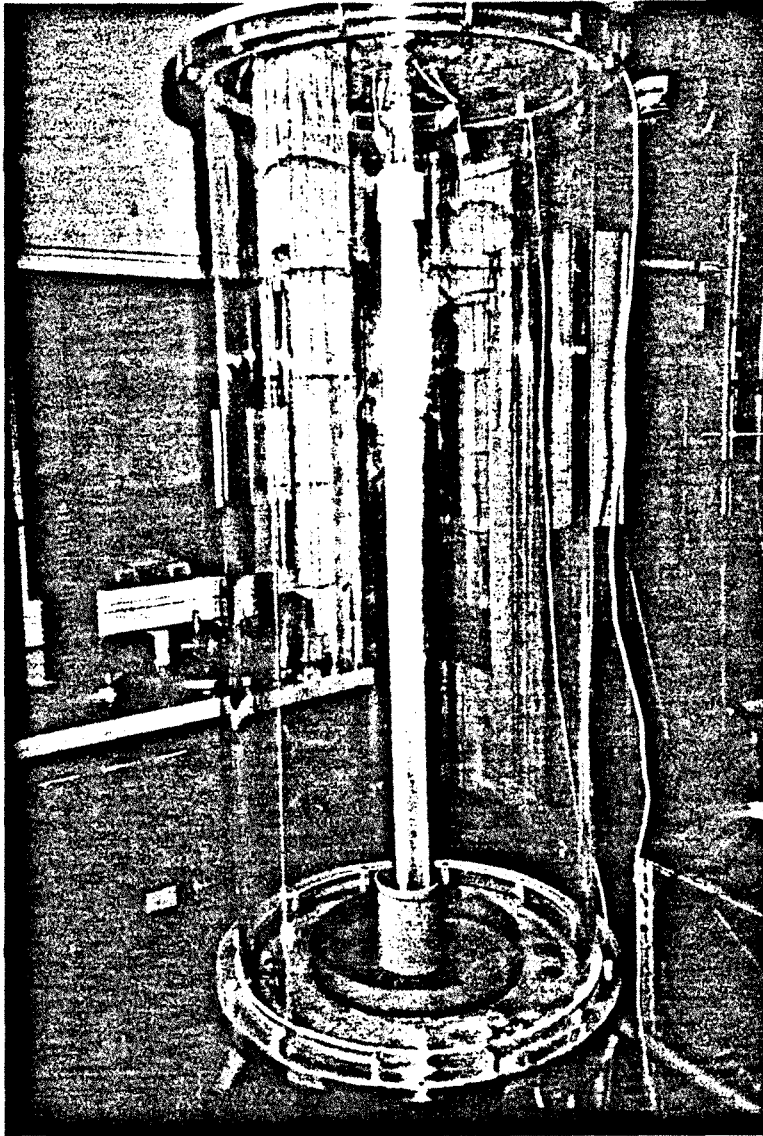


Figure 2.10 : Le Tube Rainuré

2.4. - INSTALLATION EXPERIMENTALE

La Figure 2.11 montre le schéma du tube utilisé dans les essais. Nous disposions de deux tubes, un lisse, autour duquel était enroulées les mailles, et un autre avec des rainures.

Ces tubes ont été fabriqués en acier inox et avaient une longueur de test de 1010 mm (ϕ 54 mm).

L'échauffement du film, qui s'écoulait sur la paroi externe du tube, était fait par un écoulement intérieur d'eau chaude, à contre-courant.

Le film était alimenté par la partie inférieure du tube, se préchauffait en montant dans le tube, sortait dans la tête du tube et était distribué autour de la paroi extérieure par un système de distribution formé par des trous et des couches de gaze hydrophile enroulées autour des trous.

Sur la Figure 2.11 on peut voir la position des points de mesure de température et de débit volumique.

Pendant les essais le tube était entouré par une colonne transparente en plexiglas de 560 mm de diamètre qui permettait à la fois, d'isoler l'écoulement des conditions ambiantes dans le laboratoire, empêchant ainsi les pertes à partir de la surface libre du film, et visualiser l'écoulement pour bien comprendre son déroulement et détecter l'origine d'éventuelles zones sèches.

L'ensemble de l'installation expérimentale est schématisée sur la Figure 2.12.

Les mesures de température à l'intérieur du tube et de la colonne étaient faites avec des thermocouples type K de 1 mm de diamètre. Les températures des entrées et sorties du film et du caloporteur ont été mesurées avec des thermo-résistances de platine de 7 mm de diamètre.

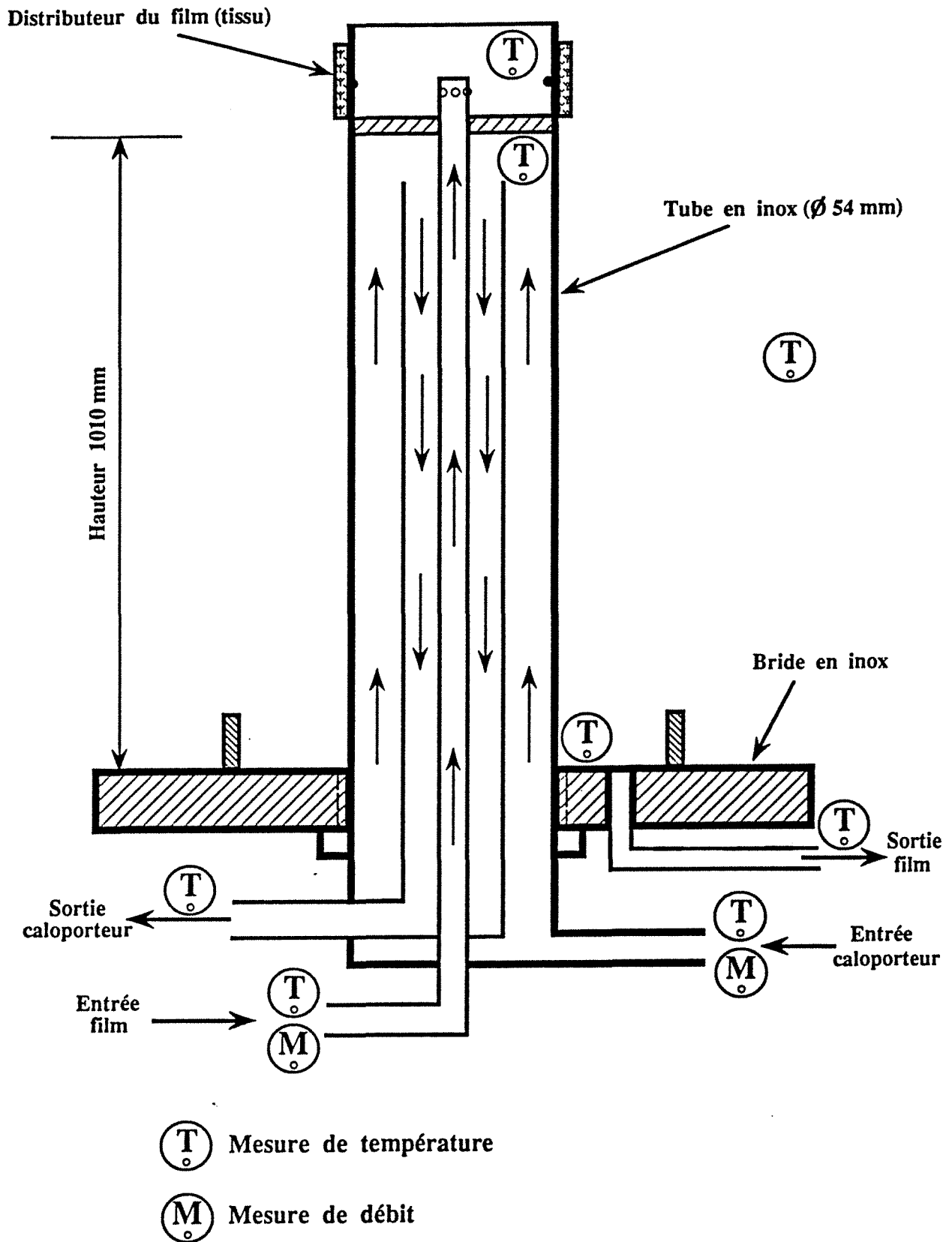
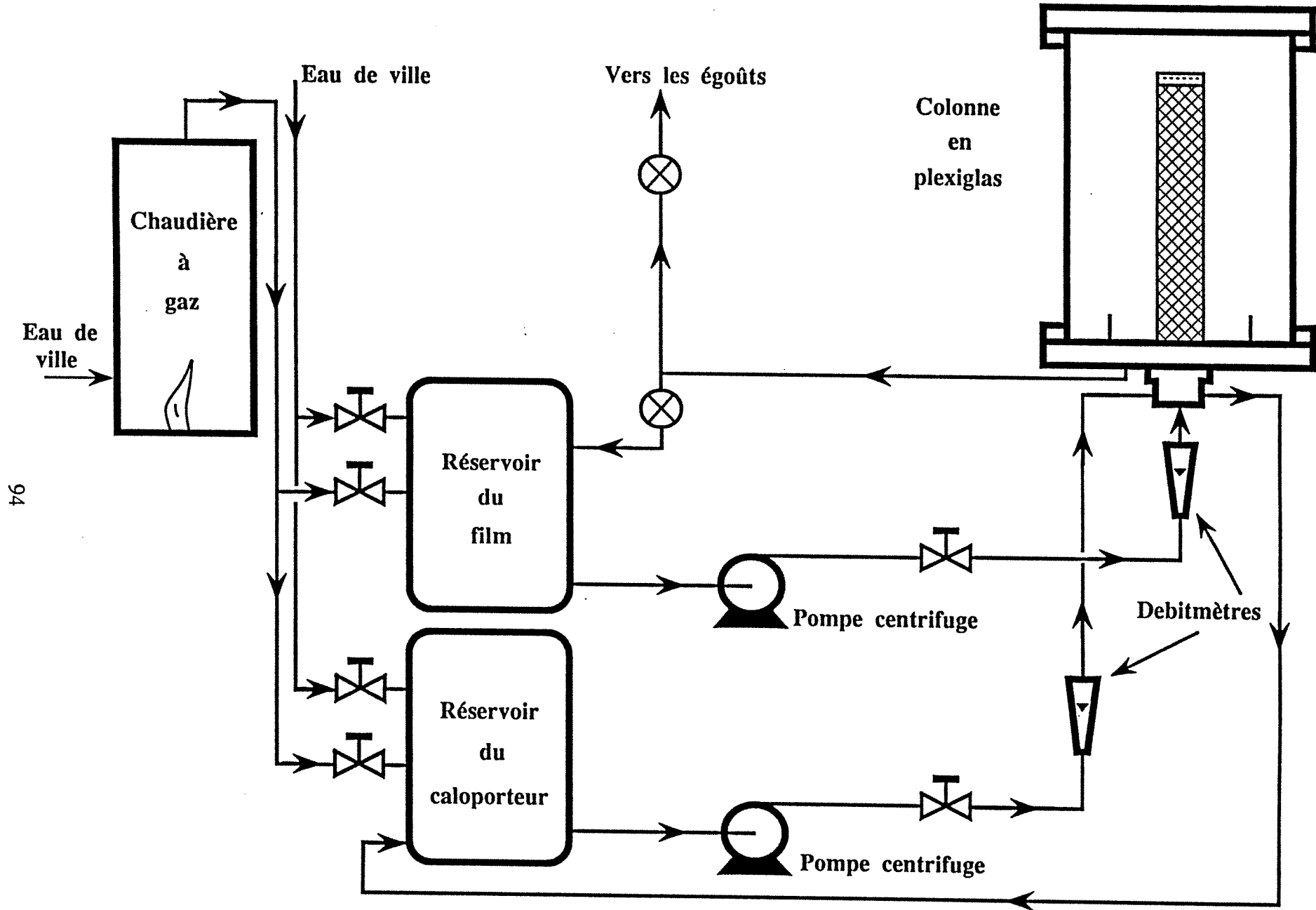


Figure 2.11 : Schéma du Tube



94

Figure 2.12 : Schéma de l'Installation Expérimentale

2.5. - RESULTATS EXPERIMENTAUX

2.5.1. - Méthodologie Générale

L'évaluation de la performance des structures de promoteurs de turbulence est faite selon deux optiques distinctes.

La première consiste à évaluer les échanges thermiques selon le 1er Principe de la Thermodynamique, c'est à dire à partir du calcul des nombres adimensionnels qui gouvernent le transfert de chaleur. Ainsi nous comparerons la performance de structures en analysent les rapports entre Nu_f , Re_f et Pr_f .

La seconde, moins classique, consiste à analyser la performance des échanges thermiques selon le 2ième Principe de la Thermodynamique, c'est-à-dire en évaluant les irréversibilités générées lors du processus d'échauffement du film. Ceci est fait à partir de l'élaboration des diagrammes $S^*_f = f(Re_f)$, où l'on porte la production spécifique d'entropie globale (comme définie dans la Partie 1) en fonction du nombre de Reynolds du film.

Dans les deux cas la condition de référence est le tube lisse.

2.5.2. - Calcul de h_f

L'obtention de h_f est faite à partir du calcul de h_g :

$$\frac{1}{h_f} = \frac{1}{h_g} - \frac{1}{h_c} \quad (2.56)$$

où l'on néglige la résistance thermique de la paroi du tube (2,2 mm).

Le bilan d'enthalpie fourni le flux de chaleur reçu par le film :

$$Q_f = m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.57)$$

et

$$h_g = \frac{Q_f}{A_t^* \Delta T_{ln}} \quad (2.58)$$

avec

$$\Delta \bar{T}_{ln} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{ct} - T_{fe})}{\ln((T_{ce} - T_{fs}) / (T_{ct} - T_{fe}))} \quad (2.59)$$

Les quatre températures ainsi que les débits sont mesurés comme montré sur la Figure 2.11.

Etant donné les caractéristiques géométriques de l'écoulement du caloporteur on ne peut pas assurer que l'équation de Dittus-Boelter (8) soit valable pour corréliser les valeurs de h_c avec Re_c . Donc nous faisons appel à la méthode introduite par Wilson (9) qui consiste à utiliser l'expression suivante pour h_c en régime turbulent :

$$h_c = C Re^{0,8} \quad (2.60)$$

Ainsi l'équation (2.56) devient :

$$\frac{1}{h_f} = \frac{1}{h_g} - \frac{1}{C Re_c^{0,8}} \quad (2.61)$$

et en variant Re_c dans la région turbulente nous pouvons porter les valeurs de $1/h_g$ en fonction de $Re_c^{-0,8}$, comme montré sur la Figure 2.13, et obtenir $1/h_f$.

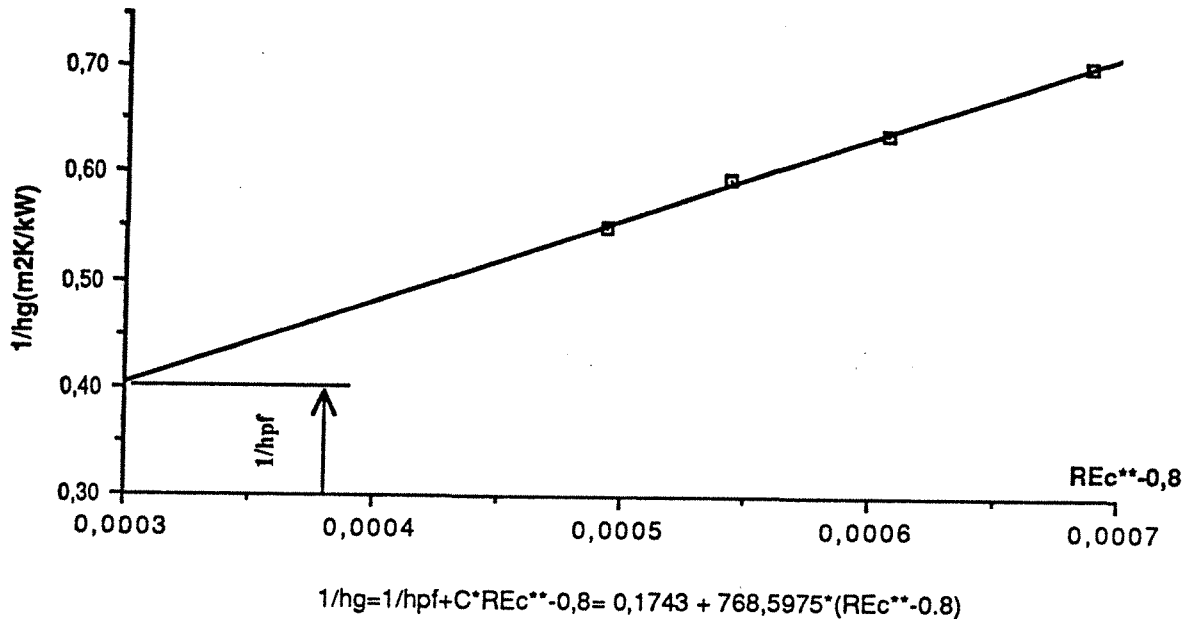


Figure 2.13 : Le Calcul de h_f par la Méthode de Wilson

Avec h_f nous calculons

$$Nu_f = h_f k^{-1} (v^2 g^{-1})^{1/3} \quad (2.62)$$

Pour chaque valeur de h_f nous avons utilisé quatre débits du caloporteur (voir Figure 2.13).

Les mesures de température qui n'interviennent pas dans le calcul de h_g sont faites pour vérifier le bouclage des bilans d'enthalpie et pour assurer des mesures en conditions de régime permanent.

Les propriétés de transport ont été calculées pour des températures moyennes soit pour le film, soit pour le caloporteur.

2.5.3. - Comparaison des Nu_f

Nous allons comparer les résultats obtenus pour les structures proposées avec ceux trouvés pour un tube lisse ayant les mêmes caractéristiques géométriques et les mêmes conditions d'essai.

Nous préférons prendre le tube lisse comme référence plutôt que les données bibliographiques parce qu'il y a une grande diversité des résultats cités par d'autres auteurs et, surtout, parce que dans ces publications les conditions d'essai ne sont pas bien caractérisées. En plus nos résultats sont des valeurs moyennes de Nu_f , Pr_f et Re_f alors que certaines références donnent des valeurs locales de Nu_f . De plus nous avons signalé l'influence du type de distributeur utilisé et de la longueur d'entrée du film. L'influence des promoteurs de

turbulence est donc toujours analysé par rapport au tube lisse, de même distributeur et même longueur d'entrée.

La Figure 2.14 montre la comparaison des résultats obtenus avec le tube lisse et des données bibliographiques présentés par Ganig et Mastanaiah (4) pour des Pr proches de la valeur moyenne de nos essais. Nous avons pris les corrélations de Wilke, les résultats de Ganig et Fujita.

On y constate que dans la région de transition nos résultats sont en accord avec les données bibliographique et dans la région turbulente nos points sont en dessous des valeurs de la corrélation de Wilke.

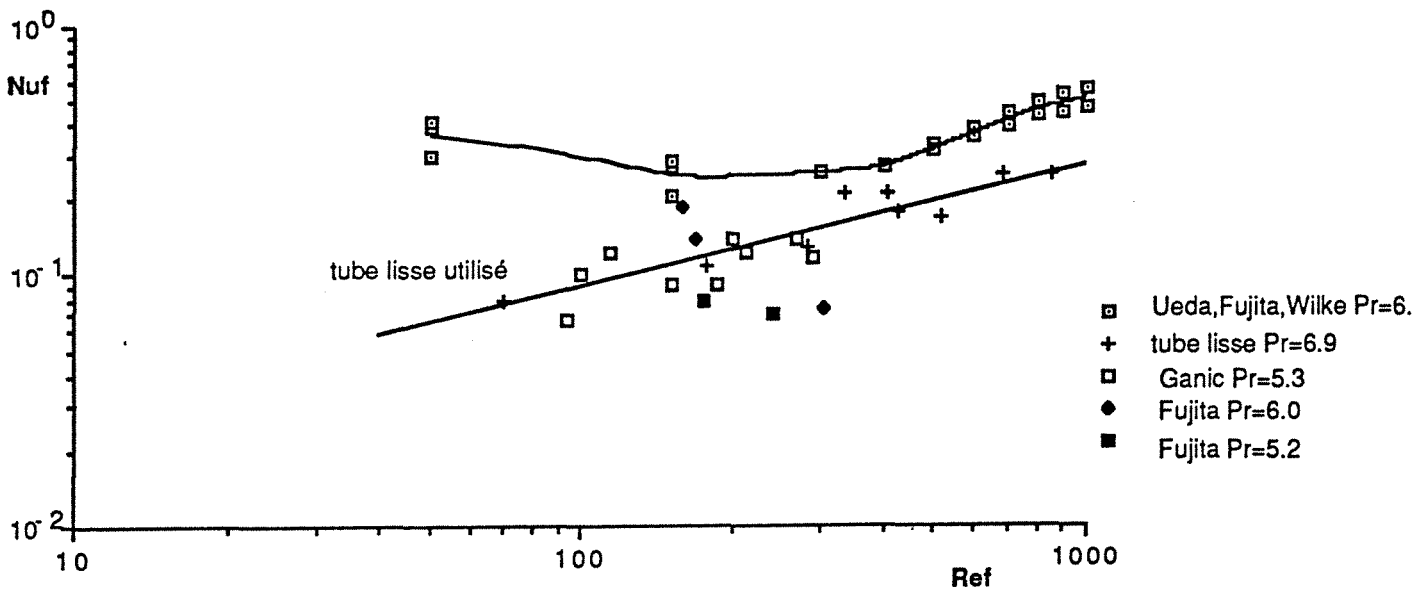


Figure 2.14 : Comparaison des Nuf du Tube Lisse avec les Données Bibliographiques (4)

Les plages de variation des principales grandeurs lors des essais sont :

$$\begin{aligned}
 20 &\leq Re_f \leq 1000 \\
 8000 &\leq Re_c \leq 18\,000 \\
 0,018 &\leq \Gamma \leq 0,950 \text{ kg m}^{-1}\text{s}^{-1} \\
 0,2 &\leq q \leq 46,0 \text{ kW.m}^{-2}
 \end{aligned}$$

Les Figures 2.15 à 2.20 montrent le comportement relatif de chaque type de structure (5 mailles et le tube rainuré) par rapport au tube lisse.

Dû au type de comportement des courbes nous avons utilisé les corrélations semblables à celles de Wilke :

$$Nu_f = a Re_f^b Pr^c \quad (2.26)$$

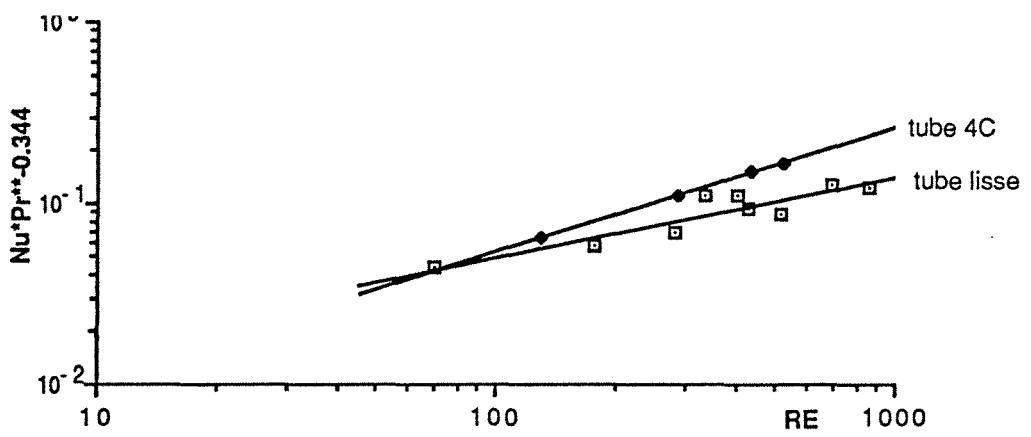


Figure 2.15 Comparaison des $Nu \cdot Pr^{0.344}$: Tube Lisse-Tube 4C

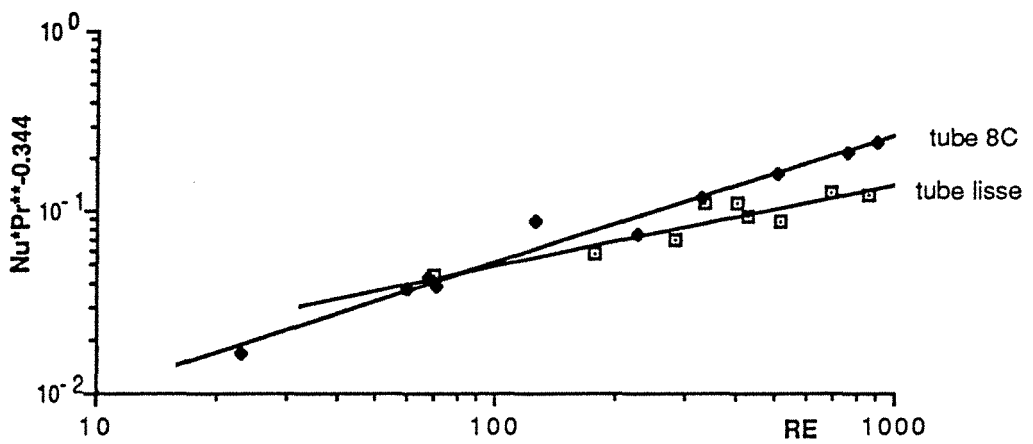


Figure 2.16 Comparaison des $Nu \cdot Pr^{0.344}$: Tube Lisse-Tube 8C

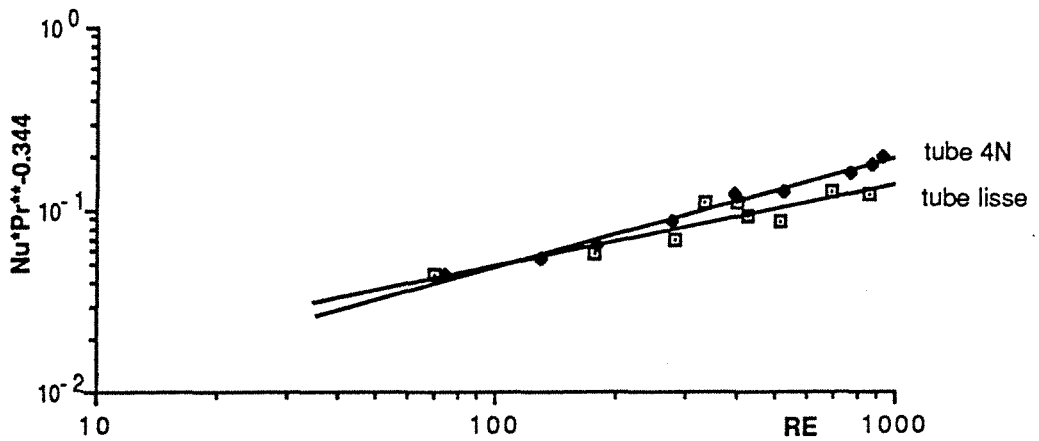


Figure 2.17 Comparaison des $Nu \cdot Pr^{0.344}$: Tube Lisse-Tube 4N

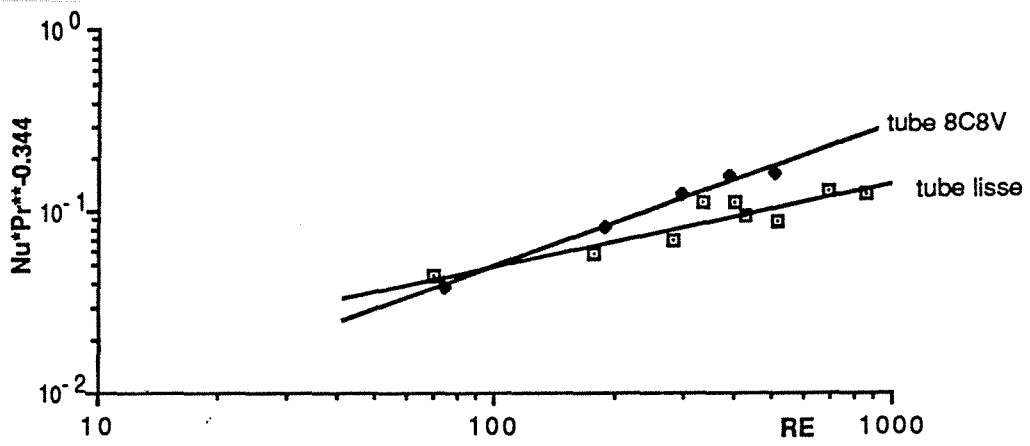


Figure 2.18 Comparaison des $Nu \cdot Pr^{0.344}$: Tube Lisse-Tube 8C8V

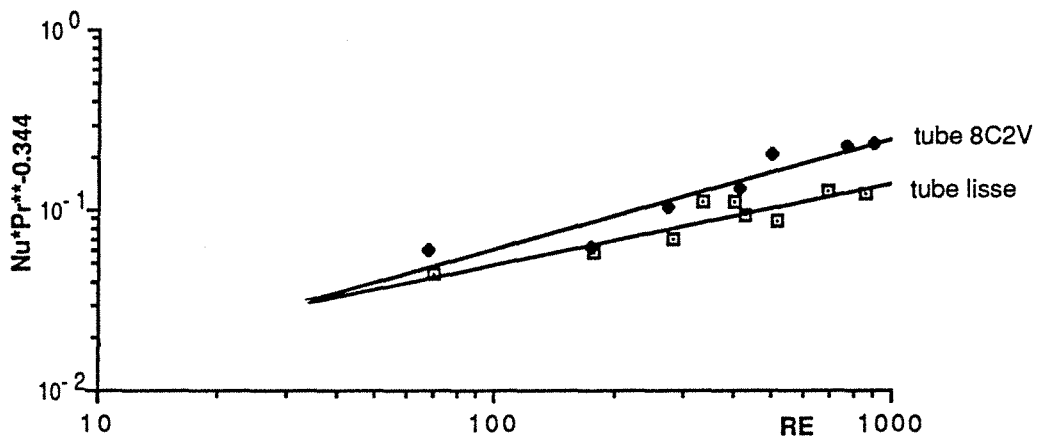


Figure 2.19 Comparaison des $Nu \cdot Pr^{0.344}$: Tube Lisse-Tube 8C2V

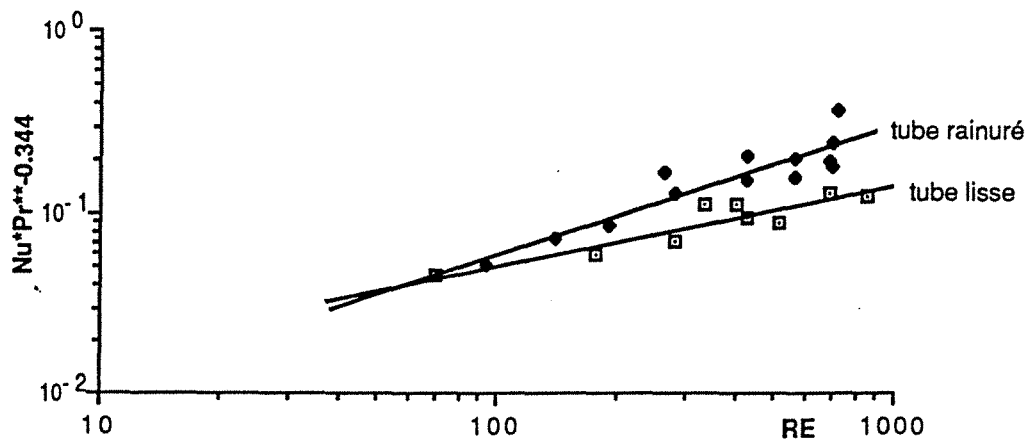


Figure 2.20 Comparaison des $Nu \cdot Pr^{0.344}$: Tube Lisse-Tube Rainuré

Le Tableau 2.5 montre les valeurs de a,b,e ainsi que les coefficients de corrélation (R) pour chaque droite obtenue sur les graphiques log.log.

STRUCTURE	a	b	e	R
Tube lisse	0,0064	0,4466	0,344	0,92
4C	0,0023	0,6883	0,344	1,00
8C	0,0021	0,6993	0,344	0,99
4N	0,0031	0,6010	0,344	0,99
8C8V	0,0014	0,7753	0,344	0,99
8C2V	0,0037	0,6079	0,344	0,95
Tube Rainuré	0,0021	0,7171	0,344	0,91

Tableau 2.5. : Les Constantes et Exposants des Corrélations (2.26)

Nous pouvons quantifier les améliorations introduites par les structures à travers de la définition d'une nouvelle fonction définie comme le rapport :

$$F_{Nu} = (Nu_f)_{structures} / (Nu_f)_{tube\ lisse} \quad (2.63)$$

ce qui nous donne aussi une fonction du type :

$$F_{Nu} = m Re_f^n \quad (2.64)$$



Le Tableau 2.6 rassemble les résultats de cette comparaison pour les six structures étudiées ainsi que les valeurs de F_{Nu} pour $Re_f = 100$ et $Re_f 1000$, pour chacune des structures.

STRUCTURE	m	n	$F_{Nu} (100)$	$F_{Nu} (1000)$
4C	0,359	0,2417	1,09	1,91
8C	0,328	0,2527	1,05	1,89
4N	0,484	0,1544	0,99	1,41
8C8V	0,219	0,3287	1,00	2,12
8C2V	0,578	0,1613	1,21	1,76
Tube Rainuré	0,328	0,2705	1,14	2,13

Tableau 2.6 : Comparaison Structures - Tube Lisse

L'analyse comparative des Nu montre que pour des $Re_f < 100$ les structures avec des promoteurs de turbulence donnent des valeurs de Nu_f qui sont légèrement inférieures à celles du tube lisse. Ceci s'explique parce que l'effet de mélangeage se réduit et l'épaisseur moyenne du film augmente autour des fils ainsi que à cause des rainures. Pour $Re_f > 100$ les structures sont toujours plus performantes que le tube lisse. Il y en a qui font doubler la valeur de Nu_f pour $Re = 1000$ (8C8V, tube rainuré) et d'autres qui sont très proches de cette valeur (4C,8C,8C2V).

Par rapport à la suppression des zones sèches les structures sont toujours plus performantes que le tube lisse. Les meilleurs ont été la 8C, à cause de ses fils mouillables et le tube rainuré à cause, bien sur, de l'effet de mélangeage provoqué par ses rainures qui était perceptible même pour des petits Re_f . Avec ces deux structures nous avons pu aller jusqu'à $Re \cong 20$ sans aucune zone sèche. Pour les structures 4C et 4N il y a eu des petites zones sèches pour $Re \cong 70$, qui ont été limitées par les fils et qui donc ne pouvaient pas se propager en aval. Pour les structures mixtes nous avons pu aller jusqu'à $Re \cong 50$ sans zones sèches.

L'intensification de l'effet de vagues a été observé dans toutes structures, surtout pour les structures mixtes (à cause des fils verticaux) et pour le tube rainuré. En ce qui concerne les structures mixtes nous croyons que les fils verticaux jouent plutôt un rôle d'intensificateurs de vagues que d'assurer la mouillabilité pour des faibles Re_f .

Pour donner une autre information comparative de la performance de nos systèmes, nous les avons comparés avec les résultats obtenus par Liu (7) avec sa structure mixte paroi en cuivre rainurée (rainurés 3 mm demi-ronde perpendiculaires à l'écoulement) plus grilles (TPN 65) appuyées sur la paroi. Les rapports $(Nu_f)_{structure}/(Nu_f)_{liu}$ sont montrés sur le Tableau 2.7 pour les structures 8C, 8C8V et le tube rainuré pour $Re_f = 100$ et $Re_f = 1000$.

STRUCTURE	$(Nu_f)_{structure}/(Nu_f)_{liu}$	
	$Re_f = 100$	$Re_f = 1000$
8C	1,00	0,72
8C8V	0,95	0,82
Tube Rainuré	0,68	1,11

Tableau 2.7 : Comparaison avec la Structure Mixte de Liu.

On y constate qu'avec nos structures plus simples et moins onéreuses nous arrivons à des résultats comparables à ceux de la structure mixte essayée par Liu.

2.5.4. - Calcul de S_f^*

Rappelons l'expression de S^* déduite dans la Partie 1, explicitée ici en termes des grandeurs moyennes du film.

$$S_f^* = \frac{\bar{\Delta T}}{\bar{T}_f} + \frac{(\bar{\Delta T} + \bar{T}_f) * g * \mu * Re_f}{h_f * \bar{\Delta T} * \bar{T}_f} \quad (2.65)$$

La différence de température moyenne paroi-film est calculée comme suit :

$$\bar{\Delta T} = \frac{Q_f}{A_t * h_f} \quad (2.66)$$

De cette façon ayant calculé les grandeurs nécessaires pour établir le diagramme $Nu_f = f(Re_f, Pr_f)$, on peut aisément déterminer la dépendance $S_f^* = f(Re_f)$.

Cette grandeur doit être regardée comme une production spécifique d'entropie globale moyenne, étant donné que nous l'évaluons à partir des grandeurs moyennes représentatives des mesures faites. En bref S_f^* doit être analysée de la même façon que nous analysons les valeurs de h_f et Nu_f présentés auparavant : des grandeurs moyennes du film.

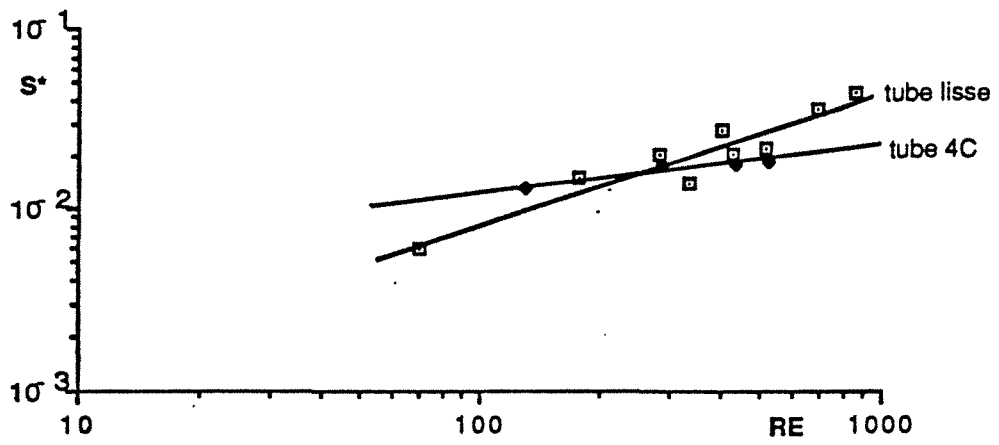


Figure 2.21 Comparaison des S*:Tube Lisse-Tube 4C

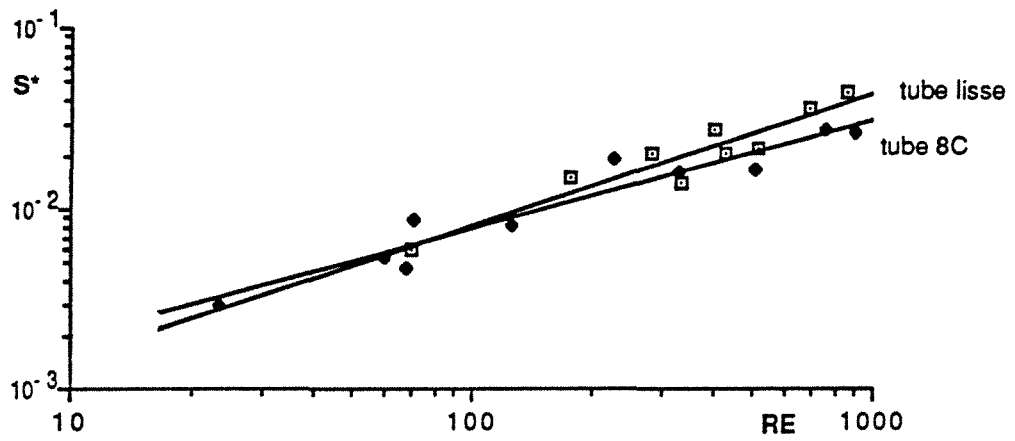


Figure 2.22 Comparaison des S*:Tube Lisse-Tube 8C

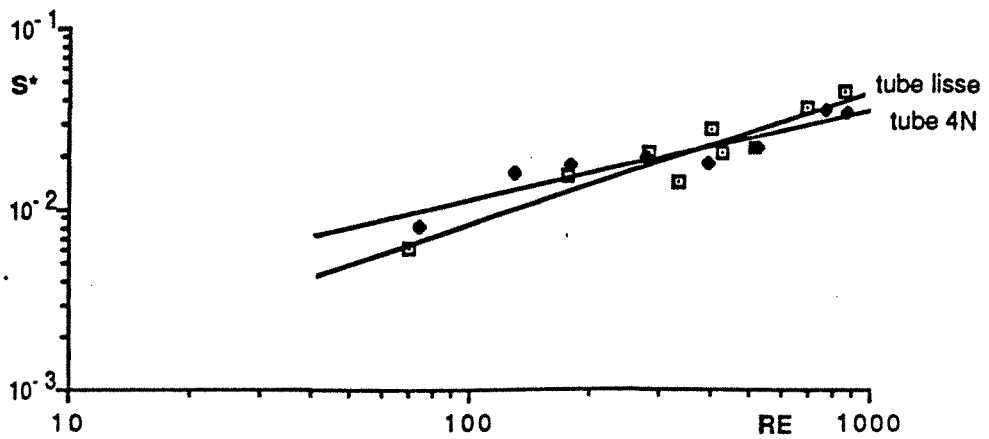


Figure 2.23 Comparaison des S*:Tube Lisse-Tube 4N

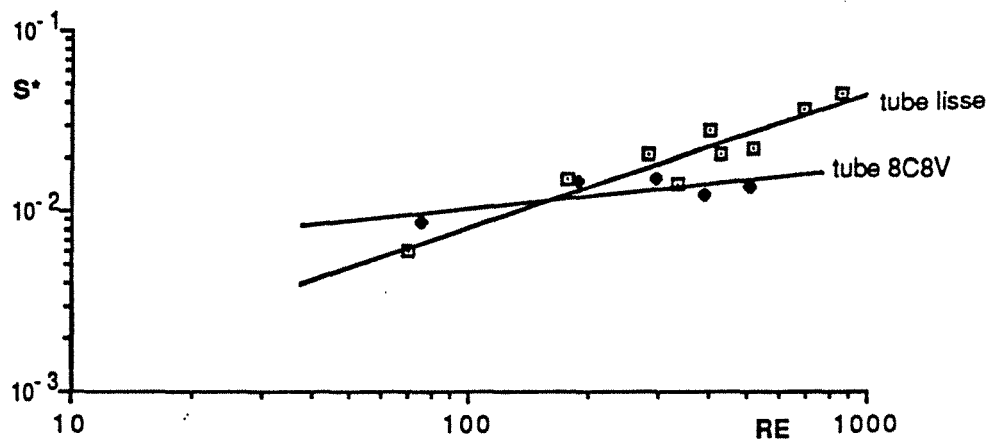


Figure 2.24 Comparaison des S^* :Tube Lisse-Tube 8C8V

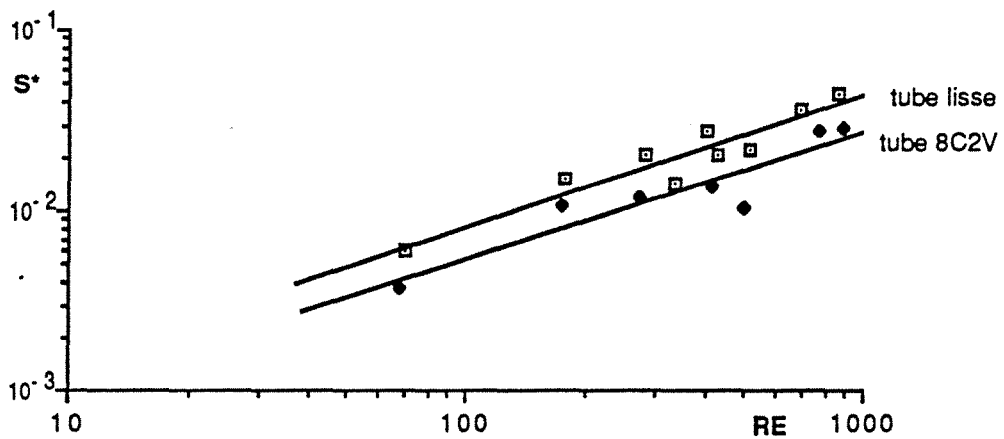


Figure 2.25 Comparaison des S^* :Tube Lisse-Tube 8C2V

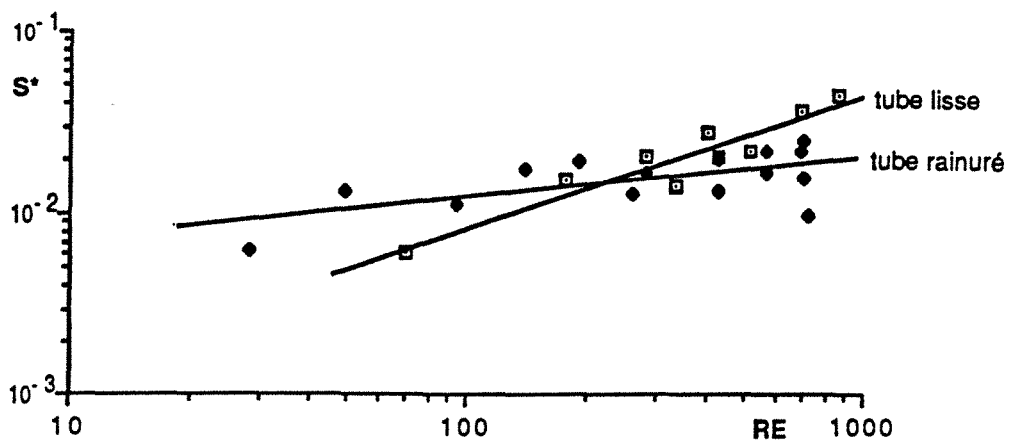


Figure 2.26 Comparaison des S^* :Tube Lisse-Tube Rainuré

2.5.5. - Comparaison des S_f^*

Les Figures 2.21 à 2.26 montrent les résultats pour le tube lisse et les six structures.

On peut bien conclure que S_f^* et Re_f peuvent être corrélés par une expression du type :

$$S_f^* = p Re_f^q \quad (2.67)$$

Le Tableau 2.8 montre les valeurs de p, q et des coefficients de corrélation des droites sur les figures 2.21 à 2.26.

STRUCTURE	p	q	R
Tube lisse	$2,8 \cdot 10^{-4}$	0,7307	0,94
4C	0,0037	0,2653	0,94
8C	$4,9 \cdot 10^{-4}$	0,6018	0,96
4N	0,0011	0,5035	0,94
8C8V	0,0038	0,2198	0,72
8C2V	$2,1 \cdot 10^{-4}$	0,7033	0,92
Tube rainuré	0,0045	0,2170	0,62

Tableau 2.8 : Constantes et Exposants de l'Equation 2.67

Les réductions des irréversibilités sont quantifiées par le calcul de la fonction F_S définie comme :

$$F_S = (S_f^*)_{\text{structure}} / (S_f^*)_{\text{tube lisse}} \quad (2.68)$$

c'est à dire :

$$F_S = r Re_f^t \quad (2.69)$$

Le Tableau 2.9 donne les valeurs de r, t et de F_S pour $Re_f = 100$ et $Re_f = 1000$ pour chacune des six structures.

STRUCTURE	r	t	$F_S (100)$	$F_S (1000)$
4C	13,07	-0,4654	1,50	0,52
8C	1,72	-0,1289	0,95	0,71
4N	3,93	-0,2272	1,38	0,82
8C8V	13,43	-0,5109	1,28	0,39
8C2V	0,75	-0,0274	0,66	0,62
Tube Rainuré	15,90	-0,5137	1,49	0,46

Tableau 2.9 : Comparaison des Irréversibilités : Structures - Tube Lisse

Ici c'est à partir de $Re \cong 250$ (sauf pour la structure 8C2V) que les promoteurs de turbulence assurent des écoulements moins irréversibles que le tube lisse. Les structures les plus performantes pour cette région sont la 8C8V et le tube rainuré. La réduction des irréversibilités étant due à l'augmentation des h_f et à réduction des $\bar{\Delta T}$.

2.6. - CONCLUSIONS

Les résultats obtenus avec les structures de promoteurs de turbulence ont montré que :

- les structures en losange et mixte losange fils verticaux ont des performances comparables à celles du tube rainuré, soit en termes de Nu_f soit S^*_f

- les structures non métalliques ainsi que le tube rainuré ont des performances comparables à celles d'une structure mixte rainure-grille

- la configuration des fils en losange ainsi que les rainures en losange se sont avérées comme très performantes pour augmenter l'effet de mélangeage transversal et les vagues superficielles, ce qui nous permet de dire que ce type de géométrie de promoteur de turbulence est plus intéressant que les rainures ou fils horizontaux.

- les avantages des structures proposées sont évidentes du point de vue du transfert de chaleur, à partir de $Re = 100$ et pour la réduction des irréversibilités à partir de $Re = 200$. De plus elles assurent les conditions de bonne mouillabilité pour $Re < 100$

- comme nous avons pu doubler les coefficients de transfert de chaleur pour $Re \cong 1000$, pour quelques structures, nous pouvons prévoir que en ce qui concerne le transfert de matière ces structures doivent permettre des taux d'augmentation encore plus grands.

La méthodologie proposée ici d'analyse entropique de l'écoulement à film ruisselant nous a fourni des informations nouvelles par rapport à l'analyse enthalpique simple des Nu_f . Ainsi en regardant les diagrammes $S^*_f \times Re_f$ il est possible de mieux comprendre les effets des promoteurs de turbulence sur les irréversibilités, car la méthode tient compte d'autres paramètres que Nu_f , comme la $\overline{\Delta T}$ et les flux de chaleur.

Remarquons finalement que les structures non métalliques proposées ici sont moins chères que les surfaces rainurées et que les grilles. De plus les opérations de montage sont plus simples que pour les grilles et leur entretien est plus simple et rapide.

REFERENCES

- (1) Grossman, G., "Heat and Mass Transfer in Film Absorption", in Handbook of Heat and Mass Transfer, vol. 2, Mass Transfer and Reactor Design, Chermisinoff N.P. editor, Gulf Pu Co., Houston, USA, 1986
- (2) Fulford, G.D., "The Flow of Liquids in Thin Films", Adv. Chem. Eng. vol. 5, pp. 151- 236, Academic Press, N.Y., 1964
- (3) Yih, S., "Modeling Heat and Mass Transport in Falling Liquid Films", in Handbook of Heat and Mass Transfer, vol. 2 - Mass Transfer and Reactor Design Chermisinoff N.P. editor, Gulf Pu Co., Houston, USA, 1986
- (4) Ganic, E.N., Mastanaiah K., "Hydrodynamics and Heat Transfer in Falling Film Flow", in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Hemisphere Publishing Co, pp. 487-527
- (5) Jurkowski, R. "Augmentation du Transfert de Chaleur a un Film Ruisselant par Adjonction d'une Couche Métallique Poreuse à la Paroi", thèse Docteur-Ingénieur INPL, Nancy, France 1986
- (6) Zi-Qiu, S., Chang-Hou, L. et Fang, L. "Effect of Systematic Grooved Surface on the Rate of Heat and Mass Transfer in a Falling Liquid Film" San Francisco, Ca, 17-22 Aug. 1986, pp 1957-1962
- (7) Liu, B. "Pompes à Chaleur à Absorption pour Hautes et très Hautes Températures" Thèse Docteur de l'INPL, Nancy-France, 1990
- (8) Incropera F.P. et Dewitt D.P. "Fundamentals of Heat Transfer" John Wiley, N.Y. 1981
- (9) Stoecker W.F., et Jones J.W. "Refrigeração e Ar Condicionado", Mc Graw-Hill, S.P. 1985

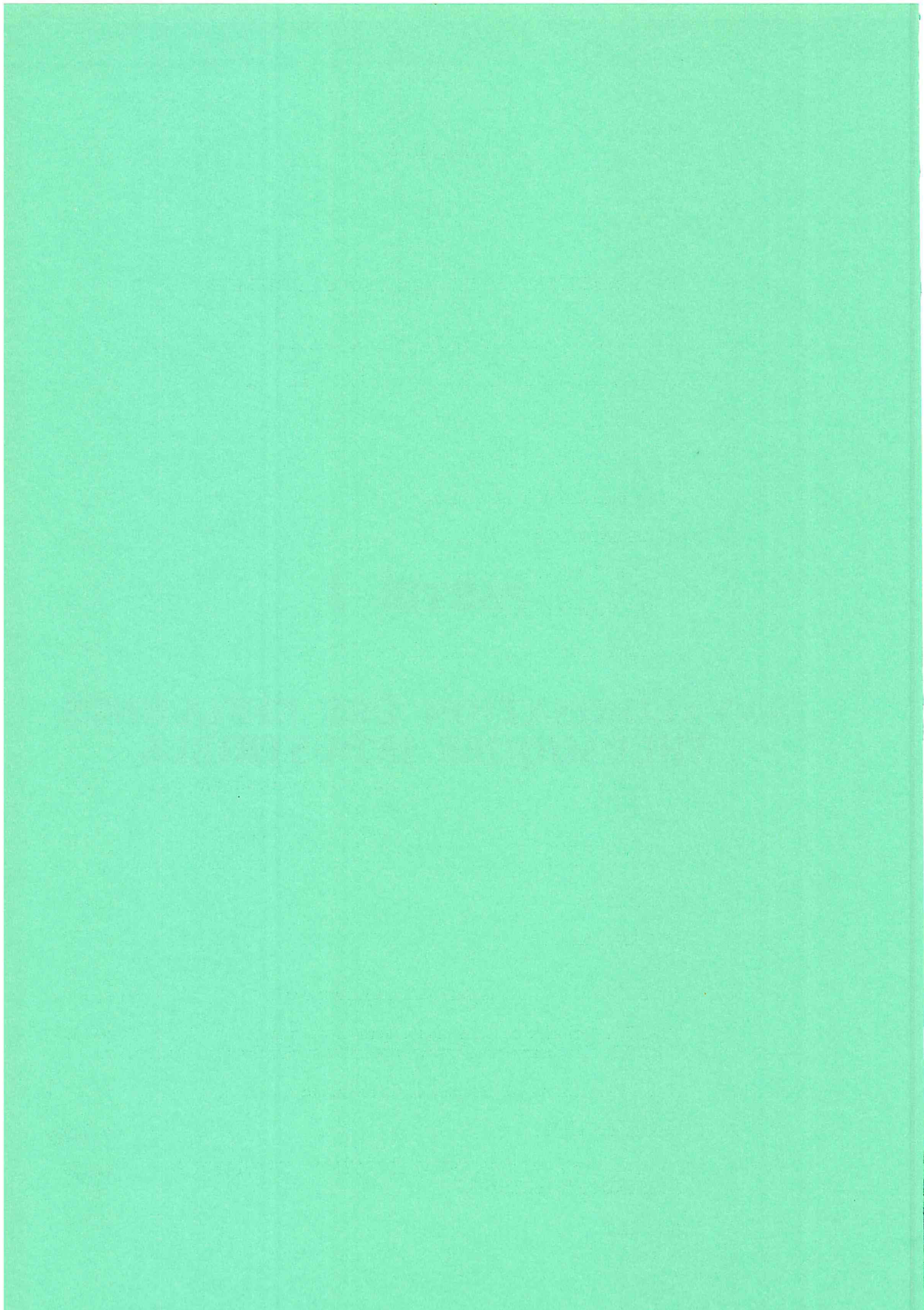
REFERENCES COMPLEMENTAIRES

- Antonenko V.A. et Ivanenko G.V. "The Effect of Geometric Parameters of Porous Mesh Structures on the Mechanism of Vaporisation" Teploenergetika 36 (4) pp. 53-57, 1989
- Baumann W.W. "Heat and Mass Transfer in Evaporation Two Component Liquid Film Flow" Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 33, n° 2, pp. 267-273, 1990
- Elle, C et Nowotry S., "Heat Transfer during the Boiling of Falling Films-Some Considerations about the Application of the Falling Film Technique in Evaporation", XVI Congrès Int. du Froid, Compte-Rendus, tome II, pp. 189-196, Paris, 1983
- Fagerholm, N.E. et all., "Using Structured Surfaces to Enhance Heat Transfer in Falling Film Flow", I.I.F. - Commission E2, Trondheim, Norway, 1985, pp. 187-192
- Fujita, T., et Ueda, T. "Heat Transfer to Falling Liquid Films and Film Breakdom. I Subcooled Liquid Films" J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 97-108 (1978)

- Garcin I. " Les Evaporateurs a Film Ruisselant : Application au Solvant Organique du Retraitement des Combustibles Nucléaires", Thèse Docteur de INPL, Nancy, France 1989
- Grumley T.A., Mudawwar I. et Incropera F.P. "CHT Enhancement in Flowing Fluorocarbon Liquid Films Using Structured Surfaces and Flow Deflectors" Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 31 n° 1, pp. 55-65,1988
- Koziol K. et Bromiarz L., "Transfer Processes in Film Apparatus - II - Effect of Systematic Surface Grooving on the Value of the Mass Transfer Coefficient in a Falling Film of Liquid", Int. Chemical Eng. Vol. 20 n° 1, pp. 143-149, janv. 1980
- Nakayama, W. "Enhancement of Heat Transfer", Report RK13, Mechanical Eng. Research Lab, Hitachi, pp. 223-240, Japon 1982
- Preobrazhensky V. "Measurements Instrumentation in Heat Engineering" Mir Publishers Moscow 1980
- Ramadane A. "Les Evaporateurs-Absorbeurs-Echangeurs" Thèse Doctorat d'Etat, INPL, Nancy 1986
- Seban, R.A. "Transport to Falling Films", Heat transfer, Vol. 6, pp. 417-428, 1978
- Schröder, J.J., Sauder-Beuermann, W. et Fast, P. "Optimization of Heat Transfer on Vertically Finned Falling Film Evaporator Surfaces", Proceedings of the 7th International Symposium on Fresh Water from the Sea, Vol. 1, pp. 253-262, 1980
- Shekildze I.G. et Rusishvili D.G. "Experimental Investigation of Heat Transfer in Evaporation and Condensation Processes on Capillary Surfaces", Inzhenerno-Fizicheskii Zhurnal, vol. 38, n°5, pp. 793-799, may 1980
- Sherwood, T.K., Pigford, R.L., Wilke, C.R. "Mass Transfer", Mc Graw Hill, 1975
- Thomas D., et Young Gale, "Thin Film Evaporation Enhancement by Finned Surfaces", Ind. Eng. Chem. Process. Des. Develop., vol. 9, n° 2, pp. 317-323, 1970
- Vasiliev L.L. "Heat Pipe Research and Development in the USSR", Heat Recovery Systems&CHP, Vol. 9, n°4, pp. 313-333, 1989

PARTIE 3

**REVALORISATION DES EFFLUENTS
THERMIQUES INDUSTRIELS**



PARTIE 3

SOMMAIRE

3.1. - INTRODUCTION	p. 116
3.2. - APPLICATIONS INDUSTRIELLES DES POMPES A CHALEUR ET FRIGO-POMPES	p. 118
3.3. - INTEGRATION DES POMPES A CHALEUR AUX PROCEDES INDUSTRIELS	p. 121
3.4. - ANALYSE DE LA PERFORMANCE DES POMPES A CHALEUR	p. 125
3.4.1. - <u>Introduction</u>	p. 125
3.4.2. - <u>Le Bilan de Valeur de l'Energie</u>	p. 125
3.4.3. - <u>Une définition générale d'efficacité</u>	p. 127
3.4.4. - <u>Les barèmes de valeur de l'énergie</u>	p. 127
3.4.4.1. - <i>Barèmes à base enthalpique</i>	p. 127
3.4.4.2. - <i>Barèmes à base entropique</i>	p. 128
3.4.4.3. - <i>Barèmes à base économique</i>	p. 128
3.4.5. - <u>La performance des pompes à chaleur à sorption</u>	p. 128
3.4.5.1. - <i>Les rendements</i>	p. 128
3.4.5.2. - <i>Le COP Maximum</i>	p. 132
3.4.5.3. - <i>Le saut thermique</i>	p. 135
3.4.5.4. - <i>Les liaisons entre les paramètres de la performance des Pompes à Chaleur à Absorption</i>	p. 135
3.4.5.5. - <i>Valeur Techno-Economique des Pompes à Chaleur à Absorption</i>	p. 137
3.5. - NOUVELLES STRUCTURES ET NOUVEAUX TYPES DE POMPES A CHALEUR A ABSORPTION (PACA)	p. 138
3.5.1. - <u>Principe général</u>	p. 138
3.5.2. - <u>Description des PACA</u>	p. 139
3.5.2.1. - <i>Introduction</i>	p. 139
3.5.2.2. - <i>Une PACA avec faibles ΔT au séparateur</i>	p. 140
3.5.2.2.1. - <i>Principe de la distillation quasi-isotherme</i>	p. 140
3.5.2.2.2. - <i>Un thermotransformateur pour des applications industrielles</i>	p. 144
3.5.2.3. - <i>PACA pour des grands sauts thermiques</i>	p. 144
3.5.3. - <i>Evaluation des PACA</i>	p. 151
3.6. - EVALUATION DES SYSTEMES DE REVALORISATION DES CHALEURS RESIDUAIRES INDUSTRIELLES	p. 154
3.6.1. - <u>Introduction</u>	p. 154

3.6.2. - <u>Modélisation thermodynamique</u>	p. 156
3.6.2.1. - <i>Systèmes de thermotransformateurs</i>	p. 156
3.6.2.1.1. - Thermotransformateur à absorption pure	p. 156
3.6.2.1.2. - La recompression mécanique de vapeur	p. 159
3.6.2.1.3. - Système hybride absorption-compression mécanique	p. 161
3.6.2.1.4. - Système hybride absorption éjecto-compression	p. 161
3.6.2.1.5. - Système hybride compression-absorption	p. 165
3.6.2.2. - <i>Systèmes de frigo pompes</i>	p. 165
3.6.3. - <u>Modélisation technique</u>	p. 168
3.6.3.1. - <i>Introduction</i>	p. 168
3.6.3.2. - <i>Echangeurs de chaleur et matière</i>	p. 169
3.6.3.3. - <i>Compresseurs</i>	p. 177
3.6.3.4. - <i>Ejecteurs</i>	p. 177
3.6.3.5. - <i>Pompes de circulation</i>	p. 177
3.6.4. - <u>Modélisation économique</u>	p. 178
3.6.4.1. - <i>Description générale</i>	p. 178
3.6.4.2. - <i>Evaluation du coût des systèmes</i>	p. 179
3.6.5. - <u>Le choix des meilleurs systèmes</u>	p. 182
3.6.6. - <u>Les logiciels PACA-DESIGN</u>	p. 183
3.6.7. - <u>La comparaison des systèmes - analyse des résultats</u>	p. 187
3.6.7.1. - <i>Le comportement général des systèmes</i>	p. 187
3.6.7.1.1. - La différence des compositions entre les solutions diluée et concentrée	p. 187
3.6.7.1.2. - La haute pression des systèmes hybrides absorption-éjection compression	p. 188
3.6.7.1.3. - Le taux de compression des éjecteurs	p. 189
3.6.7.1.4. - La température des effluents thermiques	p. 189
3.6.7.1.5. - La température du procédé	p. 190
3.6.7.2. - <i>Comparaison des thermotransformateurs</i>	p. 191
3.6.7.2.1. - Conditions de comparaison	p. 191
3.6.7.2.2. - Analyse comparative	p. 192
3.6.7.3. - <i>Comparaison des frigo-pompes</i>	p. 194
3.6.7.3.1. - Conditions de comparaison	p. 194
3.6.7.3.2. - Analyse comparative	p. 194
3.6.8. - <u>Analyse de sensibilité des coûts</u>	p. 197
3.7. - CONCLUSIONS	p. 204
REFERENCES	p. 205

NOMENCLATURE

SYMBOLES LATINS

a	:	diffusivité thermique ($m^2.s^{-1}$)
A	:	constante
B	:	constante
b	:	largeur(m)
\bar{C}_m	:	chaleur spécifique moyenne de la solution ($kJ.kg^{-1}$)
C_o	:	coût opératoire énergétique (FF/an)
co	:	coût opératoire énergétique par joule d'énergie utile (FF/J)
C_{ov}	:	coût opératoire d'un système énergétique classique (FF/an)
Cop	:	coût opératoire d'une pompe à chaleur (FF/an)
ccm	:	coût total spécifique moyen de la chaleur produite (FF/kWh)
cfm	:	coût total spécifique de l'effet de réfrigération produit (FF/kWh)
D	:	diamètre (m), diffusivité massique ($m^2.s^{-1}$)
DT	:	différence de température (K, °C)
E	:	énergie, flux d'énergie (J, J/an, W)
E_x	:	exergie flux d'exergie (J, J/an, W)
F	:	coût des apports de valeur (FF/an)
f	:	taux de recirculation
h	:	enthalpie spécifique (kJ/kg) coefficient de transfert de chaleur ($kW.m^{-2}K^{-1}$)
ΔH_v	:	enthalpie de condensation-absorption de la vapeur d'eau ($kJ.kg^{-1}$)
I	:	coût d'investissement (FF)
I_e	:	investissement énergétique (J)
k	:	coefficient de transfert de matière (ms^{-1}), flux de chaleur fournie par l'absorbeur par kg d'eau absorbée (kJ/kg eau)
Le	:	nombre de Lewis
M	:	débit massique ($kg.s^{-1}$)
m	:	débit massique spécifique ($kg.kg^{-1}$ eau)

n	:	exposant
Nu	:	durée de vie (an)
Nv	:	temps de retour (an)
P	:	pression (Pa, bar), puissance (kW)
p	:	pente
Po	:	profit (F/an)
q	:	flux de chaleur spécifique (kJ kg ⁻¹)
Q	:	flux de chaleur (W)
Rp	:	taux de compression
Re	:	nombre de Reynolds
s	:	entropie spécifique (kJ.kg ⁻¹ K ⁻¹)
S	:	surface (m ²)
\bar{T}	:	température moyenne (°C, K)
ta	:	durée d'opération annuelle (h/an)
v	:	valeur de l'énergie (FF/J)
V	:	vitesse (m.s ⁻¹)
VTE	:	valeur techno-économique
VO	:	débit volumique à l'aspiration des compresseurs (m ³ h ⁻¹)
W	:	travail, puissance mécanique (J,W)
w	:	travail, puissance mécanique spécifique (J/kg)
X,x	:	concentration (%) : titre massique
z	:	hauteur

SYMBOLES GRECS

α	:	rapport des débits massiques : vapeur haute pression/vapeur aspirée, exposant
β	:	exposant
γ	:	exposant

δ	:	exposant
$\varepsilon_g, \varepsilon_{ex}$:	efficacité exergetique globale, efficacité exergetique
η	:	rendement
$\theta, \bar{\theta}$:	facteur de Carnot, facteur de Carnot moyen
μ	:	viscosité dynamique ($\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$)
ρ	:	masse spécifique (kg.m^{-3})

INDICES

ad	:	adiabatique
af	:	valeur de la chaleur produite par l'absorbeur sur le marché français
ae	:	entrée absorbeur
a	:	eau, apportée au système, absorbeur
c	:	condenseur, concentrée
ce	:	entrée condenseur
cs	:	sortie condenseur
cd	:	condenseur
ch	:	chaudière
comp	:	compresseur
ct	:	total compresseur
d	:	désorbeur, diluée, diabatique
de	:	entrée désorbeur
ds	:	sortie désorbeur
df	:	valeur de la chaleur consommée par le désorbeur sur le marché français
e	:	interface du film, électrique, moteur d'entraînement des compresseurs, évaporateur, énergétique
ee	:	entrée évaporateur
es	:	sortie évaporateur
ef	:	valeur de la chaleur consommée par l'évaporateur sur le marché français, interface-coeur

ej	:	éjecteur
et	:	eau total
ev	:	évaporateur
ec	:	échangeur
env	:	environnement
f	:	final, coeur du film
h	:	source de chaleur
hp	:	haute pression
i	:	initial, intégral, intermédiaire
in	:	intermédiaire
j	:	éjecteur
je	:	entrée éjecteur
js	:	sortie éjecteur
k	:	critique, compresseur
ke	:	entrée compresseur
ks	:	sortie compresseur
ksr	:	sortie après une compression isentropique
m	:	mécanique, moteur, mélangeur
mot	:	moteur
mel	:	mélangeur
max	:	maximum
o	:	référence exergétique
p	:	pompe, procédé, solution pauvre
pt	:	solution pauvre totale
pp	:	pompe de circulation
q	:	chaleur
Q	:	chaleur, flux de chaleur
r	:	rejet
s	:	solution, soluté, séparateur

sep : séparateur
t : thermique, température
u : utile
v : vapeur
wf : valeur de l'énergie mécanique/électrique consommée sur le marché français

3.1. - INTRODUCTION

L'utilisation efficace de l'énergie dans les procédés industriels est une contrainte technologique qui doit être respectée pour des raisons économiques et écologiques, comme par exemple la disponibilité limitée des sources d'énergie, les coûts de fabrication et la réduction de la pollution thermique, et de celle provoquée par des gaz de combustion et par les CFC (1).

Dans ce scénario la revalorisation des effluents thermiques produits par de nombreux procédés industriels est un objectif qui doit être atteint pour avoir des procédés bien intégrés et qui consomment et/ou produisent l'énergie efficacement. Les chaleurs résiduelles industrielles sont généralement, produites sous forme d'eaux plus ou moins polluées, à des températures de l'ordre de 60°C à 100°C. Ces sources de chaleur trouvent rarement d'utilisation directe sur le site industriel même. Leur valeur économique est même négative, dans la mesure où il faut refroidir ces fluides avant de les rejeter dans l'environnement. Or on trouve généralement, sur ces mêmes sites industriels, des besoins de chaleur à un niveau de température supérieur, parfois à un niveau compris entre 120°C et 150°C, ou plus souvent, à un niveau compris entre 150°C et 200°C, ainsi que des besoins de réfrigération à un niveau de température aux alentours de 10°C.

Ces arguments mettent en évidence qu'il y a des fortes possibilités d'application pour des thermotransformateurs qui valorisent des flux de chaleur gratuits à 60°C - 100°C en chaleur utile à 150°C - 200°C, ainsi que pour des frigo-pompes qui partant de ces mêmes sources de chaleur produisent de la "fraîcheur" à 5°C - 10°C, avec de bonnes performances énergétique et économique. La figure 3.1 schématise ce scénario.

Nous allons présenter ici des nouvelles structures et types de thermotransformateurs et frigo-pompes qui peuvent atteindre les buts industriels décrits ci-dessus. Nous développerons une méthode d'analyse thermo-économique de ces systèmes, ainsi qu'une simulation de leur performance à partir d'une série de logiciels conçue pour ce but, pour pouvoir caractériser leur comportement dans des conditions d'opération industrielles. Tous les systèmes présentés ici utilisent la technique des échangeurs à film ruisselant.

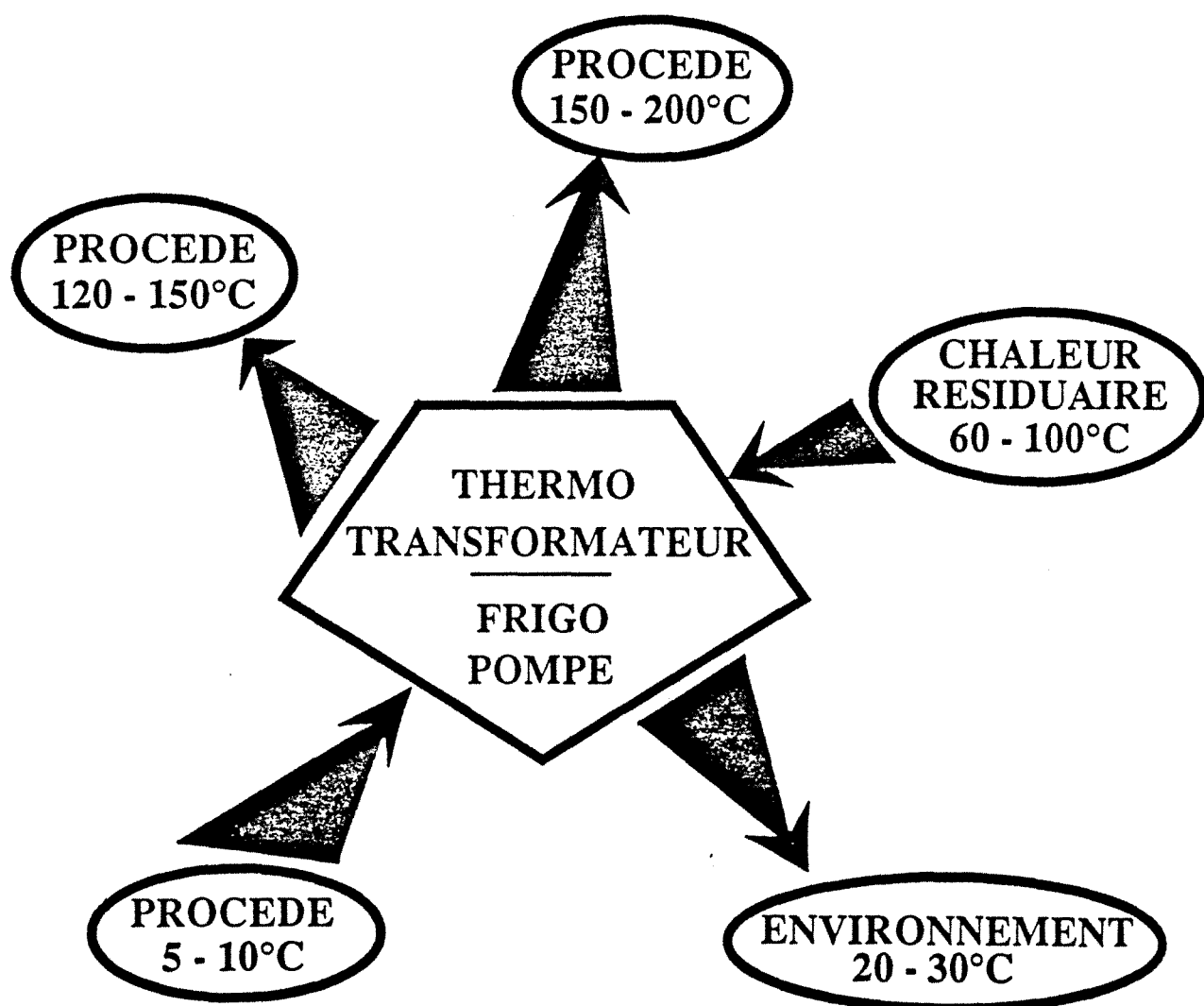


Figure 3.1. : La Révalorisation des Chaleurs Résiduaire Industrielle

3.2. - APPLICATIONS INDUSTRIELLES DES POMPES A CHALEUR ET FRIGO-POMPES

La définition des procédés et secteurs industriels où les pompes à chaleur (PAC) peuvent être techniquement et économiquement employées sont ceux qui présentent des consommations d'énergie importantes dans le domaine de températures qui peuvent être atteintes par les systèmes de PAC.

Actuellement les PAC à compression peuvent atteindre des températures de condensation maximales de l'ordre de 120°C, les systèmes de recompression mécanique de vapeur peuvent en principe aller jusqu'à 200°C et les PAC à absorption, dans la configuration de thermotransformateur sont capables d'aller jusqu'à des températures de l'ordre de 180°C, comme sera présenté ici.

Les secteurs industriels avec consommations importantes d'énergie, sous la forme de chaleur pour des températures inférieures à 200°C sont les secteurs alimentaire ($\cong 90$ % de l'énergie consommée par le secteur), chimique et pétrochimique ($50 \cong 60$ %), textile ($\cong 90$ %), papier et pâte à papier ($\cong 90$ %).

D'après une étude réalisée par Jaszay et Hivessy (2) la consommation d'énergie de ces secteurs pour différents pays est montrée sur le Tableau 3.1.

PAYS	Aliment tabac	textile cuir	papier, pâte à papier, peinture	chimie	total ind.
Pays-Bas	53.7	9.6	19.9	506.4	756.6
Suède	14.5	2.8	32.6	52.3	162.7
Allemagne	126.0	45.9	81.2	810.0	2181.7
Angleterre	115.0	37.8	58.5	475.9	1479.9
France	105.8	28.3	51.1	575.9	1482.6
Espagne	47.8	22.5	27.4	215.5	666.2
Autriche	10.6	4.6	18.6	55.7	271.3
U.R.S.S.	1489.0	n.a.	125.4	4904.0	19512.3
EEC	601.6	216.3	309.8	3286.2	8787.9
E.U.A.	165.6	44.8	331.0	2291.1	11628.1
Canada	76.1	22.8	169.4	488.2	1475.9
Japon	91.1	113.1	58.1	1052.9	3644.3

Tableau 3.1. : Consommation d'Energie Primaire dans quelques secteurs industriels en P.J (statistique de l'OECD, 85/86)

Ces mêmes auteurs ont évalué les marchés potentiels des PAC pour les secteurs alimentaires du tabac ainsi que pour le secteur chimique et pour le total de l'industrie. Leurs conclusions sont montrées sur le Tableau 3.2.

PAYS	Industrie d'aliments et tabac	Industrie chimique	total industrie
Pays-Bas	250	200	800
Suède	67	26	172
Allemagne	587	400	2307
Angleterre	535	235	1565
France	493	284	1568
Espagne	222	106	704
Autriche	49	28	287
U.R.S.S.	6932	2421	20631
EEC	2800	1622	9292
E.U.A	771	1131	12295
Canada	354	241	1561
Japon	424	520	3853

Tableau 3.2. : Marchés potentiels des PAC (MW) pour quelques pays.

Les chiffres présentés sont suffisamment éloquentes pour caractériser l'importance du développement des systèmes de PAC soit au niveau de la réduction et l'optimisation de l'utilisation de l'énergie, soit au niveau économique concernant les fabricants d'équipements et systèmes de PAC.

En ce qui concerne le Brésil, le Bilan d'Énergie de l'État de São Paulo (l'état brésilien le plus industrialisé et responsable pour, à peu près, la moitié de la production nationale) de l'année 1981 montrait que 38 % de l'énergie consommée (182 PJ) était sous la forme de chaleur pour des procédés avec températures inférieures à 300°C (3).

Le Tableau 3.3 présente les principaux secteurs industriels pour l'emploi des PAC avec leurs caractéristiques énergétiques.

Secteur	Consommation Industrielles du Secteur (%)	Consommation du Secteur pour des fins thermiques (%)	Consommation des Procédés du secteur avec T < 150°C (%)	Énergie consommée Procédés avec T < 150°C (10 ¹² kJ)
Chimie et Pétrochimie	17,3	86	57	38,0
Alimentaire	15,8	90	35(1)	13,4
Papier et Pâte à papier	8,2	83	47(2)	14,2
Textile	5,1	78	91	16,9

(1) procédés avec T ≤ 250°C représentent 97 %

(2) procédés avec T ≤ 200°C représentent 91 %

Tableau 3.3. : Consommations d'Énergie pour quelques Secteurs de l'Industrie de l'état de São Paulo (Brésil) en 1981

On peut y constater que l'énergie consommée pour les procédés avec T ≤ 150°C correspond à 17 % de toute l'énergie consommée par l'industrie paulista pendant l'année 1981.

Pour les frigo-pompes il est bien connu que de nombreuses industries, notamment dans le domaine agro-alimentaire, manquent de sources de "fraîcheur" pendant la saison chaude. L'eau des rivières utilisée pour refroidir les appareils (condenseurs, réacteurs exothermiques, conservateurs de denrées fragiles, etc ...) est souvent à une température de l'ordre de 25°C à 30°C, alors qu'il leur faudrait une eau à 10° - 15°C. A titre d'exemple des usines de conserverie, situées en Lorraine, ne disposent en juillet-août, que d'eaux à 20°C - 25°C, pour refroidir rapidement les conserves après pasteurisation, alors que cette opération nécessite l'emploi d'eau à moins de 12°C. Et c'est précisément à l'époque la plus chaude, que se fait les récoltes de fruits et donc leurs mises en boîte. Or la plupart de ces mêmes usines, rejettent parallèlement dans l'environnement, des quantités abondantes de chaleurs résiduelles (généralement sous forme d'eaux plus ou moins polluées) à des températures de l'ordre de 60°C à 100°C.

Cette situation est fréquemment existante dans plusieurs industries situées en zones tropicales et équatoriales, mais ceci concerne aussi les industries situées sur le pourtour méditerranéen et même certaines de celles situées en zones tempérées, pendant l'été.

L'utilisation de ce type de système de réfrigération, actionné à la chaleur résiduelle et donc basé sur un cycle à absorption présente l'avantage de ne pas utiliser les réfrigérants halogénés (CFC) et donc de n'être pas nuisible à l'environnement. Au contraire, il empêche la pollution thermique des rejets industriels et la possible destruction de la couche d'ozone par les CFC.

3.3. - INTEGRATION DES POMPES A CHALEUR AUX PROCEDES INDUSTRIELS

L'insertion d'une pompe à chaleur dans un procédé industriel doit respecter certaines règles de l'intégration des procédés (4,5).

Ainsi si l'on regarde les courbes composites du digramme "température-enthalpie" montrées sur la Figure 3.2 on a à gauche de l'abscisse A, où la différence de températures entre fluides chauds et froids est minimale (point dit de pincement), une région excédentaire en énergie et à droite du point de pincement une région qui est déficitaire en énergie.

Ainsi si l'on veut que l'emploi d'une pompe à chaleur dans un procédé industriel soit un véritable élément de conservation et optimisation énergétique, il faut que son insertion dans le procédé tienne compte la localisation du point de pincement.

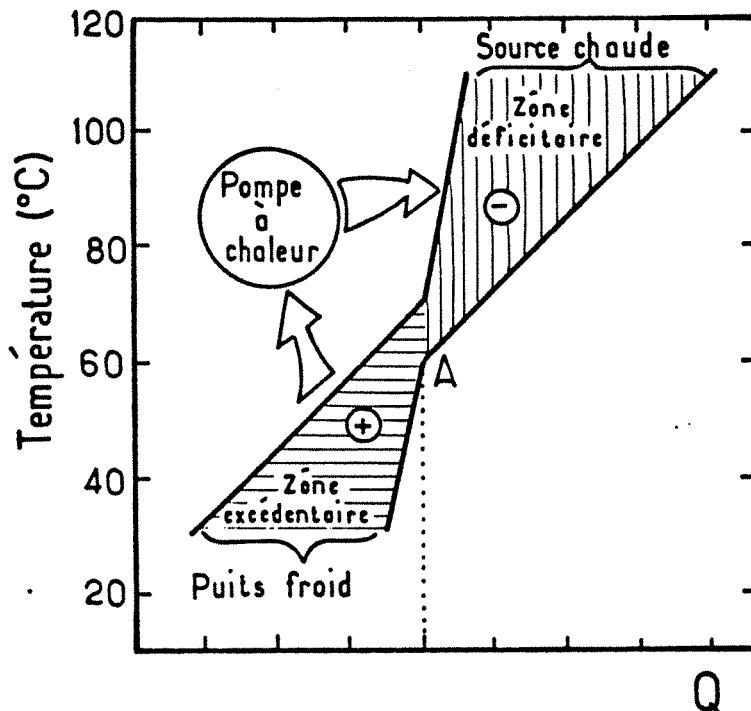


Figure 3.2. : Diagramme T-Q

Comme règle générale les systèmes de pompes à chaleur doivent remonter le niveau thermique des chaleurs récupérées dans la zone excédentaire jusqu'aux courants de la zone "déficitaire".

Analysons les différentes possibilités d'insertion des pompes à chaleur pour bien illustrer l'affirmation faite ci-dessous.

Prenons d'abord une pompe à chaleur à compression. Nous pouvons avoir trois possibilités :

a) le condenseur et l'évaporateur sont tous les deux dans la zone endothermique. La chaleur du condenseur de la pompe (Q_c) est une nouvelle disponibilité, mais comme il y a un nouveau besoin de chaleur au niveau de l'évaporateur de la PAC (Q_e), la réduction maximale de la puissance des utilités chaudes est égale à la puissance (travail) du compresseur de la PAC ($W = Q_c - Q_e$). Le coefficient de performance, au niveau du procédé est inférieur ou égal à 1 quelle que soit la valeur du coefficient de performance de la pompe à chaleur. Il vaut mieux installer des résistances électriques (4).

b) le condenseur et l'évaporateur sont dans la région exothermique. Dans ce cas on aurait une augmentation de la charge thermique des utilités froides de W . Le potentiel d'économie d'énergie est nul.

c) le condenseur et l'évaporateur sont placés de part et d'autre du point de pincement. Cette insertion apporte un nouveau besoin dans la zone exothermique et une nouvelle disponibilité dans la zone endothermique. Les charges thermiques des utilités chaudes et froides seront diminuées de Q_c et Q_e respectivement comme montré sur la Figure 3.3.

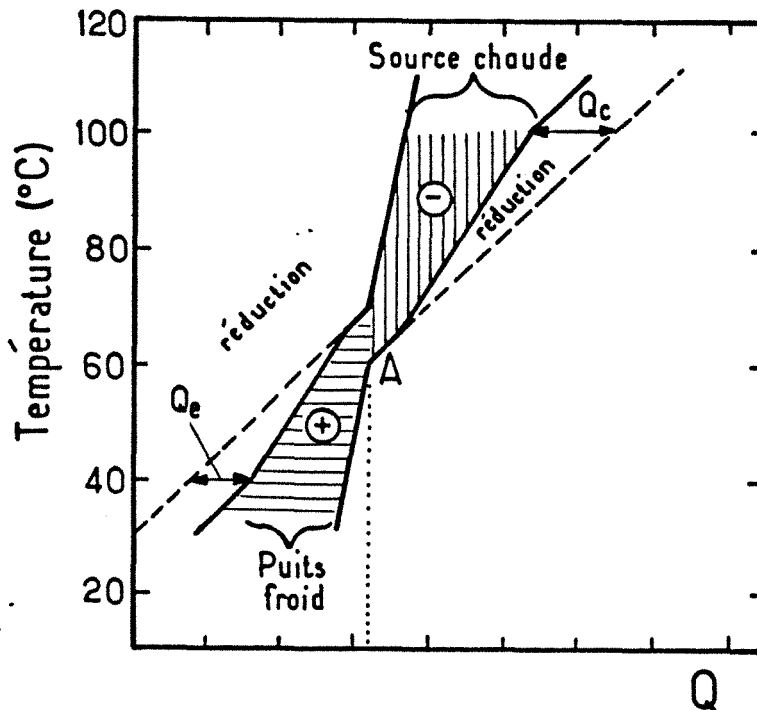


Figure 3.3. : Courbes Composites après l'Installation d'une PAC

Le coefficient de performance au niveau du procédé sera identique à celui de la PAC. Pour maximiser la performance de la PAC il sera important que les deux échangeurs (condenseur et évaporateur) puissent être placés très proches l'un de l'autre, mais la puissance maximale de la PAC reste limitée par la nature du diagramme (T/Q).

Pour un thermotransformateur (T.T.) qui utilise une chaleur Q à T pour valoriser une partie Q_1 jusqu'à T_1 , en dégradant l'autre partie Q_2 à T_2 ($T_1 > T > T_2$) nous avons :

a) T_1 est inférieure à la température du pincement ou T_2 est supérieure au pincement. Dans ce cas les différentes sources restent du même côté du pincement, ce qui ne provoque pas un changement de la structure du procédé et par conséquent aucune économie d'énergie n'est envisageable.

b) la température du pincement est comprise entre T et T_2 . Ce cas est extrêmement défavorable puis que la machine exporte de la chaleur de la zone endothermique vers la zone exothermique.

c) la température du pincement est comprise entre T_1 et T . C'est le cas intéressant car il reprend de la chaleur dans la zone excédentaire pour la revaloriser vers la zone déficitaire.

Pour une PAC à absorption qui utilise une chaleur à haut niveau (T_2), un rejet (T_1) à bas niveau (équivalent de l'évaporateur) pour fournir de la chaleur à un niveau intermédiaire (T), équivalent du condenseur d'une PAC à compression, les règles d'insertion sont donc strictement analogues à celles définies pour la PAC à compression.

Donc ayant vu les conditions d'insertion des PAC dans des procédés industriels, selon les principes de la méthode du pincement, nous pouvons dire que pour des rejets industriels entre 60°C et 100°C et températures des procédés entre 130°C et 180°C, les températures du pincement de ces procédés doivent être comprises entre les plages de température, des rejets et des procédés.

Selon Gourlia (4) différentes études de cas ont permis de démontrer que, d'un point de vue économique, l'emploi d'échangeurs de chaleur pour la récupération des chaleurs résiduelles représentaient toujours la solution la plus performante et que les pompes à chaleur ne trouvent un intérêt que lorsque le pincement est extrêmement marqué. Ces conditions sont obtenues quand les fluides qui créent le pincement sont des plateaux marquant un changement de phase (vaporisation à droite du pincement et condensation à gauche du pincement).

La méthode de pincement est surtout destinée à l'optimisation des ateliers industriels importants, qui comportent de nombreux échangeurs, à des températures échelonnées dans un large domaine de température.

Cette méthode permet alors de déterminer la "meilleure" interconnexion entre ces nombreux échangeurs.

De plus cette interconnexion n'est techniquement réalisable que si l'ensemble de ces échangeurs interconnectés font partie d'un seul et même atelier, opérant en régime stationnaire.

Si au contraire, ces échangeurs appartiennent à des ateliers distincts, devant pouvoir fonctionner indépendamment, et à des régimes non-stationnaires, cette interconnexion présenterait le gros inconvénient de supprimer toute flexibilité, toute souplesse de fonctionnement.

La méthode du pincement n'est donc absolument pas d'usage général ! Et il y a de nombreux cas où elle serait théoriquement applicable, alors que pratiquement elle n'est pas appliquée.

Par contre il existe de très nombreux appareils qui "consomment" de la chaleur à haute température et qui rejettent de la chaleur (en quantité presque égale) à plus basse température.

Tel est le cas de toutes les colonnes de distillation, des séchoirs, etc ... et plus généralement de tous les séparateurs qui opèrent par évaporation-condensation, ainsi que de tous les réacteurs chimiques endothermiques.

Or, au lieu d'interconnecter cet appareil dans une cascade d'échangeurs selon la méthode du pincement il est souvent plus avantageux de boucler cet appareil sur lui même, c'est-à-dire de lui associer une pompe à chaleur qui remonte le niveau thermique de l'effluent afin de le recycler dans le circuit de chauffage de l'appareil.

Le système reste ainsi indépendant et conserve sa souplesse de fonctionnement.

Cette situation se présente notamment souvent dans les industries agro-alimentaires, où presque tous les appareils opèrent dans un faible domaine de température, soit entre 50-100°C et 150-180°C. Il s'agit en effet d'appareils qui traitent des produits aqueux, thermo-fragiles. La source d'énergie utilisée est souvent un réseau de vapeur Basse Pression (BP) (par exemple vapeur 2 bars surchauffée à 125°-130°C, ou à l'extérieur, vapeur 6 bar surchauffée à 170-180°C).

Il n'existe donc pas de cascade d'échangeurs opérant dans un large domaine de températures qui pourrait être interconnectés grâce à la méthode du pincement.

Il s'agit ici, tout simplement, de ré-utiliser les effluents thermiques sortant à 60-100°C, en les re-injectant, grâce à une pompe à chaleur, dans le réseau de vapeur BP qui alimente l'appareil.

L'exemple le plus simple et le plus classique, est celui de la re-concentration par évaporation-condensation d'un jus aqueux dilué (par ex. : jus de fruit, lacto-sérum ...) dont la température d'ébullition n'est pas distincte de celle de l'eau.

Finalement on doit remarquer que l'utilisation des PAC est souvent économiquement intéressante quand, dans le procédé analysé, des mesures préliminaires de conservation d'énergie et d'intégration des procédés (comme l'utilisation de récupérateurs de chaleur) ont été déjà prises. C'est-à-dire que les PAC peuvent être considérées comme systèmes de récupération de chaleur de deuxième génération.

3.4. - ANALYSE DE LA PERFORMANCE DES POMPES A CHALEUR

3.4.1. Introduction

La performance des systèmes de PAC est normalement évaluée selon des paramètres basés sur le Premier Principe de la Thermodynamique, c'est à dire à travers le concept du coefficient de performance de la PAC (COP).

Nous allons développer ensuite une théorie générale de la valeur de l'énergie qui permettra la définition de plusieurs paramètres caractéristiques de la performance des PAC selon différents barèmes de valeur, basés soit sur des concepts thermodynamiques (enthalpie, exergie), soit économiques, soit hybrides.

3.4.2. - Le Bilan de Valeur de l'Energie

La figure 3.4 montre les flux d'énergie existants durant l'opération, en régime permanent, d'un système énergétique.

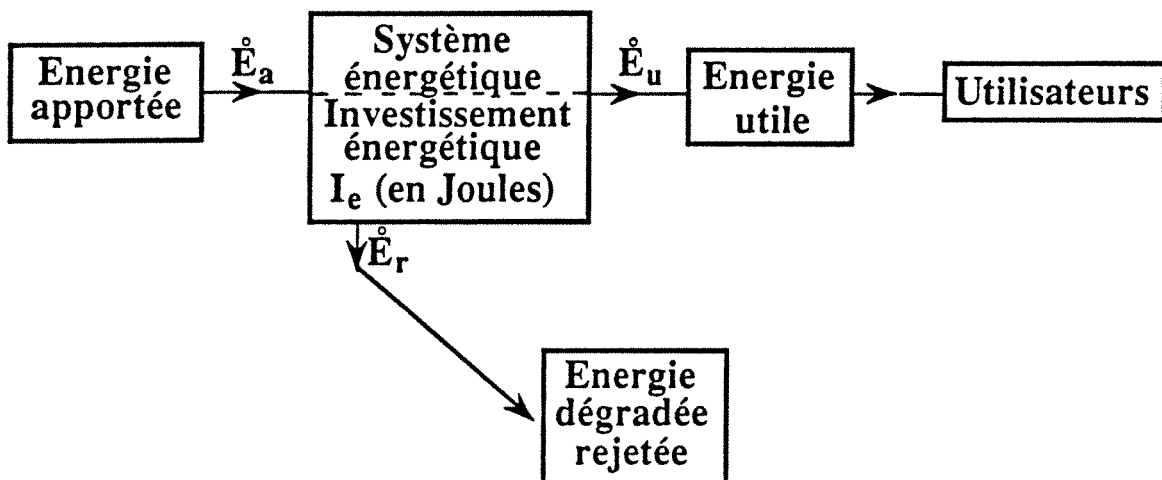


Figure 3.4. - Bilan d'Energie

E_a est le flux d'énergie apportée au système, E_u est le flux d'énergie utile sortant du système : c'est le contenu énergétique des produits fonctionnels. E_r est le flux d'énergie dégradée et rejetée dans l'environnement (dans l'air, la mer, les dépôts d'ordures). Le bilan annuel d'énergie s'écrit (d'après le 1er Principe de la Thermodynamique)

$$E_a = E_u + E_r \quad (3.1)$$

Pour un économiste, cette opération se présente différemment : le système industriel a pour fonction de transformer des biens économiques de faible valeur propre, en biens plus utiles, donc en biens à valeur diminuée ou même à valeur négative dans le cas de nuisances.

Enfin l'opération nécessite l'apport de grandeurs coûteuses (matières, énergie, information (figure 3.5)).

En nous basant encore sur l'aspect énergétique, attribuons la valeur v à un joule porté à chacun de ces biens. Ainsi : v_a est la valeur d'un joule de l'énergie apportée (sous forme de fuel, d'électricité, etc...) , v_r est la valeur d'un joule porté par les rejets, par exemple dans l'eau chaude rejetée à la rivière, v_u est la valeur d'un joule contenu dans le produit utile.

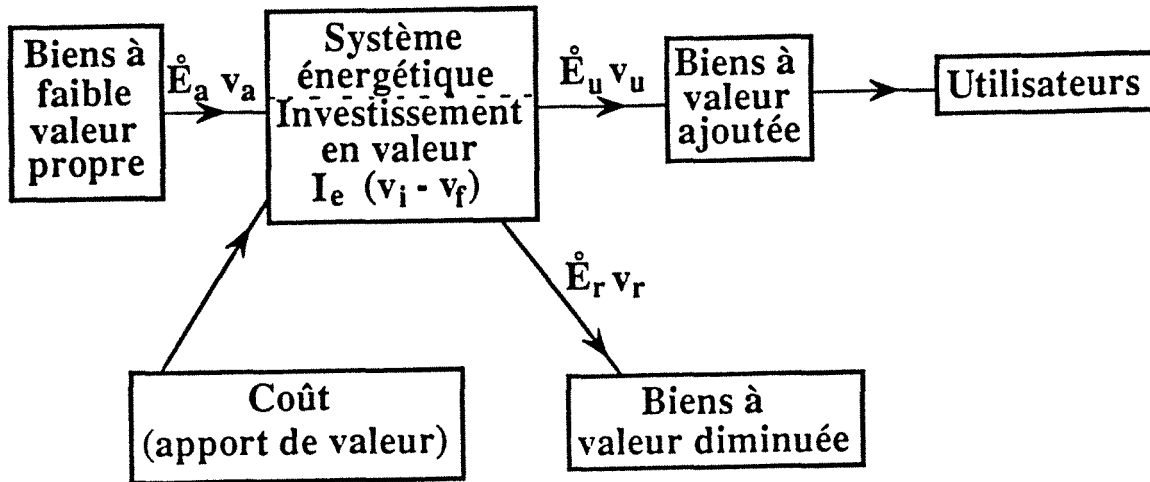


Figure 3.5. - Bilan de valeur

Le coût opératoire énergétique annuel C_0 est égal à la différence entre les flux de valeurs entrantes et les flux de valeurs sortantes :

$$C_0 = E_a v_a - (E_r v_r + E_u v_u) \quad (3.2)$$

En combinant le bilan d'énergie et l'expression (3.2) nous pouvons obtenir le coût opératoire par joule d'énergie utile, c_{ou} :

$$c_{ou} = \frac{E_r}{E_u} (v_a - v_r) - (v_u - v_a) \quad (3.3)$$

Dans cette expression on distingue les termes :

$$(v_a - v_r) = \text{perte de valeur dans les rejets}$$

$$(v_u - v_a) = \text{gain de valeur dans les produits (biens)}$$

Nous pouvons poursuivre cette analyse et considérer, comme proposé par Le Goff (6), la quantité d'énergie nécessaire dans la fabrication du système énergétique. Appelons-la l'investissement énergétique, I_e (en joules). Considérons v_i sa valeur initiale (en joules) et v_f sa valeur finale au bout de N années d'utilisation. v_f sera considérée comme nulle si cet équipement est finalement mis au rebut et non ré-utilisé.

Le coût intégral C_i de l'opération du système sur les N années est alors :

$$C_i = N C_0 + I_e (v_i - v_f) \quad (3.4)$$

soit, en tenant compte de (3.2) :

$$\frac{C_i}{NE_u} = \frac{E_r}{E_u} (v_a - v_r) - (v_u - v_a) + \frac{I_e}{NE_u} (v_i - v_f) \quad (3.5)$$

qui peut être traduit comme :

$$\left[\begin{array}{c} \text{Coût intégral} \\ \text{par unité} \\ \text{d'énergie} \\ \text{utile} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Perte de} \\ \text{valeur} \\ \text{dans les} \\ \text{rejets} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Gain de valeur} \\ \text{dans les produits} \\ \text{fonctionnels} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Unité} \\ \text{d'amortissement} \\ \text{des équipements} \\ \text{non ré-utilisés} \end{array} \right]$$

L'équation (3.5) peut être considérée comme une relation fondamentale à partir de laquelle on peut développer toutes sortes d'applications notamment de l'optimisation technico-économique des procédés, pour l'évaluation du coût des surinvestissements destinés à économiser l'énergie, etc.

3.4.3. - Une définition Générale de l'Efficacité

D'une façon générale nous pouvons évaluer le rendement, η , d'un procédé ou bien d'une machine par l'expression suivante :

rendement = (somme des valeurs utiles produites)/(somme des valeurs coûteuses entrantes)

Pour un système énergétique, dont le but est de faire une transformation énergétique, son rendement est défini comme :

$$\eta = (E_u \cdot v_u) / (E_a \cdot v_a) \quad (3.6)$$

Il est important de noter que l'expression de η , ainsi que les bilans de valeur qui ont été établis auparavant sont faits sans que le concept même de valeur de l'énergie ait été défini. Ces expressions sont valables quelle que soit la définition de la "valeur". Une telle présentation permet de faire un lien entre l'énergétique et l'économie et, si l'on veut, même l'écologie.

3.4.4. - Les barèmes de Valeur de l'Energie

3.4.4.1. - *Barèmes à Base Enthalpique*

Un premier barème, le plus simple, consiste à postuler que toutes les énergies ont rigoureusement la même valeur : ainsi un joule "vaut" toujours un joule quelle que soit sa température. C'est le premier principe de la thermodynamique.

Il vient alors : $v_a = v_u = v_r = v_i = v_f = 1$

Dans ce cas, le bilan de valeur devient indiscernable du bilan d'énergie, les coûts, donnés par (3.3) et (3.6) sont nuls. L'opération ne "coûte" rien en énergie, puisque cette dernière se conserve !

Un second barème, consiste à postuler que les valeurs résiduelles, rejetées dans l'environnement, ou bien consommées (comme par les PAC), ont une valeur nulle : $v_r = 0$.

De plus, les appareillages seront jetés au rebut, en fin d'opération, sans autre ré-utilisation ; leur valeur finale sera nulle : $v_f = 0$.

Les autres valeurs sont égales : $v_a = v_u = v_i = 1$

Beaucoup de calculs industriels sont basés sur ce simple barème.

3.4.4.2. - Barèmes à Base Entropique

Le troisième barème consiste à donner à tout joule d'énergie noble (travail) la valeur $v = 1$ et à tout joule d'énergie thermique, quelle que soit sa température, une valeur v_t plus faible, correspondant au rendement même de fabrication industrielle (et de livraison à l'utilisateur) d'énergie noble, à partir d'énergie thermique.

Par exemple le rendement habituellement admis pour la transformation de chaleur en travail est équivalent à : 1 joule thermique \rightarrow 0,30 joule électrique ; nous poserons donc : $v_t = 0,30$.

Le quatrième barème va plus loin dans cette même voie. Il traduit le fait que la chaleur à d'autant plus de valeur qu'elle est disponible à plus haute température. On pourrait à priori adopter diverses formes mathématiques d'une fonction croissante $v(T)$. Il est commode de prendre pour cette fonction, la forme du coefficient de CARNOT, soit :

$$v_t \equiv 1 - \frac{T_0}{T} \quad (3.7)$$

où T_0 est une température arbitraire de référence. Ce choix a l'avantage de nous conduire directement au concept d'EXERGIE THERMIQUE en posant :

$$(E_x)_{th} \equiv Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.8)$$

L'exergie thermique est donc l'énergie dont la "valeur" est donnée par le coefficient de CARNOT.

Il en résulte que les énergies nobles (mécanique, électrique) sont de l'exergie pure, avec la valeur $v = 1$.

3.4.4.3. - Barèmes à base économique

Le troisième groupe de barèmes de valeur est à base économique. C'est la valeur d'échange entre systèmes ouverts, c'est donc encore la définition classique de la valeur d'un bien économique. Les trois principaux barèmes de valeur d'un bien économique sont basées :

- soit sur son coût de production
- soit sur son coût en francs sur le marché français
- soit sur son coût en devises sur le marché international.

3.4.5. - La performance des pompes à chaleur à sorption

3.4.5.1. - Les rendements

La Figure 3.6 présente le schéma d'une pompe à chaleur à sorption de type à absorption gaz-liquide (PACA), mono-étagée, en régime stationnaire. Rappelons que toute pompe-à-chaleur à sorption est composée :

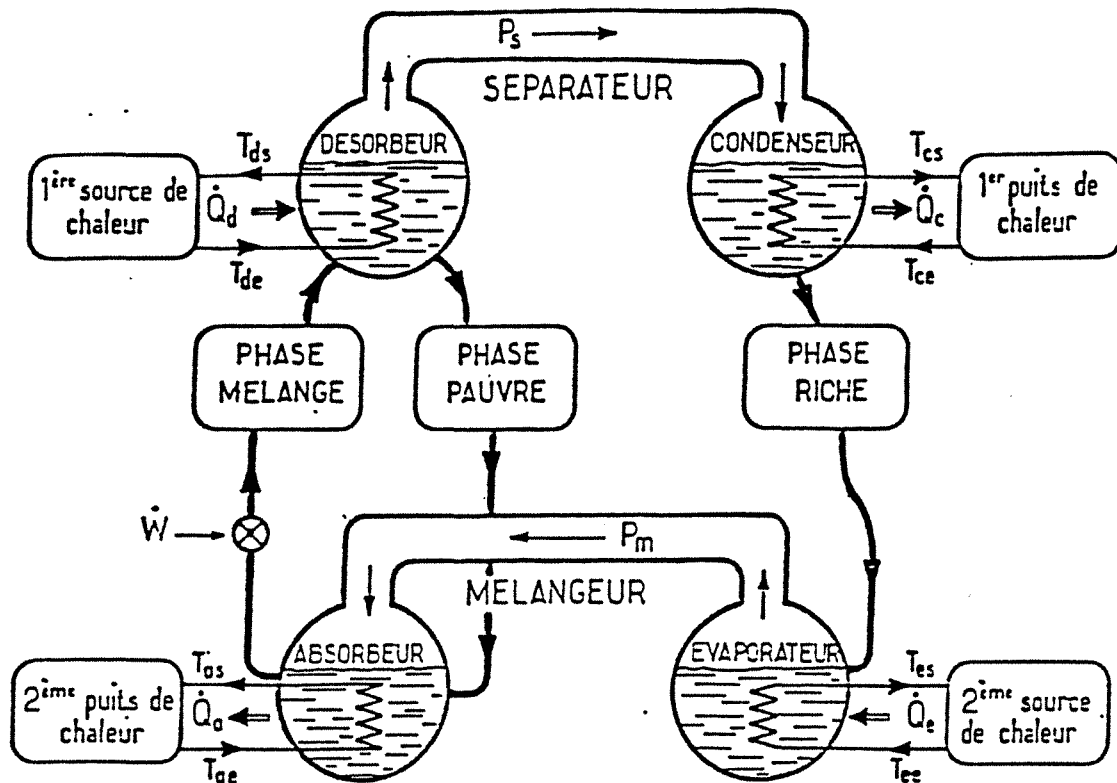


Figure 3.6. : Schéma de principe d'une pompe à chaleur à absorption mono-étagée, en régime stationnaire.

- d'un séparateur dans lequel les constituants d'un mélange binaire sont séparés par désorption-condensation, entre une source chaude à T_{ds} (chauffant le DESORBEUR) et un puits froid à T_{ce} (refroidissant le CONDENSEUR) ;

- et d'un mélangeur dans lequel les constituants sont re-mélangés par l'opération inverse, c'est-à-dire par évaporation-absorption, entre une source froide à T_{ee} (chauffant l'ÉVAPORATEUR) et un puits chaud à T_{ae} (refroidissant l'ABSORBEUR).

L'application du concept de rendement à ce type de machine résulte :

$$\eta = (Q_u \cdot v_u) / (\sum Q_{ai} v_{ai} + \sum W_i v_w) \quad (3.9)$$

Si l'on utilise le premier barème de valeur nous obtiendrons l'expression du COP de la PACA :

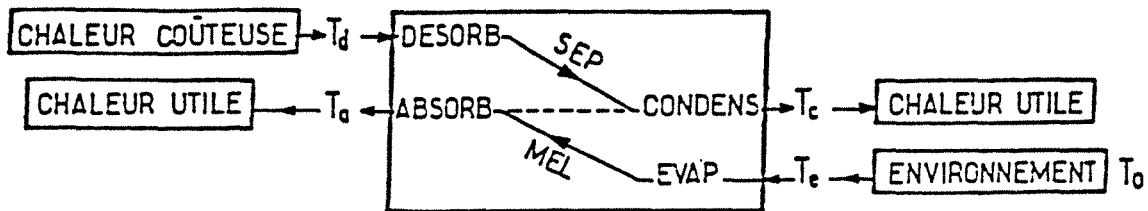
$$\eta_1 = \text{COP} \quad (3.10)$$

Pour le deuxième barème de valeur nous retrouvons le dit coefficient de performance des pompes à chaleur à compression, dont $v_r = 0$. Appelons-le COP* :

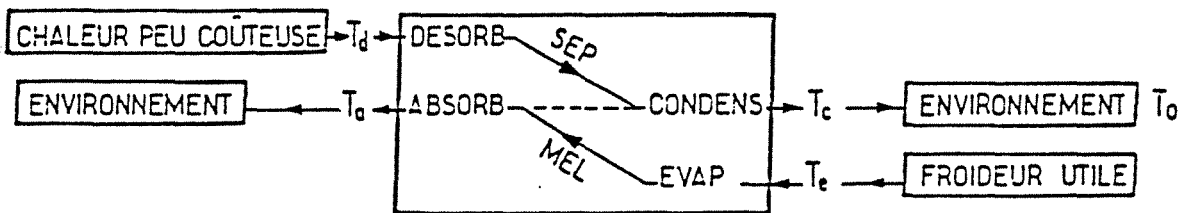
$$\eta_2 = \text{COP}^* \quad (3.11)$$

Considérons maintenant le quatrième barème de valeur mentionné ci-dessus. Nous arrivons à l'expression du rendement exergetique, η_{ex} , c'est-à-dire le rapport entre l'exergie utile produite par l'exergie consommée :

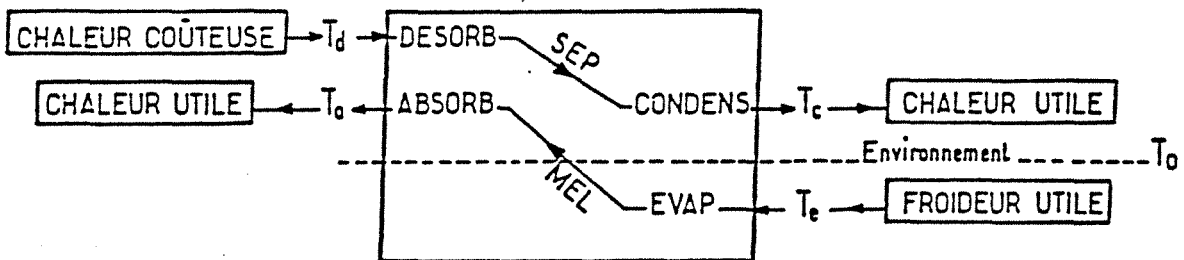
PACA de TYPE I : THERMO-POMPE



PACA de TYPE I bis : FRIGO-POMPE (REFRIGERATEUR)



PACA de TYPE I ter : THERMO-FRIGO-POMPE



PACA de TYPE II : THERMO-TRANSFORMATEUR

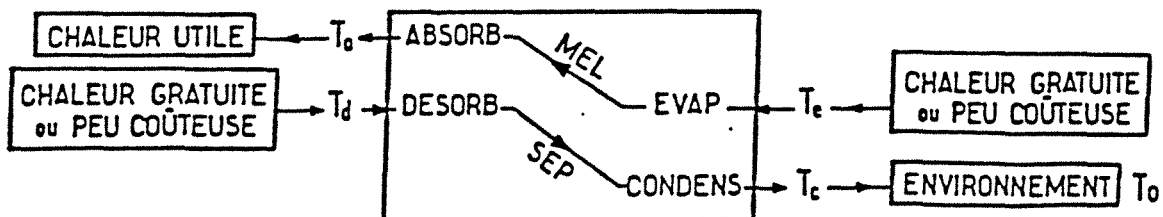


Figure 3.7. : Inventaire des 4 Types de Pompes à Chaleur à Sorption

$$\eta_3 = \eta_{ex} \quad (3.12)$$

Enfin, prenons un barème de valeur économique dont chaque "v" est pris comme le coût de chaque type d'énergie sur le marché français. Nous appellerons ce rapport "rendement économique". En outre η_{eco} est le rapport entre le prix de l'énergie produite par le prix de l'énergie consommée :

$$\eta_4 = \eta_{eco} \quad (3.13)$$

En tenant compte des quatre types possibles de PACA, décrits sur la Figure 3.7, à savoir :

TYPE I : (Thermo-pompe) : le condenseur et l'absorbeur délivrent de la chaleur utile à la même température $T_c = T_a$. L'évaporateur pompe de la chaleur gratuite dans l'environnement : $T_e = T_o$.

TYPE I-bis : (Frigo-pompe ou réfrigérateur). Le condenseur et l'absorbeur rejettent de la chaleur inutile dans l'environnement : $T_c = T_a = T_o$. L'évaporateur pompe de la chaleur utile dans l'enceinte à refroidir :

TYPE I-ter (Thermo-frigo-pompe). Le condenseur et l'absorbeur délivrent de la chaleur utile à $T_c = T_a$. L'évaporateur pompe de la chaleur utile dans l'enceinte à refroidir :

TYPE II : (Thermo-transformateur). L'absorbeur produit de la chaleur utile à T_a . Le condenseur rejette sa chaleur inutile dans l'environnement. L'évaporateur et le désorbeur pompent de la chaleur dans une source peu onéreuse (ou gratuite) à température intermédiaire : $T_e = T_d$.

Nous développons les expressions des quatre types de rendements sur le Tableau 3.5.

TYPE DE PACA	COP	COP*	η_{ex}	η_{eco}
I THERMOPOMPE	$\frac{Q_a+Q_c}{Q_d+W_p}$	$\frac{Q_a+Q_c}{Q_d+W_p}$	$\frac{(Q_a + Q_c)\theta_a}{Q_d\theta_d+W_p}$	$\frac{(Q_a+Q_c)v_{af}}{Q_dv_{df}+W_p v_{wf}}$
I bis FRIGO-POMPE	$\frac{Q_e}{Q_d+W_p}$	$\frac{Q_e}{Q_d+W_p}$	$\frac{Q_e\theta_e}{Q_d\theta_d+W_p}$	$\frac{Q_e v_e}{Q_d v_{df}+W_p v_{wf}}$
I ter THERMO-FRIGO-POMPE	$\frac{Q_e+Q_c+Q_a}{Q_d+W_p}$	$\frac{Q_e+Q_c+Q_a}{Q_d+W_p}$	$\frac{Q_c\theta_c+(Q_a+Q_c)\theta_a}{Q_d\theta_d+W_p}$	$\frac{Q_e v_{ef}+(Q_a+Q_c)v_{af}}{Q_d v_{df}+W_p v_{wf}}$
II THERMO-TRANSFORMATEUR	$\frac{Q_a}{Q_e+Q_d+W_p}$	$\frac{Q_a}{W_p}$	$\frac{Q_a\theta_a}{(Q_d+Q_e)\theta_d+W_p}$	$\frac{Q_a v_{af}}{(Q_d+Q_e)v_{df}+W_p v_{wf}}$

Tableau 3.5. : Les Rendements des PACA

On remarque ici que les expressions du COP* sont les mêmes que celles du COP sauf pour les PACA type II, puisque ce sont des systèmes qui utilisent de la chaleur résiduaire et pour les PACA I-bis quand elles consomment de la chaleur résiduaire au niveau du désorbeur.

Un autre paramètre qui caractérise la performance d'une PACA, dérivé de l'analyse exergétique des procédés (voir Partie 1) est l'efficacité exergétique globale définie comme le produit des efficacités exergétiques du séparateur et du mélangeur, soit :

$$\epsilon_g = \frac{Q_a\theta_a - Q_c\theta_c}{Q_d\theta_d - Q_c\theta_c} \quad (3.14)$$

Il y a enfin une autre façon de définir une efficacité exergetique qui consiste à considérer le rapport entre les exergies (flux d'exergie) qui sortent de la PACA par les exergies qui y rentrent. Appelons cette efficacité ϵ_{ex} :

$$\epsilon_{ex} = \frac{Q_a\theta_a + Q_c\theta_c}{Q_d\theta_d + Q_e\theta_e} \quad (3.15)$$

3.4.5.2. - Les COP maximum

Il est toujours utile de pouvoir estimer les valeurs limites du COP des PACA pour une application donnée, afin de délimiter les performances possibles de ces systèmes.

Le calcul des COP maximum présuppose que nous avons des machines réversibles qui travaillent entre les niveaux de températures fixés.

Prenons le cas d'un système qui opère avec les niveaux T_h (source de chaleur), T_u (rejet de chaleur) et T_o (source de chaleur à bas niveau) (Figure 3.8).

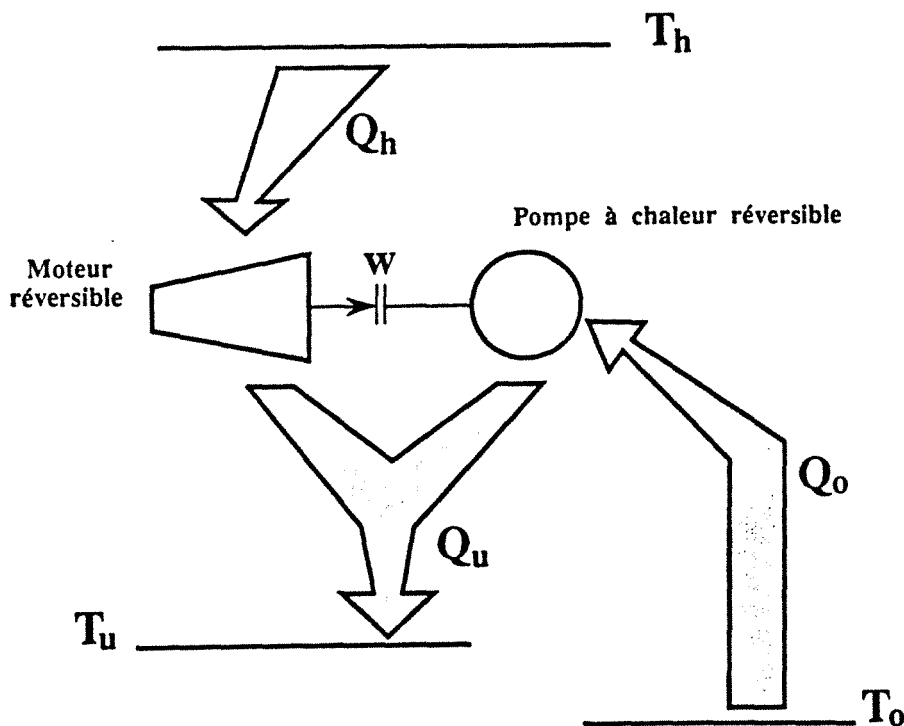


Figure 3.8 : Schéma d'une PACA tritherme réversible

Le rendement du moteur réversible qui entraîne une hypothétique PAC ditherme (T_u et T_h) est :

$$\eta_m = \frac{W}{Q_h} = \frac{T_h - T_u}{T_h} \quad (3.16)$$

Pour la PAC ditherme l'expression de son COP est :

$$\text{COP} = \frac{T_u}{T_u - T_o} \quad (3.17)$$

Ainsi le COP de la PAC tritherme qui englobe le moteur et la PAC ditherme est le COP maximum possible pour une machine qui opère avec les températures T_h , T_u , T_o à savoir :

$$\text{COP}_{\max} = \frac{Q_u}{Q_h} = \frac{\frac{T_u}{T_h - T_u} + \frac{T_u}{T_u - T_o}}{\frac{T_h}{T_h - T_u}} \quad (3.18)$$

$$\text{COP}_{\max} = \frac{T_u (T_h - T_o)}{T_h (T_u - T_o)} \quad (3.19)$$

Cette expression de COP_{\max} est la valeur maximale du COP d'une PACA type I. Ecrivons le COP_{\max} en termes de la nomenclature des températures du mélangeur et du séparateur :

$$\text{COP}_{\max} = \frac{T_a (T_d - T_e)}{T_d (T_a - T_e)} \quad (3.20)$$

Pour une PACA type II idéale, schématisée sur la Figure 3.9.

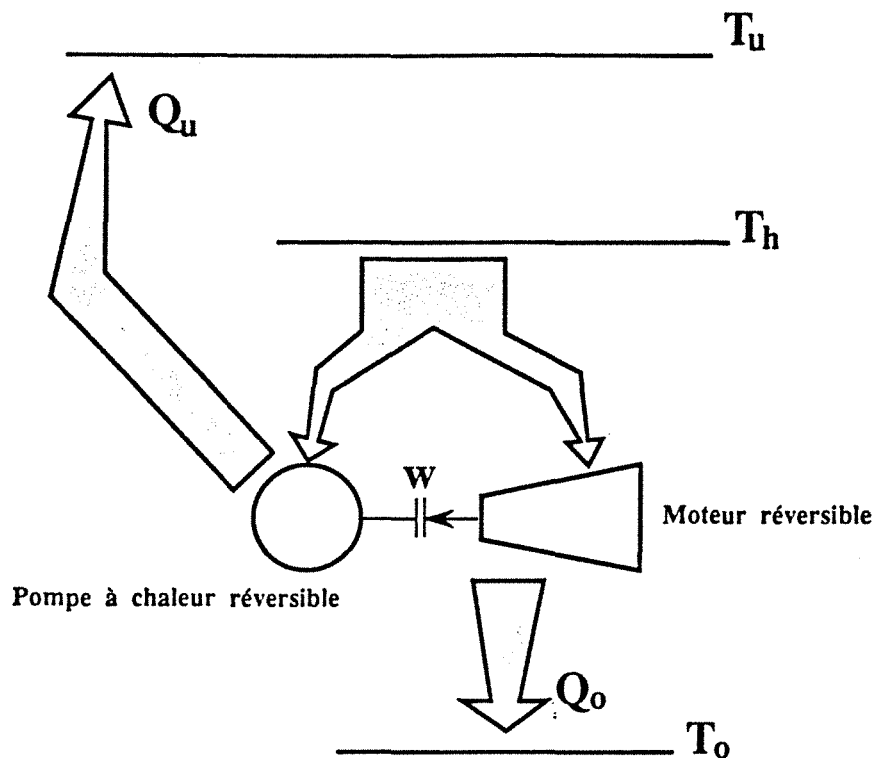


Figure-3.9 : PACA II idéale

$$\text{le } \text{COP}_{\text{max}} = \frac{T_a (T_e - T_c)}{T_e (T_a - T_c)} \quad (3.21)$$

A travers les principes de fonctionnement des PACA I et II on peut bien distinguer que les COP des PACA I sont supérieures à 1 et que ceux des PACA II sont toujours inférieurs à 1.

Nous pouvons aisément établir les expressions entre les COP et les efficacités exergetiques (ϵ_{ex}) en prenant sa définition :

$$\epsilon_{\text{ex}} = \frac{Q_a \theta_a + Q_c \theta_c}{Q_e \theta_e + Q_d \theta_d}$$

Si nous poursuivons dans cette analyse et nous imposons comme la température de référence pour le calcul de l'exergie celle qui est la plus basse dans les systèmes de PACA, c'est-à-dire T_e pour les PACA I et T_c pour les PACA II, nous concluons que les valeurs de ϵ_{ex} sont données par des rapports entre fonctions des COP et des COP_{max} , pour des conditions de température données.

Le Tableau 3.6 résume les résultats de l'analyse faite ici.

	COP_{max}	ϵ_{ex}	ϵ_{ex} (cas limites)
PACA I	$\frac{T_a (T_d - T_e)}{T_d (T_a - T_e)}$	$\frac{COP \theta_a}{(COP-1)\theta_e + \theta_d}$	$\frac{COP}{COP_{max}}$
PACA Ibis	$\frac{T_e (T_d - T_a)}{T_d (T_a - T_e)}$	$\frac{(COP+1)\theta_a}{COP\theta_e + \theta_d}$	$\frac{(COP+1)}{(COP_{max}+1)}$
PACA Iter	$\frac{T_a(T_d-T_e) + T_e (T_d-T_a)}{T_d (T_a-T_e)}$	$\frac{(COP+1) \theta_a}{(COP-1)\theta_e+\theta_d}$	$\frac{(COP+1)}{(COP_{max}+1)}$
PACAII	$\frac{T_a(T_e-T_c)}{T_e(T_a-T_c)}$	$\frac{COP\theta_a+(1-COP)\theta_c}{\theta_e}$	$\frac{COP}{COP_{max}}$

Tableau 3.6. : Expressions de COP_{max} et ϵ_{ex}

D'une façon générale on peut conclure en disant que :

- les valeurs de COP_{max} sont fonctions des niveaux de températures des PACA.

- quand la température la plus basse de la PACA est choisie comme température de référence pour le calcul de l'exergie thermique les expressions de ϵ_{ex} sont fonctions seulement du COP et COP_{max} .

3.4.5.3. - Le saut thermique

Le Saut Thermique, ΔT_{mel} ou $\Delta \theta_{mel}$, est un facteur de qualité essentiel de toutes pompes à chaleur à sorption, puisque ces machines, quels que soient leur type et leur mode d'utilisation ont pour fonction essentielle de revaloriser le flux thermique injecté à l'évaporateur, en élevant son niveau de température jusqu'au niveau de l'absorbeur (de T_e à T_a). Ainsi nous définissons le saut thermique comme :

$$\Delta T_{mel} = T_a - T_e \quad (3.22)$$

ou

$$\Delta \theta_{mel} = \theta_a - \theta_e \quad (3.23)$$

3.4.5.4. - Les liaisons entre les Paramètres de la Performance des PACA

En faisant quelques considérations simplificatrices, comme proposé par Le Goff et all. (7) nous pouvons aboutir à des expressions très intéressantes qui relient $\Delta \theta_{mel}$, COP, ϵ_g et η_{ex} .

Considérons donc que :

$$Q_a \equiv Q_e = Q_{mel} \quad \text{et que}$$

$$Q_d \equiv Q_c = Q_{sep}$$

Appelons $\Delta\theta_{sep}$, la chute de température dans le séparateur :
ou "force motrice thermique"

$$\Delta\theta_{sep} = \theta_d - \theta_c \quad (3.24)$$

Ainsi le rendement exergetique global devient :

$$\varepsilon_g = \frac{Q_{mel} \Delta\theta_{mel}}{Q_{sep} \Delta\theta_{sep}} \quad (3.25)$$

En rappelant les expressions du COP pour chaque type de PACA on obtient les expressions suivantes montrées sur le Tableau 3.7 :

PACA	EXPRESSION
I	$\Delta\theta_{mel} (COP-1) = \varepsilon_g \cdot \Delta\theta_{sep}$
I-bis	$\Delta\theta_{mel} \cdot COP = \varepsilon_g \cdot \Delta\theta_{sep}$
I-ter	$\Delta\theta_{mel} \frac{COP-1}{2} = \varepsilon_g \cdot \Delta\theta_{sep}$
II	$\Delta\theta_{mel} \cdot \frac{COP}{1-COP} = \varepsilon_g \cdot \Delta\theta_{sep}$

Tableau 3.7. : Les Liaisons entre les Paramètres de la Performance des PACA.

Ces 4 relations peuvent être représentées par l'expression commune suivante :

$$\left[\begin{array}{c} \text{Facteur} \\ \text{de} \\ \text{qualité} \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{c} \text{Facteur} \\ \text{de} \\ \text{quantité} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Efficacité} \\ \text{exergetique} \\ \text{globale} \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{c} \text{Force motrice} \\ \text{thermique} \\ \text{disponible} \end{array} \right]$$

qui explicite bien la liaison existante entre ces quatre aspects fondamentaux des PACA.

D'une façon analogue on peut obtenir des expressions où intervient le rendement exergetique. Les résultats sont montrés ci-dessous (Tableau 3.8).

PACA	EXPRESSION
I	$\eta_{ex} = \varepsilon_g + \frac{\theta_a}{\theta_d} (1-\varepsilon_g) = COP \frac{\theta_a}{\theta_d}$
I-bis	$\eta_{ex} = \varepsilon_g = COP \frac{\theta_e}{\theta_d}$
I-ter	$\eta_{ex} = \varepsilon_g \frac{\theta_a + \theta_e}{\theta_a - \theta_e} \left[1 - \frac{\theta_a}{\theta_d} \right] + \frac{\theta_a}{\theta_d} = \frac{(COP-1)(\theta_e + \theta_a)}{2} \frac{\theta_a}{\theta_d} + \frac{\theta_a}{\theta_d}$
II	$\eta_{ex} = \frac{\theta_a}{\theta_d} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{\varepsilon_g} \left[\frac{\theta_a}{\theta_d} - 1 \right]} = COP \frac{\theta_a}{\theta_d}$

Tableau 3.8. : Les Rapports du η_{ex} des PACA

On constate qu'on retrouve ici des expressions qui ressemblent à celles du Tableau 3.6.

3.4.5.5. - Valeur Techno-Economique des PACA

Jusqu'à maintenant nous avons développé des expressions qui caractérisent soit des aspects thermodynamiques (η_{ex} , COP), soit économiques (η_{eco}) des PACA.

Avec le but de rassembler dans une même expression, ces deux aspects capitaux de l'optimisation techno-économique des systèmes énergétiques, et des PACA en particulier, nous allons proposer la définition d'une fonction qui permettra l'évaluation conjointe des ces aspects.

En se basant sur la fonction de valeur technique, proposée par Le Goff et all. (8), nous définissons une fonction de valeur technico-économique (VTE), à savoir :

$$VTE = (\eta_{ex})^\alpha \left(\frac{T_a}{T_e}\right)^\beta \left(\frac{I_c}{I_{PAC}}\right)^\gamma \left(\frac{C_m}{C_p}\right)^\delta \quad (3.26)$$

$$\text{avec } \alpha + \beta + \gamma + \delta = 1 \quad (3.27)$$

Ainsi du côté thermodynamique nous prenons le rendement exergetique (qui évalue la performance thermique de la PACA) et le saut thermique, explicité ici en termes adimensionnels comme le rapport entre les températures T_a et T_e . Côté économique nous prenons soit le rapport entre le coût d'investissement de la PACA (I_{pac}) et le coût d'un système classique que fournirait la même énergie (puissance) utile (dans ce cas $\delta = 0$), soit le rapport entre le prix unitaire (par kWh) du marché de l'effet utile que l'on veut obtenir (chaleur ou réfrigération) et le coût de cet effet produit par la PAC (dans ce cas $\gamma = 0$).

Le choix des exposants α , β , γ , δ reste subjectif et sera décidé dans chaque situation particulière. Analysons quelques cas extrêmes :

- Supposons une PACA type II qui sera employée pour revaloriser un rejet thermique par exemple, 80°C à 130°C. Alors le saut thermique étant fixé, il n'est pas un critère important d'optimisation/comparaison et donc nous pouvons faire :

$$\beta = 0$$

- Si le décideur ne dispose que d'un capital très limité, et qu'il ait comme objectif prioritaire de minimiser l'investissement initial, il fera alors :

$$\alpha = \beta = \delta = 0 \quad \text{et } \gamma = 1$$

- Dans le cas où il y a de très grands besoins de chaleur utile, et/ou que l'énergie coûteuse soit rare et/ou chère, nous devons maximiser le η_{ex} (ou le COP). Alors :

$$\alpha = 1 \quad \text{et } \beta = \gamma = \delta = 0$$

- Si notre décideur est essentiellement un commerçant qui cherche à gagner le plus d'argent possible, il voudra donc maximiser son bénéfice annuel moyen. Il fera donc :

$$\alpha = \beta = \gamma = 0 \quad \text{et } \delta = 1$$

Une fois choisis les exposants la VTE servira comme outil de comparaison/optimisation des systèmes possibles de PACA qui devront atteindre un certain but.

3.5. - NOUVELLES STRUCTURES ET NOUVEAUX TYPES DE POMPES A CHALEUR A ABSORPTION

3.5.1. - Principe Général

Ayant pour objectif la revalorisation des chaleurs résiduaire industrielles dans des conditions soulignées auparavant nous allons décrire des nouveaux types de systèmes de PACA.

Le principe général de ces systèmes est montré sur la Figure 3.10.

Un mélange binaire avec des volatilités différentes est séparé par distillation entre un désorbeur chauffé par la chaleur résiduaire (par exemple l'eau chaude à 80°C) et un condenseur refroidi par une source froide (par exemple l'environnement à 30°C).

La phase riche (composée principalement par le composant le plus volatil) qui sort du condenseur et la phase pauvre qui sort du désorbeur sont envoyées au mélangeur qui est chauffé par la chaleur résiduaire (dans l'exemple décrit, il s'agit d'un thermotransformateur) et pendant l'absorption des vapeurs qui sortent de l'évaporateur, l'absorbeur fournit de la chaleur à un procédé industriel (p.e. à 180°C).

La machine qui vient d'être décrite est une PACA type II, c'est-à-dire, un thermotransformateur, qui dégrade une partie de la chaleur résiduaire, de 80°C à 30°C dans le séparateur, pour revaloriser l'autre partie de 80°C à 180°C, dans le mélangeur.

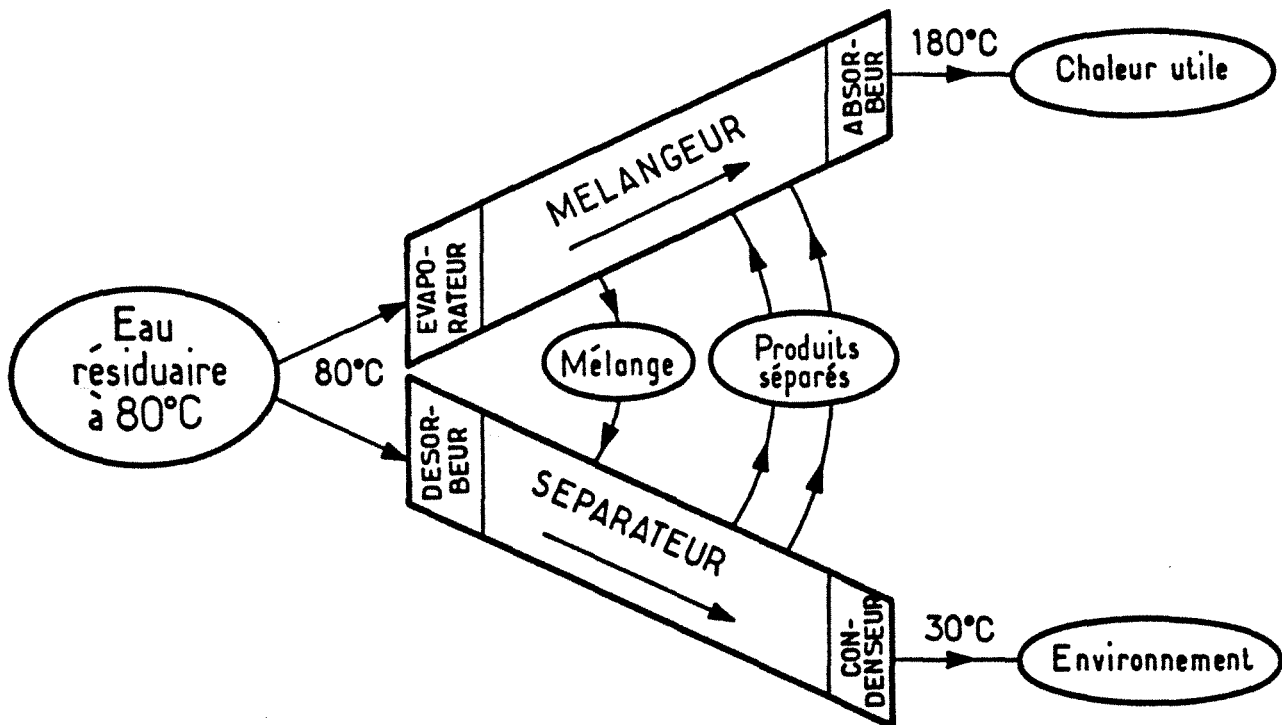


Figure 3.10 : Principe Général d'un Thermotransformateur

Remarquons que ce principe d'opération est le même que celui d'une Frigo-Pompe qui en utilisant comme "force motrice" la dégradation de la chaleur de 80°C à 30°C dans le séparateur, provoque un effet de réfrigération, par exemple en valorisant une certaine quantité de chaleur de, p.e 5°C à 30°C, dans le mélangeur, comme montré sur la Figure 3.11.

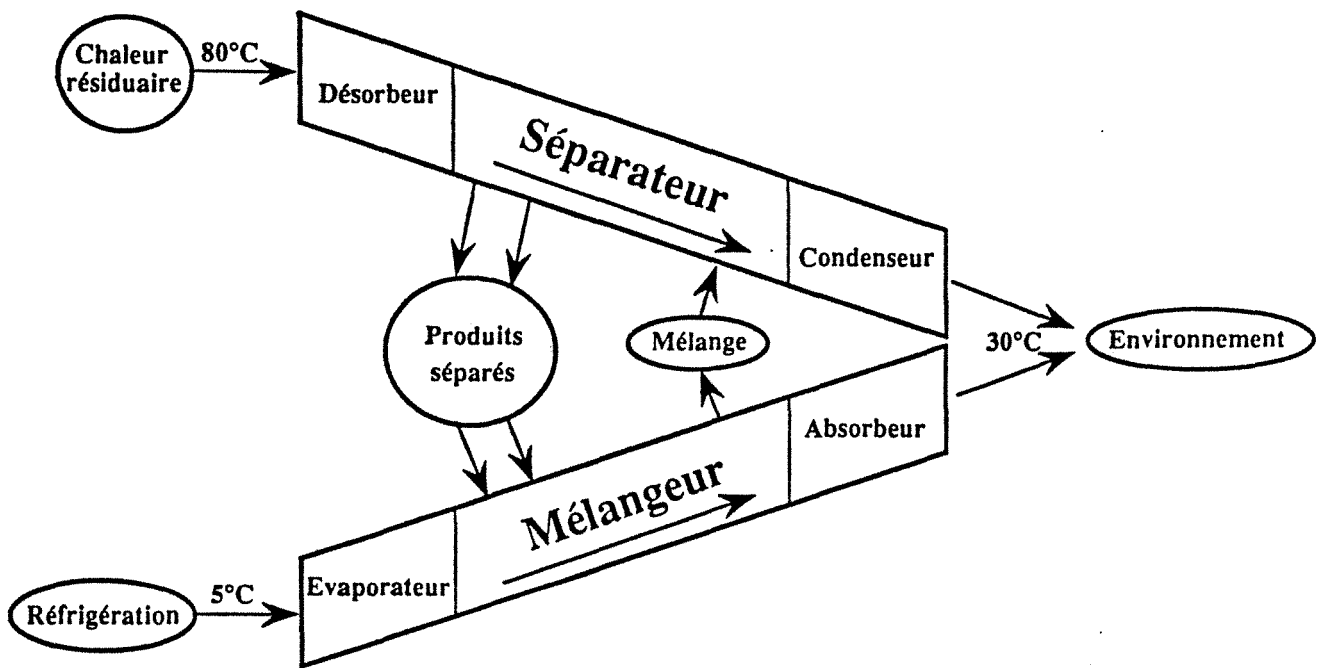


Figure 3.11. - Principe Général d'une Frigo-Pompe.

Nous pouvons représenter ces machines comme des doubles convertisseurs d'exergie (voir Figure 3.12) : le séparateur est un convertisseur d'exergie thermique (dévalorisation de la chaleur de 80°C à 30°C) en exergie chimique (celle des produits séparés). Le mélangeur est, inversement, un convertisseur de cette exergie chimique en exergie thermique (p.e., revalorisation de 80°C à 180°C).



Figure 3.12. : Double Convertisseur d'Exergie

3.5.2. - Description des PACA

3.5.2.1. - Introduction

Nous décrivons dans la suite quatre nouvelles structures de PACA.

La première a été conçue pour opérer avec de faibles "forces motrices thermiques" dans le séparateur, c'est-à-dire, entre le désorbeur et le condenseur. La description concernera une machine qui utilise le couple $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$.

Les trois autres systèmes sont, soit des systèmes multi-étages au mélangeur, soit de systèmes hybrides à absorption-compression. Tous les trois ont pour but d'atteindre des sauts thermiques importants et sont des systèmes conçus pour travailler avec le couple H₂O-LiBr.

3.5.2.2. - Une PACA avec Faibles ΔT au Séparateur

3.5.2.2.1. - Principe de la Distillation Quasi-Isotherme

Normalement les systèmes de séparation travaillent dans des conditions quasi-isobares (si l'on néglige les pertes de charge) et non isothermes. Dans une colonne de rectification la différence de température entre le bouilleur et le condenseur excède souvent 100 K.

Nous décrivons le principe de la distillation quasi-isotherme, dans le sens que la différence de température entre les sources chaude et froide est faible comme proposé par Le Goff (9).

Considérons l'expérience présentée sur la Figure 3.13. Deux ballons reliés par une tubulure sont placés l'un dans un thermostat à 55°C, l'autre dans un thermostat à 40°C. A l'instant initial on place dans les deux ballons des masses égales d'un même mélange eau-ammoniac, de composition X_j (X est le rapport massique $\frac{NH_3}{NH_3 + H_2O}$). Nous prendrons par exemple $X_j = 0,05$. Les pressions de vapeur au dessus de cette solution sont respectivement (voir Figure 3.14) : à 55°C, $P'_j = 0,29$ bar et à 40°C, $P''_j = 0,16$ bar. La solution du ballon chaud commence alors à s'évaporer et la vapeur formée va se condenser dans le ballon froid. Cette distillation continue jusqu'à ce que l'équilibre thermodynamique soit réalisé. A ce moment, les compositions des deux ballons sont respectivement X'_j et X''_j définies par le fait que leur demi-somme est égale à la concentration initiale : $X_j = 0,5 (X'_j + X''_j)$.

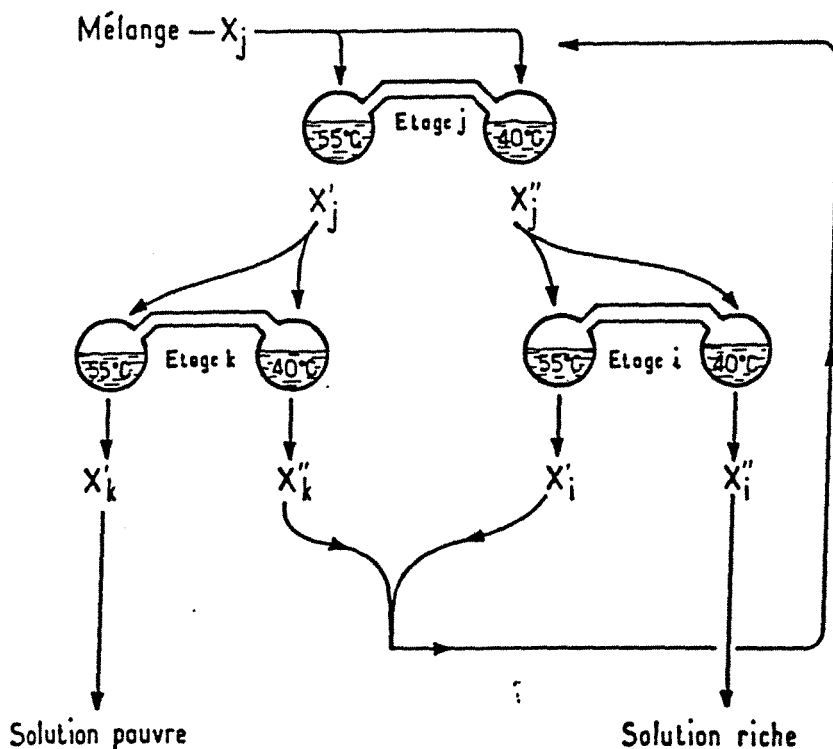


Figure 3.13. : Cascade de 3 Séparateurs Isothermes non-Isobares.

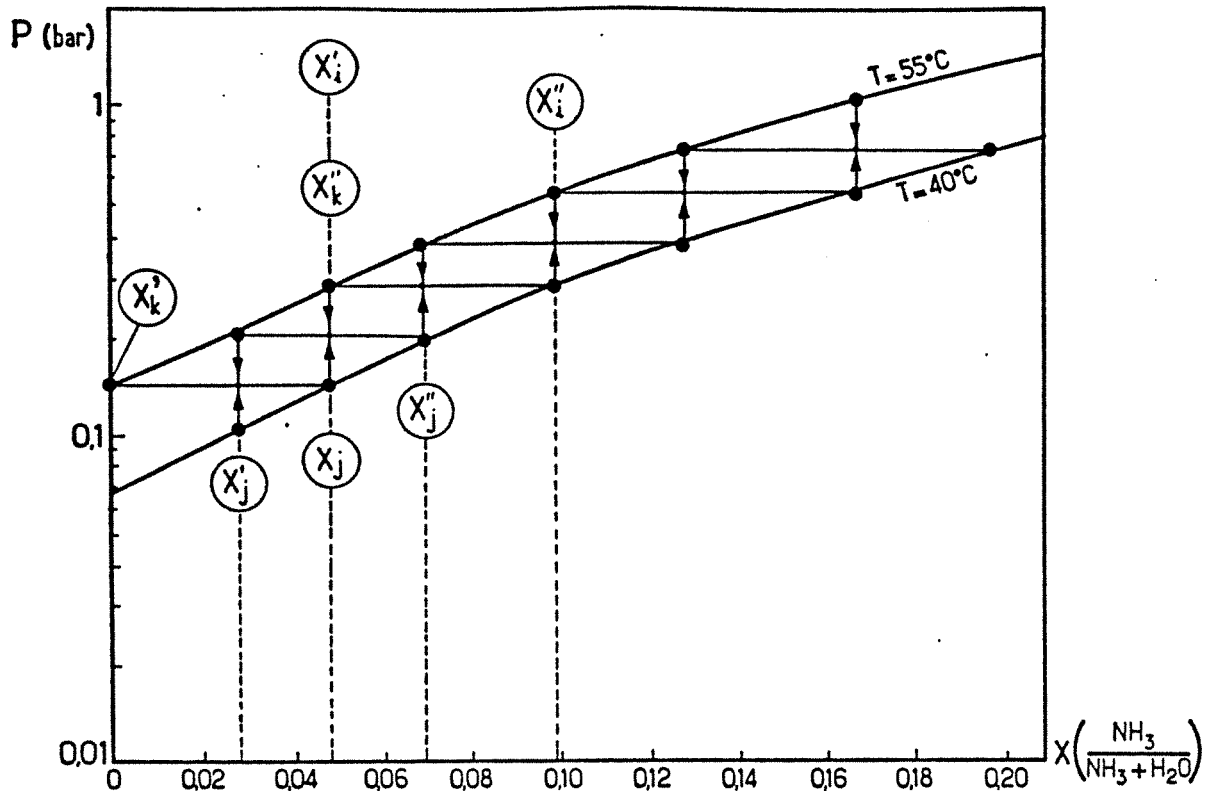


Figure 3.14 : Cascade de séparateurs qui opèrent entre 55°C et 40°C avec la couple H₂O-LiBr

La Figure 3.14 montre que pour $X_j = 0,05$ on obtient ainsi :

- à 55°C : solution "pauvre en NH₃" $X'_j = 0,03$
- à 40°C : solution "riche en NH₃" $X''_j = 0,07$

Recommençons maintenant la même opération sur la solution pauvre X'_j . Nous la plaçons dans un autre couple de ballons, repéré par l'indice k, également maintenus l'un à 55°C et l'autre à 40°C. Il y a à nouveau évaporation dans le ballon chaud et condensation dans le ballon froid. Nous avons, à l'équilibre $X'_k = 0$ à 55°C et $X''_k = 0,05$ à 40°C pour une pression d'équilibre $P_k = 0,16$ bar. De même, la solution riche X''_k sera traitée dans un troisième couple de ballons, repéré par l'indice i. Et pour une pression d'équilibre $P_j = 0,29$ bar, les deux compositions sont respectivement $X'_i = 0,05$ et $X''_i = 0,10$. On remarque que la solution ré-enrichie de l'étage pauvre X''_k et la solution ré-appauvrie de l'étage riche X'_i sont égales à la solution initiale X_j . On pourra donc, les re-cycler, en les ré-injectant dans l'étage antérieur j.

Au total, on peut considérer l'ensemble des trois étages de séparation comme une "boîte noire" où entre un mélange à séparer, de composition X_j et d'où sortent :

- un concentrat (en NH_3) de composition $X''_j = 0,10$
- un "diluat" (en NH_3) de composition $X'_k = 0$

La "force motrice" qui a provoqué cette séparation est essentiellement la différence de température de 15°C , à laquelle il faut ajouter le travail de recompression de X''_k pour la réinjecter dans l'étage j , et de laquelle il faut retrancher le travail de détente de la solution X'_i pour la réinjecter dans l'étage j . On notera qu'une telle cascade de séparation peut être étendue à un nombre quelconque d'étages. Ainsi la Figure 3.15 montre qu'il faut 17 étages pour obtenir de l'eau pure et un mélange à 65% en NH_3 avec une force motrice 15°C . Si on diminue la force motrice thermique et qu'on la fait tendre vers zéro, le nombre d'étages nécessaire, pour un même taux de séparation, augmente indéfiniment. La Figure 3.16 présente le principe d'une tel colonne de rectification.

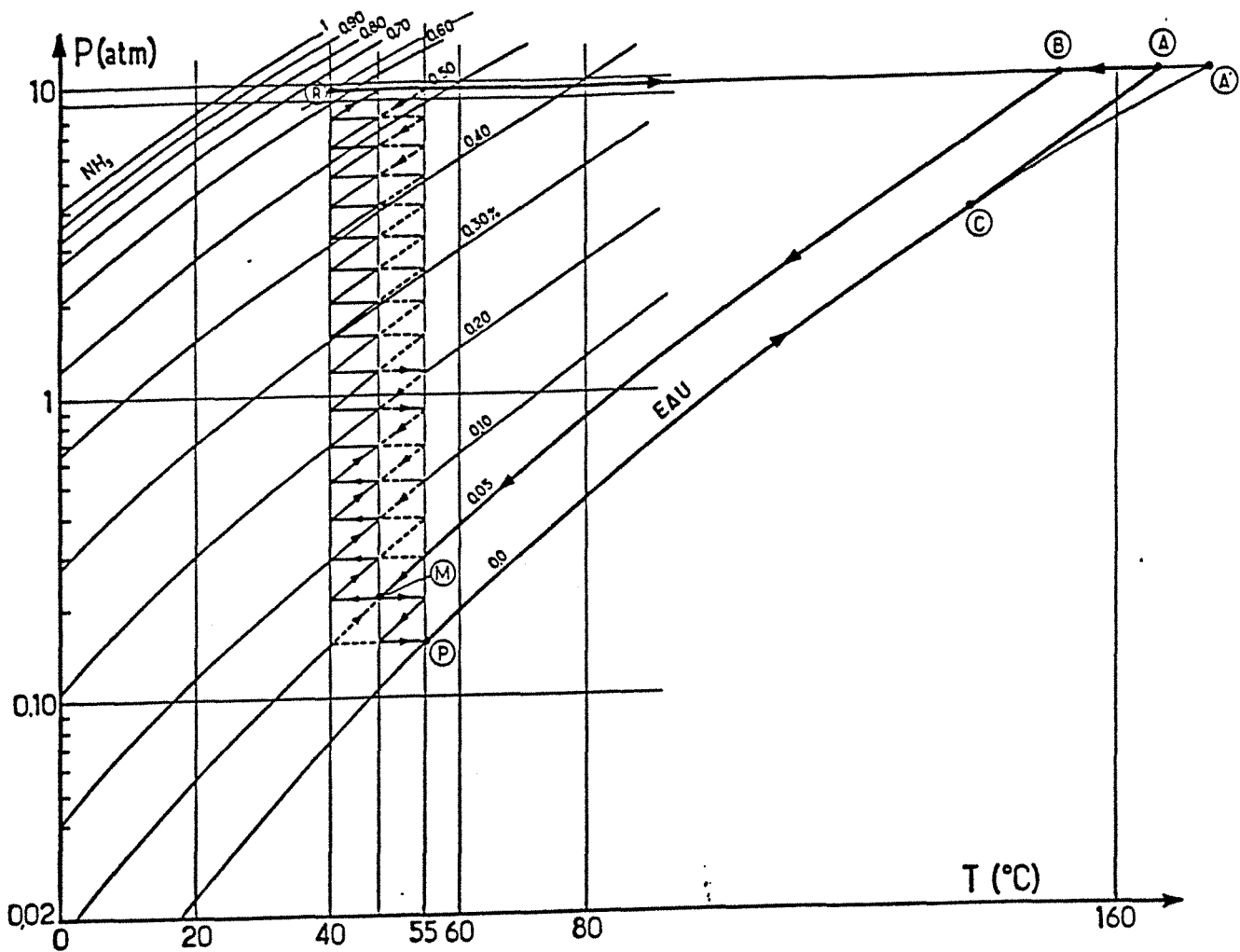


Figure 3.15 : Les conditions thermodynamiques des étages de séparation

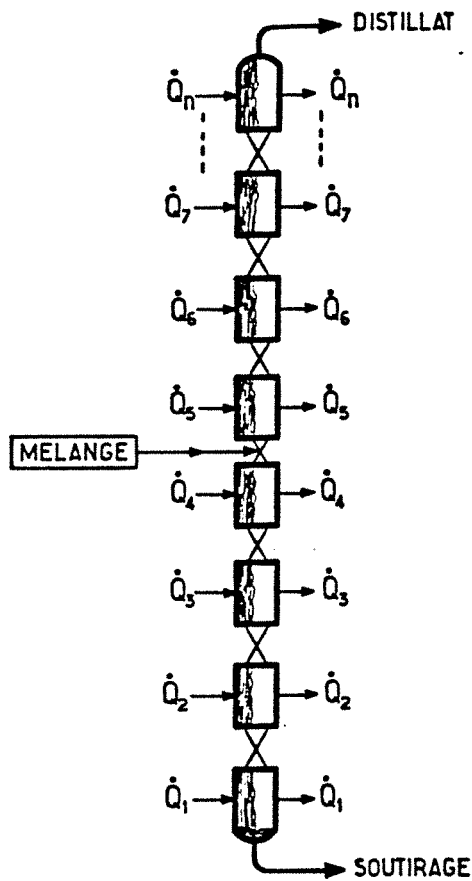


Figure 3.16 : Une colonne à distiller quasi-isotherme

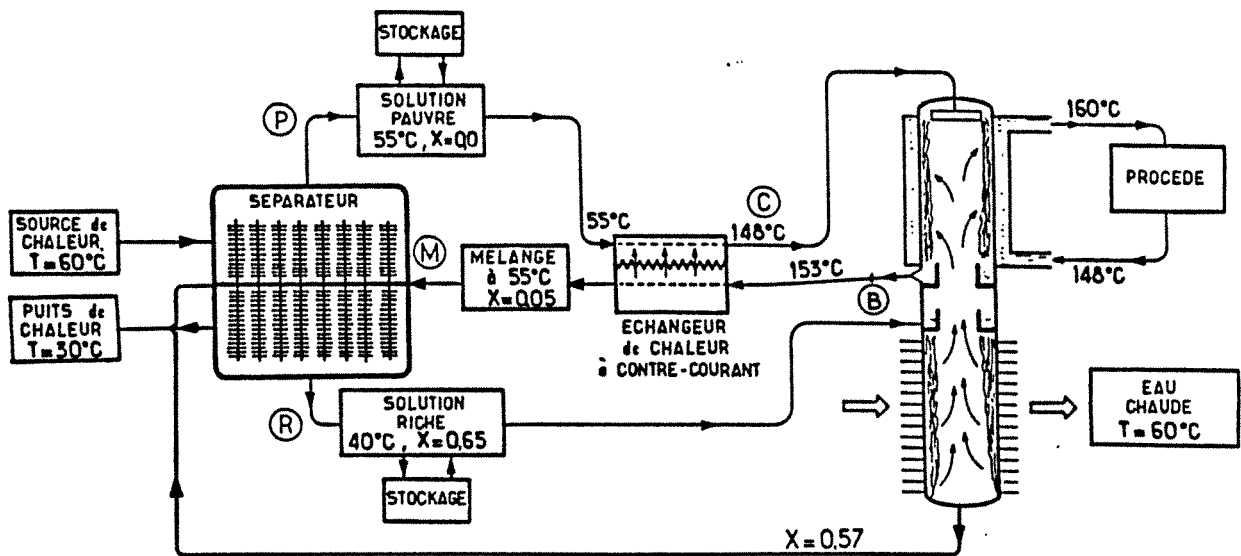


Figure 3.17 : Thermo-transformateur pour la production de chaleur à 160°C en employant une source à 60°C et un puits à 30°C

3.5.2.2.2. - Un thermotransformateur pour des applications industrielles

La Figure 3.17 montre un transformateur pour la production de chaleur à 160°C à partir d'une source de chaleur résiduaire à 60°C et de l'environnement à 30°C (voir aussi la Figure 3.14).

Le séparateur est composé d'une batterie de 17 étages pour réaliser le processus de séparation-condensation.

Chaque étage consiste en un tube vertical avec des ailettes à l'extérieur (Figure 3.18). Le film de la solution d'eau-ammoniac qui s'évapore, ruisselle sur la paroi intérieure de la partie inférieure avec une température moyenne de 55°C assurée par la chaleur résiduaire à 60°C. La vapeur est condensée dans la partie supérieure à une température de 40°C.

Le séparateur est alimenté avec un mélange à 0,05 en NH_3 et l'autre à 0,57 en NH_3 . Il produit une solution riche en ammoniac ($X = 0,63$) et de l'eau pure ($X = 0,0$).

Le mélangeur est analogue à un des étages du séparateur.

Il est formé d'une structure composée de deux parois verticales où deux films ruissellent :

- l'un est la solution riche qui est évaporée à, à peu près, 55°C, chauffée par la chaleur résiduaire à 60°C (p.e. de l'eau chaude).

- l'autre est la solution pauvre qui absorbe la vapeur riche en ammoniac.

La chaleur dégagée pendant l'absorption de la vapeur est fournie au fluide du procédé industriel qui entre dans l'absorbeur à $\approx 150^\circ\text{C}$ et, en ressort pour être renvoyé à 160°C.

La Figure 3.14 montre le diagramme log P-1/T où sont représentés les 17 étages de séparation (schématisés sur la Figure 3.19), entre 40°C et 55°C.

En partant du mélange d'alimentation (point M), 2 étages conduisent au point P (solution pauvre) et 15 étages amènent au point R (solution riche). Le processus de mélangeage est réalisé sous une pression de 9,7 bar. On y distingue deux points : A à 165°C et B à 153°C.

La puissance des pompes de circulation est évaluée comme étant 1 % du flux de chaleur de l'absorbeur.

Ainsi ce système de PACA produit un flux de chaleur utile Q_a (à l'absorbeur), à partir des flux de chaleur résiduaires consommés à l'évaporateur (Q_e) et au désorbeur (Q_d).

3.5.2.3. - PACA pour des Grands Sauts Thermique

Nous présentons maintenant trois systèmes de PACA qui permettent de travailler avec un saut thermique de 100°C (p.e. de 80°C à 180°C) et avec des températures de condensation élevées (p.e. environnement à 30°C).

Comme les trois systèmes employés utilisent le couple $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ la phase riche est de l'eau pure et la phase pauvre, dans les exemples qui seront présentés, est une solution avec une concentration du sel de 55 % en masse.

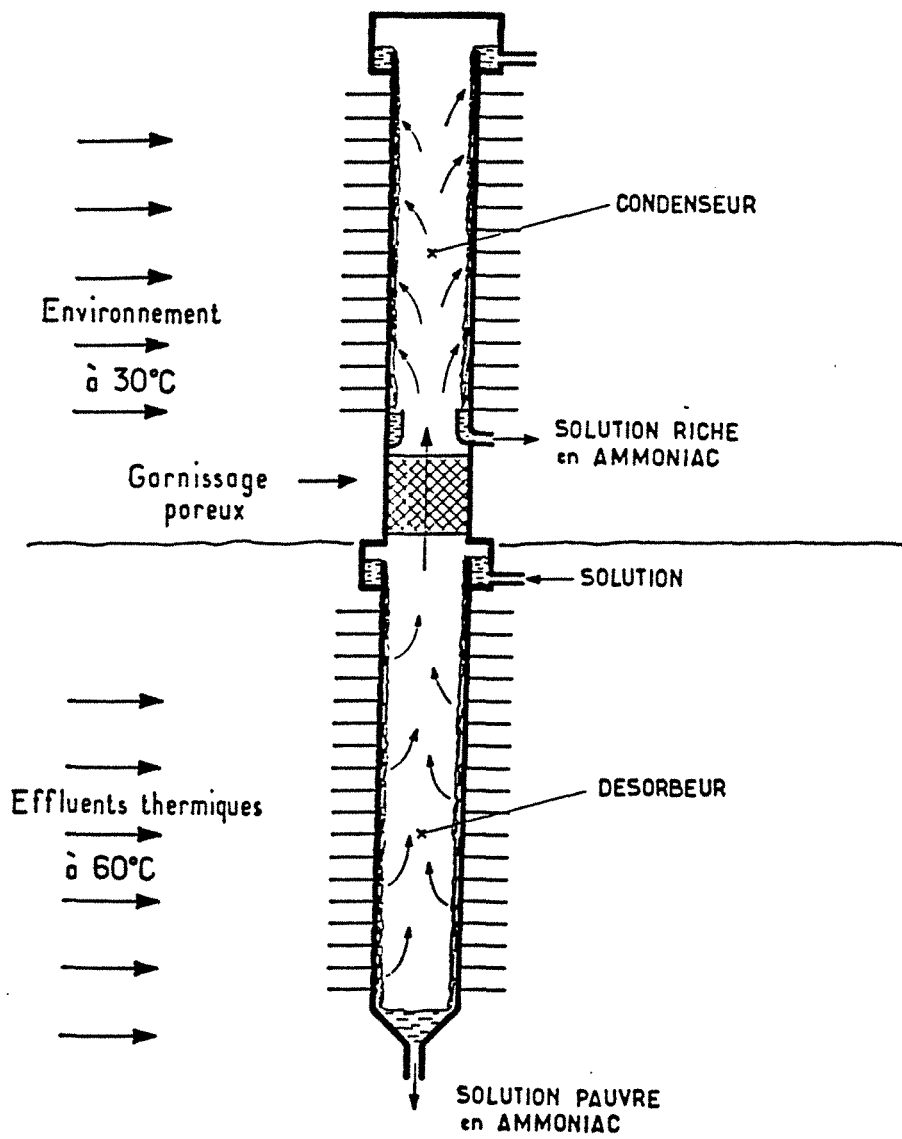


Figure 3.18 : Ensemble désorbeur-condenseur

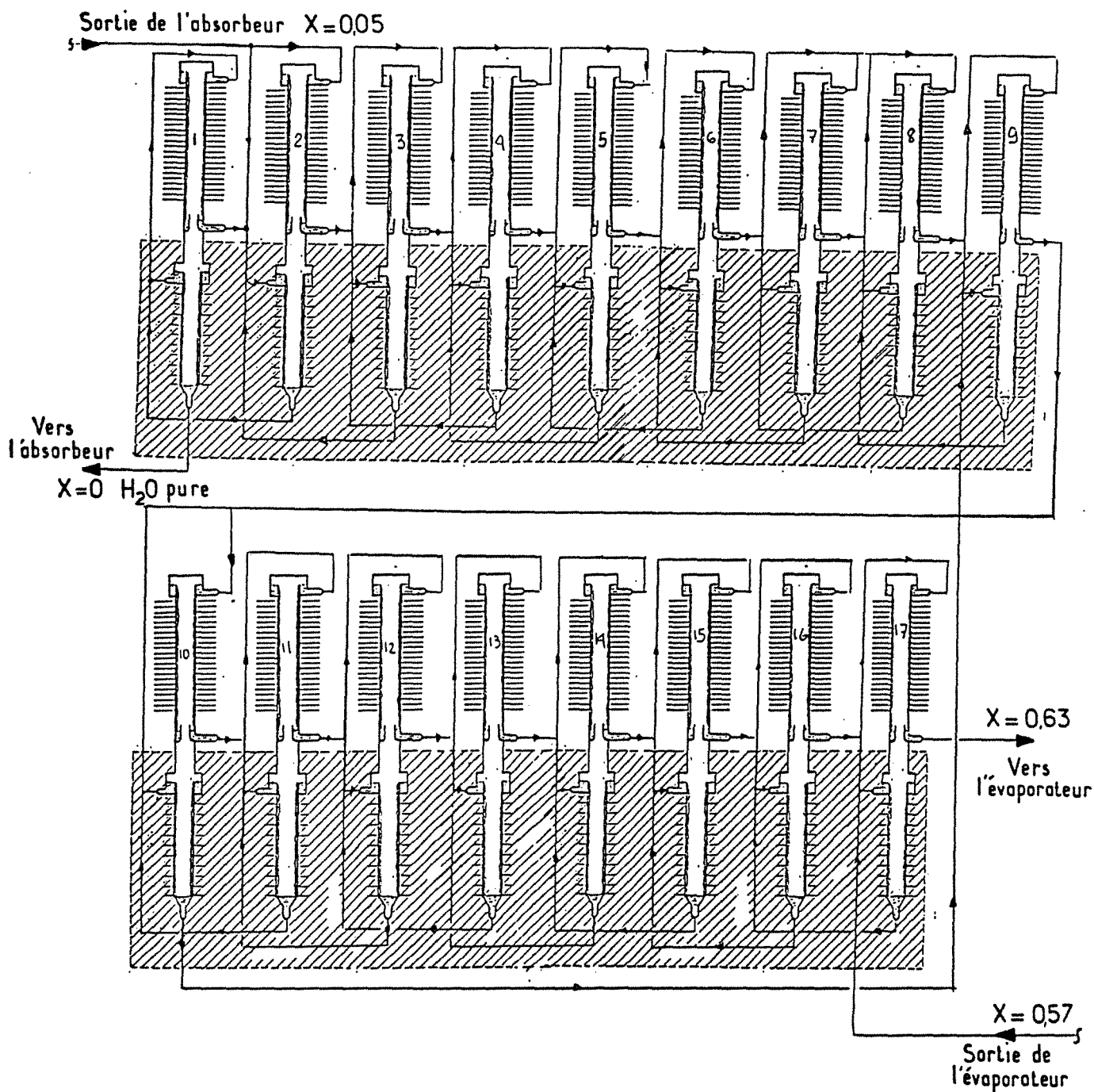


Figure 3.19 : Ensemble du Séparateur (sans la représentation des vannes et pompes inter-étages)

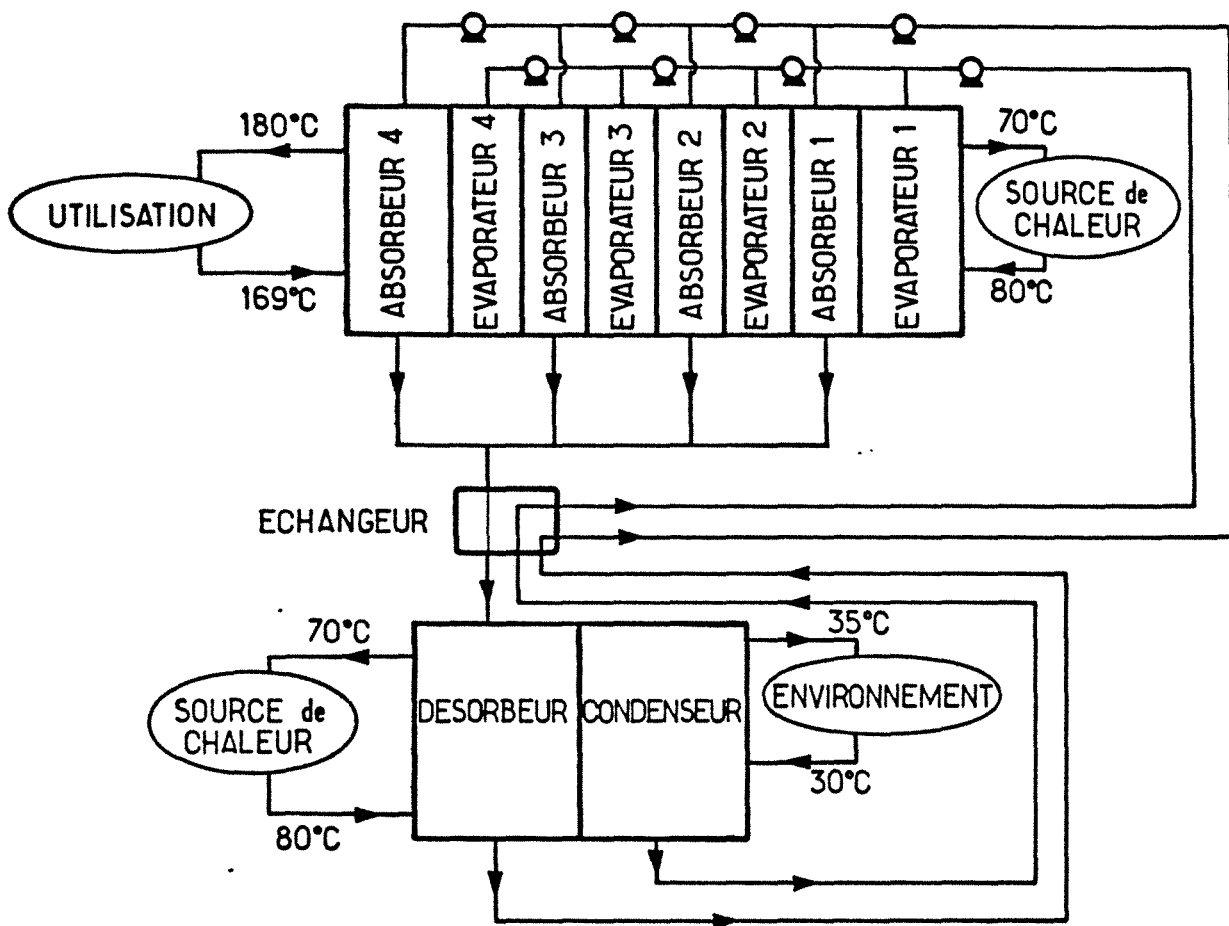


Figure 3.20 : La PACA pure à 4 étages au Mélangeur

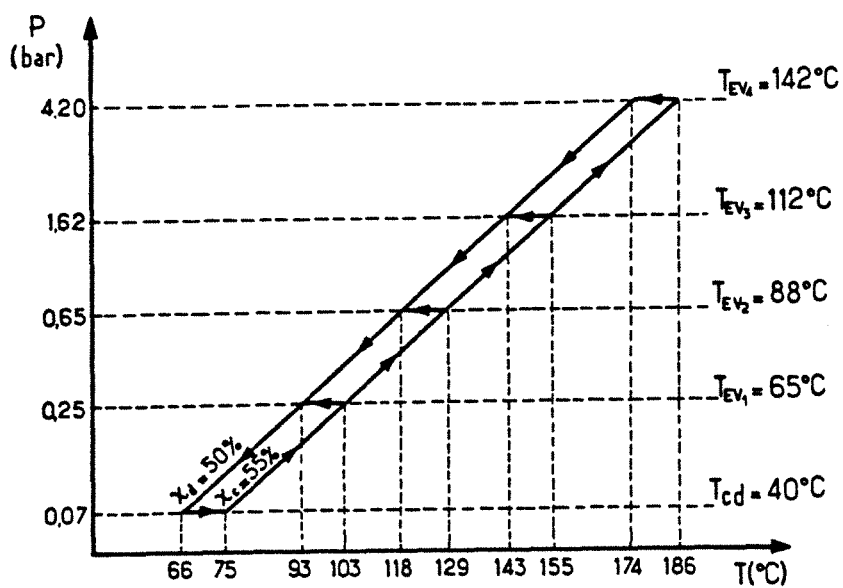


Figure 3.21 : Les états de la solution de LiBr et de l'eau pure

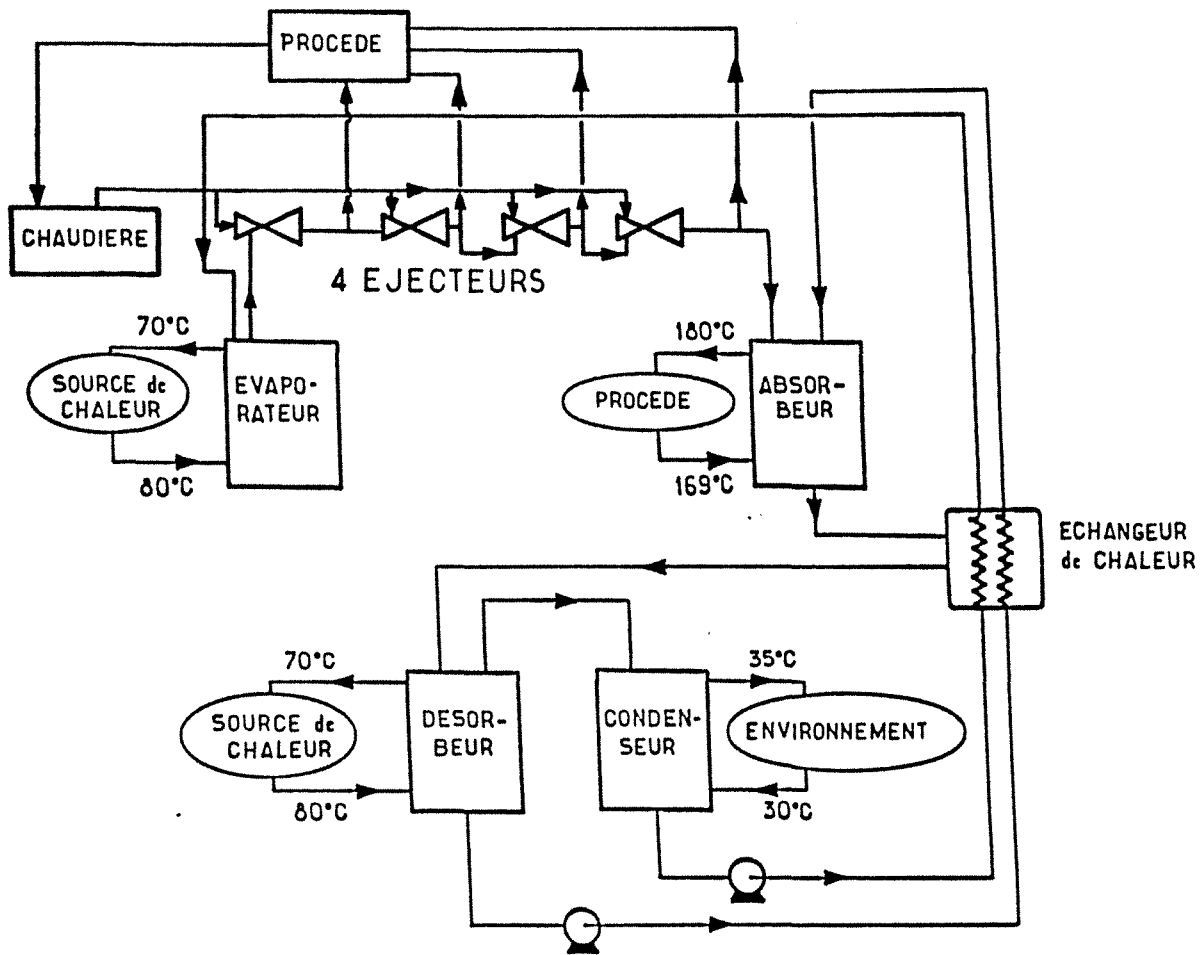


Figure 3.22 : Le Système Hybride Absorption-Ejecto-Compression

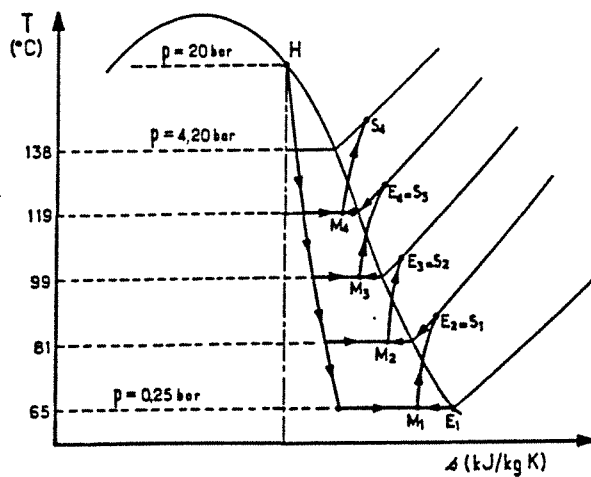


Figure 3.23 : Les processus de la vapeur haute (HM_i) et basse pression ($E_i M_i S_i$) dans les éjecteurs

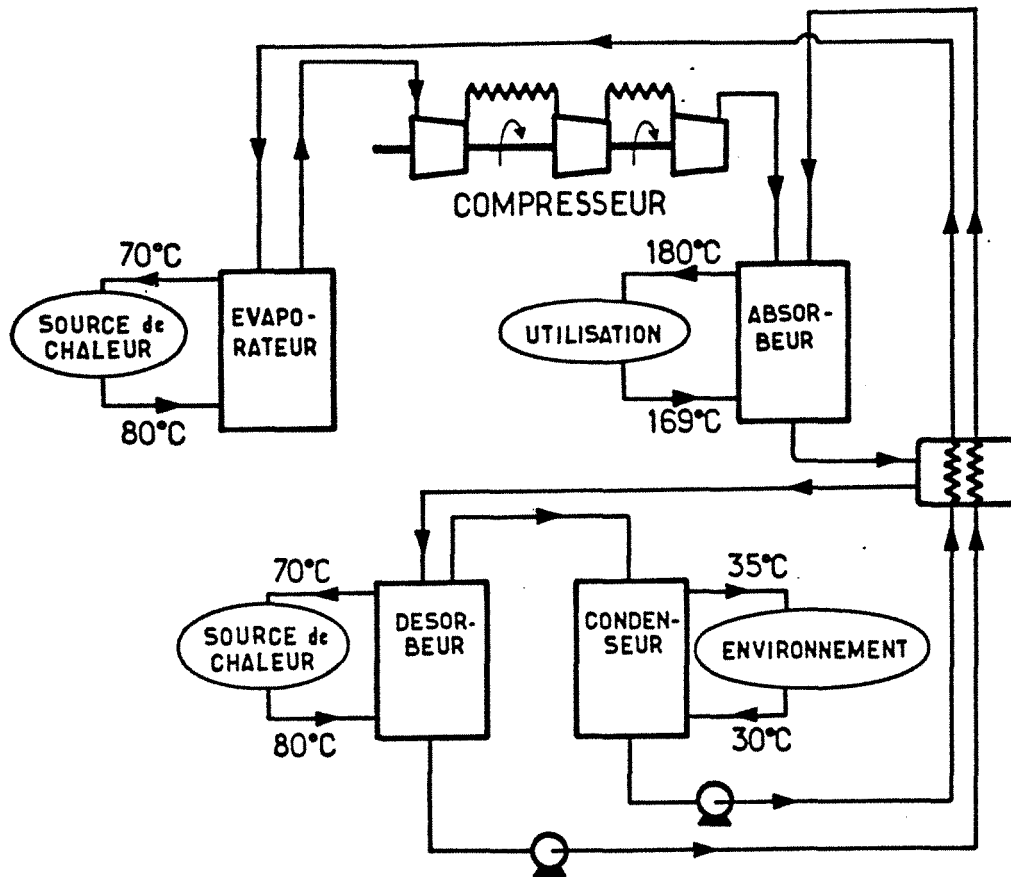


Figure 3.24 : Le Système Hybride Absorption-Compression Mécanique de Vapeur

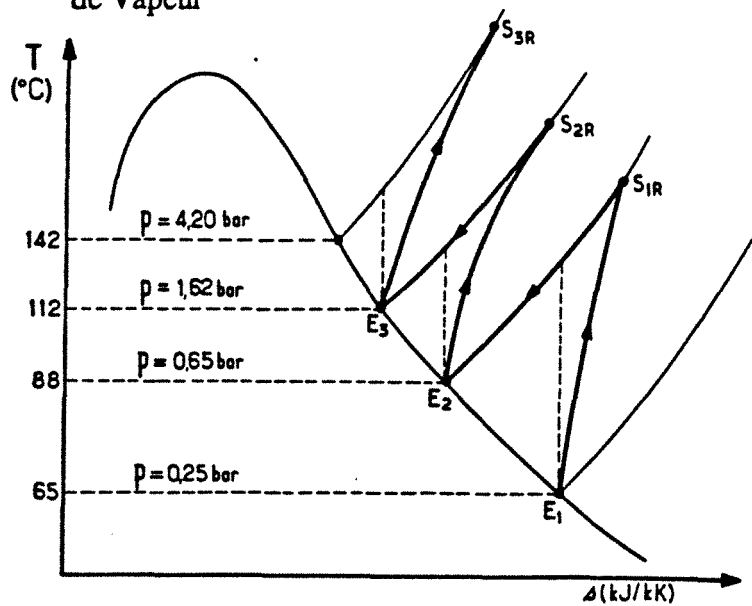


Figure 3.25 : La compression de la vapeur d'eau issue de l'évaporateur (point E1)

Le premier système est une PACA pure où le mélangeur est composé de quatre étages d'évaporation-absorption en série thermique, les flux massiques (d'eau et de solution) étant en parallèle (voir Figure 3.20) pour remonter le niveau thermique du premier évaporateur (qui reçoit la chaleur résiduaire) au quatrième absorbeur (qui fournit la chaleur utile). Le désorbeur de ce système a un seul étage de séparation. La Figure 3.21 montre sur un diagramme d'Oldham-Clapeyron les processus existants dans la PACA.

Les deuxième et troisième systèmes sont, en fait, des alternatives au premier système. Ils sont des systèmes hybrides à absorption-compression qui exécutent la même fonction que la PACA pure, mais ayant des mélangeurs avec un seul étage et un système de compression de la vapeur d'eau pour augmenter le niveau de pression du premier au quatrième étage d'évaporation-absorption.

La compression de la vapeur peut être faite soit :

- par un système d'éjecto-compresseurs, comme proposé par le deuxième système (Figure 3.22)

- soit par un moto-compresseur de vapeur comme proposé par le troisième système. (Figure 3.24).

Dans le système à absorption-éjecto-compression on utilise une vapeur à haute pression (p.e. 20,5 bar) qui va se mélanger avec la vapeur qui sort du premier évaporateur et ensuite ce flux de vapeur est détendu dans la tuyère de l'éjecteur avec une augmentation de pression correspondante. Dans le cas présenté comme exemple nous avons utilisé quatre éjecteurs en série pour assurer le saut de pression désiré (voir Figure 3.23).

Pour le système à moto-compresseur nous avons des conditions d'opération semblables à un système de recompression mécanique de vapeur (RMV) comme représenté sur la Figure 3.25.

Dans les trois systèmes à H_2O - LiBr nous considérons que nous avons des échangeurs de chaleur et matière à films ruisselants qui s'écoulent sur leurs parois, soit pour la solution H_2O - LiBr, soit pour le condensat et pour le film évaporant. Dans les zones de l'absorbeur où la température est supérieure à $150^\circ C$ nous devons employer le graphite comme matériau pour pouvoir résister à la corrosion provoqué par des solutions de H_2O - LiBr, comme a été développé par P. Le Goff et all. (10).

La puissance consommée par les pompes de circulation d'eau et de solution a été évaluée comme étant de 2 % du flux de chaleur fourni par l'absorbeur.

Remarquons encore que ces trois types de PACA peuvent être utilisés comme des Frigo-Pompes dans des conditions où les sauts thermiques entre l'évaporateur et l'absorbeur (et donc l'environnement sont aussi importants comme sera fait dans le item 3.6.

3.5.3. - Evaluation des PACA

Nous pouvons utiliser maintenant les paramètres d'évaluation de la performance des PACA, déjà décrits, pour comparer les quatre systèmes qui viennent d'être décrits.

Prenons le rendement économique, exergétique, le COP et le COP* comme paramètres de comparaison, avec les expressions suivantes :

$$(\eta_{\text{econ}}) \equiv \frac{Q_a \cdot v_a}{(Q_e + Q_d) v_r + W_p \cdot v_p + W_{\text{comp}} \cdot v_{\text{comp}}} \quad (3.28)$$

$$\eta_{\text{ex}} \equiv \frac{Q_a \cdot \theta_a}{(Q_e + Q_d) \theta_r + W_p + W_{\text{comp}}} \quad (3.29)$$

$$\text{COP} \equiv \frac{Q_a}{Q_e + Q_d + W_p + W_{\text{comp}}} \quad (3.30)$$

$$\text{COP}^* = \frac{Q_a}{W_p + W_{\text{comp}}} \quad (3.31)$$

où Q_a est le flux de chaleur produite par l'absorbeur et v_a est la "valeur" d'une unité de cette chaleur.

- Q_e et Q_d sont des flux de chaleur consommés respectivement à l'évaporateur et au désorbeur, et v_r est la valeur de la chaleur résiduaire ainsi consommée.

- W_p est l'énergie fournie aux pompes qui font circuler la solution absorbante et l'eau dans le circuit et v_p est sa valeur.

- W_{comp} est l'énergie fournie au compresseur où aux éjecteurs et v_{comp} est sa valeur : pour les calculs de η_{eco} nous avons utilisé les prix du marché français suivants : 0,30 F/kwh pour l'électricité (pompes et compresseur) ; 0,10 F/kWh pour la chaleur à 180°C et la vapeur à 20,5 bar et 4,2 bar (quand elle est utilisée) ainsi que pour la chaleur produite à 160°C, $v_r = \text{zéro}$ pour les chaleurs résiduaire à 60°C et 80°C.

Le Tableau 3.9 rassemble les résultats obtenus pour les quatre systèmes à partir des bilans de matière, enthalpiques et exergétiques appliqués à chaque échangeur en particulier et à chaque système, en général.

	Systèmes à H ₂ O - LiBr			Système à NH ₃ - H ₂ O
	1	2		3
	Absorption pure multi-étagé au mélangeur	Hybride absorption Ejecto-Compression		Hybride Absorption Compression Mécanique
		Vapeur 4.2 bar utile	Vapeur 4.2 bar Inutile	
η_{eco}	16.67	8.27	0.60	0.904
COP	0.176	0.415	0.251	0.400
η_{ex}	0.432	0.512	0.344	0.503
COP*	50.00	12.36	0.62	2.71
				Séparateur multi-étagé
				33.30
				0.090
				0.290
				100.00

Tableau 3.9. : Comparaison des Systèmes

Les concentrations des solutions de H₂O - LiBr sont 0,55 dans la solution concentrée et 0,50 dans la solution diluée. Les pincements thermiques dans chaque échangeurs ont été pris égaux à 5K et les échangeurs sont tous du type à contre-courant. Pour des systèmes hybrides à absorption ejecto-compression nous avons considéré deux cas : soit la vapeur à 4.2 bar qui sort des éjecteurs peut être utilisée par une autre machine/procédé, soit elle est renvoyée directement à la chaudière. Dans le premier cas la valeur de la chaleur est prise égale à 0,10 FF/kWh et dans le deuxième cas égale à zéro.

Par rapport aux systèmes d'eau-bromure de lithium nous pouvons faire les commentaires suivants :

- Dans la littérature technique sur les pompes à chaleur et thermotransformateurs, (TT), les auteurs comparent habituellement la qualité des diverses machines, d'après la valeur de leur Coefficient de Performance : COP. D'après ce critère, ce serait donc le TT avec moto compresseur qui serait "la meilleure" solution. Mais le concept de COP n'a qu'une faible signification pour des thermotransformateurs, puisque le fait d'utiliser le COP revient à donner la même "valeur" à un joule d'électricité, à un joule de vapeur à 20,5 bar ainsi que à un joule d'eau chaude à 80°C.

- Le concept de "rendement exergétique" serait déjà meilleur que le COP : en effet dans ce barème de valeur, le joule d'eau chaude à 80°C ne vaut que 14 % du joule d'électricité. C'est encore la PACA à moto-compresseur qui a le meilleur rendement exergétique, à cause d'une consommation plus faible de chaleur résiduaire.

- De l'autre côté les valeurs de η_{eco} et COP* sont plus élevées pour le système à absorption pure due au fait que les chaleurs résiduaire sont prises comme gratuites et que les systèmes hybrides utilisent des énergies coûteuses (électricité et vapeur à haute pression).

Ainsi du point de vue du coût opératoire, la PACA pure est la plus performante. Les PACA hybrides viennent ensuite, d'abord le système à ejecto-compression, si l'on re-utilise la vapeur à 4,2 bar, et après on a le système à moto-compresseur.

Par rapport au système à H₂O-NH₃ on doit observer que les faibles valeurs de COP et η_{ex} sont dues aux énormes demandes de chaleur résiduaire pour pouvoir produire de la chaleur à 160°C parce que la force motrice disponible pour faire la séparation est faible.

Comme les η_{eco} et COP* de ce système sont très élevés son intérêt économique sera lié à son coût d'investissement. De toute façon on peut déjà conclure que ce type de système est indiqué pour des conditions d'utilisations où les sources de chaleur résiduaire et de "froideur" sont gratuites et disponibles en grandes quantités. Ces conditions sont analogues à celles que nous avons analysées, en coopération avec Barbara Schwarzer pour le développement de systèmes de chauffage résidentiel à partir de l'énergie thermique des vents pour les régions nordiques de la planète (11,12).

3.6. - EVALUATION DES SYSTEMES DE REVALORISATION DES CHALEURS RESIDUAIRES INDUSTRIELLES

3.6.1. - Introduction

Nous allons maintenant analyser la performance techno-économique des systèmes de PACA présentés auparavant dans des conditions d'opération normalement existantes dans plusieurs procédés industriels. Ces conditions sont caractérisées par les paramètres suivants :

- températures des rejets thermiques de 60° C à 90° C (80° C - 100° C pour les Frigo-Pompes)
- températures des besoins de chaleur des procédés : 130° C à 180° C
- températures des besoins de réfrigération des procédés : 7° C à 12° C
- température de l'environnement de 20° C à 30° C (30° C pour les Frigo-Pompes).
- plage de puissance thermique des procédés industriels : 100 kW à 5 MW.

Pour la production de chaleur nous analyserons comparativement le comportement des trois systèmes qui travaillent avec le couple H₂O-LiBr déjà présentés, d'une PAC hybride à compression-absorption (voir Figure 3.26) et d'un système à recompression mécanique de vapeur d'eau (voir Figure 3.27).

Les Frigo-Pompes analysées sont aussi dérivées des trois systèmes à absorption avec H₂O-LiBr.

Pour chaque condition d'opération définie par T_r , T_p , T_c et Q_p nous choisissons le système le plus performant dans chaque famille de PAC étudiée : absorption pure, absorption-compression, absorption-ejecto-compression, compression pure et compression absorption. Ce choix est fait à partir de l'évaluation des paramètres thermodynamiques et économiques des systèmes, c'est-à-dire, à travers l'emploi de la valeur Techno-économique (VTE) pour chaque PAC dimensionnée. Ensuite nous comparons les systèmes optimaux pour chaque condition d'opération pour bien caractériser les plages d'utilisation adéquates des systèmes de PAC.

Pour pouvoir analyser toutes les combinaisons des conditions d'opération possibles présentées (240 pour les thermotransformateurs et 30 pour les frigo-pompes) nous avons développé une méthodologie d'analyse thermodynamique-technique et économique de ces systèmes, ainsi bien qu'une série de logiciels appelée PACA-DESIGN qui développe cette analyse, en langage Fortran 77, pour les cinq familles de PAC.

Le développement des logiciels PACA-DESIGN avait pour but de disposer d'un outil de simulation des PACA relativement simple et avec une bonne qualité de résultats dans les trois niveaux de modélisation mentionnés ci-dessus.

Nous procéderons ensuite à la description des modèles utilisés pour représenter les systèmes de PAC, des logiciels PACA-DESIGN et de la comparaison des résultats obtenus de la simulation des systèmes de Thermotransformateurs et des Frigo-Pompes.

Rappelons que nous n'allons pas considérer ici le thermotransformateur qui opère avec le couple NH₃ - H₂O parce que, comme il a été déjà dit, ce système présente un intérêt spécial pour les conditions où la "force motrice thermique" du séparateur est faible. Or ce ne sera pas toujours le cas dans les conditions d'opération que nous venons de définir. Néanmoins nous avons détaillé des calculs de ce système, avec B. Schwarzer, pour le chauffage de bâtiments dans les références (11) et (12).

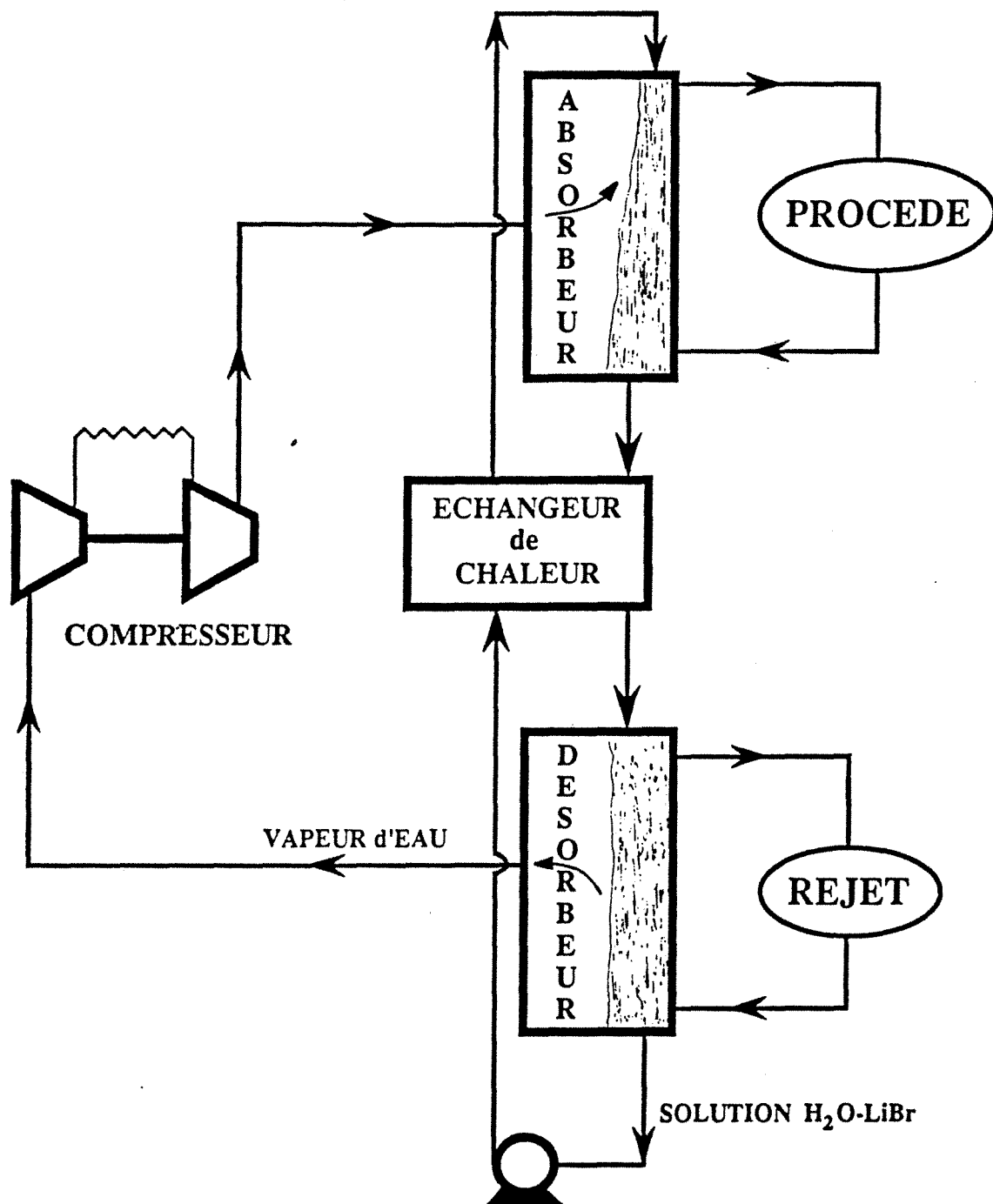


Figure 3.26 : Pompe à Chaleur Hybride Compression-Absorption

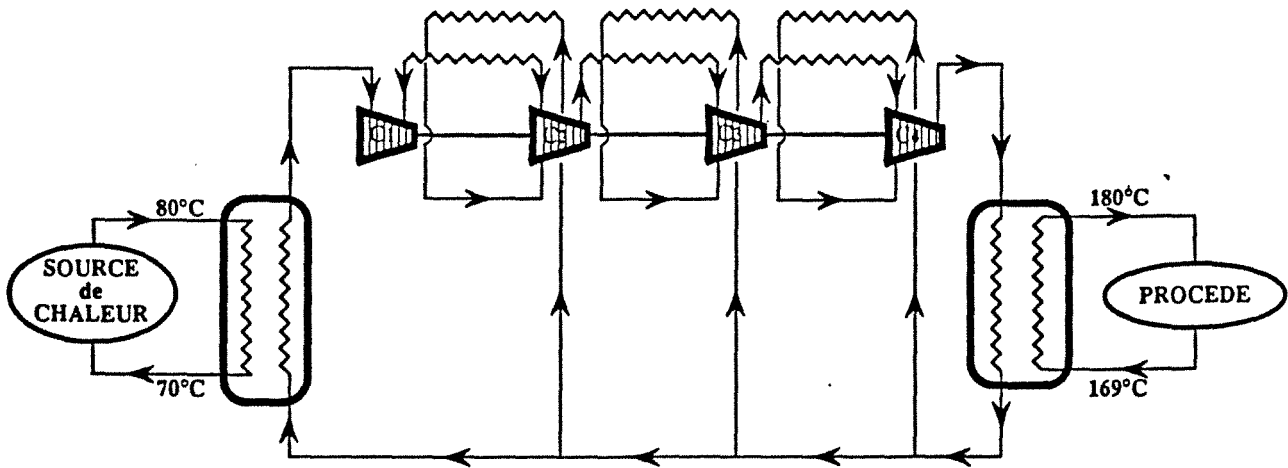


Figure 3.27 : Pompe à Chaleur à Compression de la Vapeur d'Eau avec 4 étages de Compression

3.6.2. - Modélisation thermodynamique

3.6.2.1. - Systèmes de Thermotransformateurs

3.2.6.2.1.1. - Thermotransformateur à absorption pure

Les Figures 3.20 et 3.21 montrent le schéma et les processus thermodynamiques d'un hypothétique thermotransformateur (TT) avec quatre étages au mélangeur que l'on utilisera comme base de la description du modèle thermodynamique développé pour nos systèmes de TT.

Nous devons souligner que les PACA analysés ici sont des systèmes à séparateur mono-étagé puisque leur source d'énergie est toujours de la chaleur résiduaire entre 60°C et 90°C et leur puits d'énergie (le condenseur du séparateur) est l'environnement qui est à 20°C ou bien à 30°C.

Pour obtenir une forme générale des bilans d'enthalpie nous introduisons le facteur f , appelé "taux de recirculation" défini comme :

$$f = \frac{\text{débit massique de solutin pauvre}}{\text{débit massique d'eau absorbée}} = \frac{M_{as}}{M_e} \quad (3.32)$$

On peut aisément montrer que :

$$f = x_c / (x_c - x_d) \quad (3.33)$$

Passons maintenant aux bilans d'enthalpie d'un mélangeur avec N étages d'évaporation-absorption. Nous écrirons chaque bilan d'une façon "spécifique", c'est-à-dire, par kg d'eau évaporée dans le premier évaporateur. Nous considérons aussi que le facteur f est constant pour chaque étage, ce qui revient à dire que les compositions d'entrée et sortie dans chaque étage sont toujours les mêmes.

1er étage :

$$Q_{e1} = M_{e1} (h_{es1} - h_{ee1}) \quad (3.34)$$

$$Q_{a1} = M_{e1} h_{es1} + (M_{p1} - M_{e1}) h_{ae1} - M_{p1} h_{as1} \quad (3.35)$$

Les flux de chaleur par débit massique d'eau au premier évaporateur, M_{e1} , sont :

$$q_{e1} = \frac{Q_{e1}}{M_{e1}} = (h_{es1} - h_{ee1}) \quad (3.36)$$

$$q_{a1} = \frac{Q_{a1}}{M_{e1}} = h_{es1} + (f-1) h_{ae1} - f h_{as1} \quad (3.37)$$

Rappelons que :

$$f = \frac{M_{p1}}{M_{e1}} = \frac{M_{p2}}{M_{e2}} = \dots \dots \frac{M_{pN}}{M_{eN}} = \frac{x_c}{x_c - x_d}$$

2ème étage

Pour le 2ième étage la chaleur dégagée pendant l'absorption adiabatique de la vapeur d'eau est utilisée pour évaporer l'eau qui rentre dans le 2ième évaporateur :

$$Q_{e2} = Q_{a1} = M_{e2} (h_{es2} - h_{ee2}) \quad (3.38)$$

$$q_{e2} = \frac{M_{e2}}{M_{e1}} (h_{es2} - h_{ee2}) \quad (3.39)$$

Faisons :

$$m_{e1} = 1$$

$$m_{e2} = \frac{M_{e2}}{M_{e1}}$$

Donc :

$$q_{e2} = m_{e2} (h_{es2} - h_{ee2}) \quad (3.40)$$

$$q_{a2} = m_{e2} (h_{es2} + (f-1) h_{ae2} - f h_{as2}) \quad (3.41)$$

Définissons maintenant :

$$k_{ai} = h_{esi} + (f-1) h_{aei} - f h_{asi} \quad (3.42)$$

Ainsi :

$$q_{a1} = k_{a1} \quad (3.43)$$

$$q_{a2} = m_{e2} k_{a2} \quad (3.44)$$

ou

$$q_{a2} = \frac{k_{a1} \cdot k_{a2}}{(h_{es2} - h_{ee2})} \quad (3.45)$$

Nième étage :

$$Q_{eN} = Q_{a(N-1)} = M_{eN} (h_{esN} - h_{eeN}) \quad (3.46)$$

$$q_{eN} = \frac{M_{eN}}{M_{e1}} (h_{esN} - h_{eeN}) \quad (3.47)$$

$$m_{eN} = \frac{\prod_{i=1}^{N-1} k_{ai}}{\prod_{i=2}^N (h_{esi} - h_{eei})} \quad (3.48)$$

$$q_{aN} = \frac{\prod_{i=2}^N k_{ai}}{\prod_{i=2}^N (h_{esi} - h_{eei})} \quad (3.49)$$

Masse Totale d'Eau Evaporée

La masse totale d'eau évaporée dans les N évaporateurs est calculée comme :

$$M_{et} = \sum_{i=1}^N M_{ei} \quad (3.50)$$

Définissons aussi :

$$m_{et} = M_{et}/M_{e1} \quad (3.51)$$

Ainsi :

$$m_{et} = 1 + \sum_{i=1}^N \left[\frac{\prod_{j=1}^i k_{aj}}{\prod_{j=2}^{i+1} (h_{esj} - h_{eej})} \right] \quad (3.52)$$

De même le débit total de solution pauvre est :

$$M_{pt} = f M_{et} \quad (3.53)$$

- Bilans au séparateur

Pour le désorbeur et condenseur on a :

$$Q_d = M_{et} h_{ce} + (M_{pt} - M_{et}) h_{ds} - M_{pt} h_{de}$$

$$Q_c = M_{et} (h_{ce} - h_{cs}) \quad (3.54)$$

et sous la forme spécifique :

$$q_d = m_{et} = h_{ce} + (f-1) h_{ds} - fh_{de} \quad (3.55)$$

$$q_c = m_{et} (h_{ce} - h_{cs}) \quad (3.56)$$

Puissance des Pompes de circulation

La puissance totale des pompes de circulation de l'eau et de la solution de H₂O - LiBr est estimée à 2 % du flux thermique du dernier absorbeur (Q_{aN}).

- Calcul du COP

$$\text{COP} = \frac{q_{aN}}{q_{e1} + q_d + 0,02 q_{aN}} \quad (3.57)$$

- Calcul du rendement exergetique, η_{ex}

Les η_{ex} considérés ici sont des rendements exergetiques externes, ce qui signifie que les facteurs de Carnot sont calculés à partir des températures du rejet, de l'environnement et du procédé. De cette façon nous considérons les sources d'irréversibilités existantes (sauf les pertes de charge) : les gradients thermique côté caloporteurs et solution/eau, et les gradients de concentration dans les échangeurs de matière.

Donc :

$$\eta_{ex} = \frac{q_a \bar{\theta}_a}{\bar{\theta}_e (q_e + q_d) + 0,02 q_a} \quad (3.58)$$

Rappelons que $\theta_e = \theta_d$

- Calcul de l'Efficacité Exergetique

$$\epsilon_{ex} = \frac{q_a \bar{\theta}_a + q_c \bar{\theta}_c}{\bar{\theta}_e (q_e + q_d) + 0,02 q_a} \quad (3.59)$$

3.6.2.1.2. - La Recompression Mécanique de Vapeur

Considérons une pompe à chaleur à compression qui opère avec de la vapeur d'eau, en circuit fermé comme schématisé par la Figure 3.27. Le diagramme température-entropie de la vapeur d'eau montré ci-dessous (Figure 3.28) permet la visualisation des processus par lesquels passe l'eau quand elle parcourt le circuit de la PAC : évaporateur (de E. à Ke), compresseur (de Ke à Ks) et condenseur (de Ks à C), où est fait le transfert de chaleur au procédé industriel.

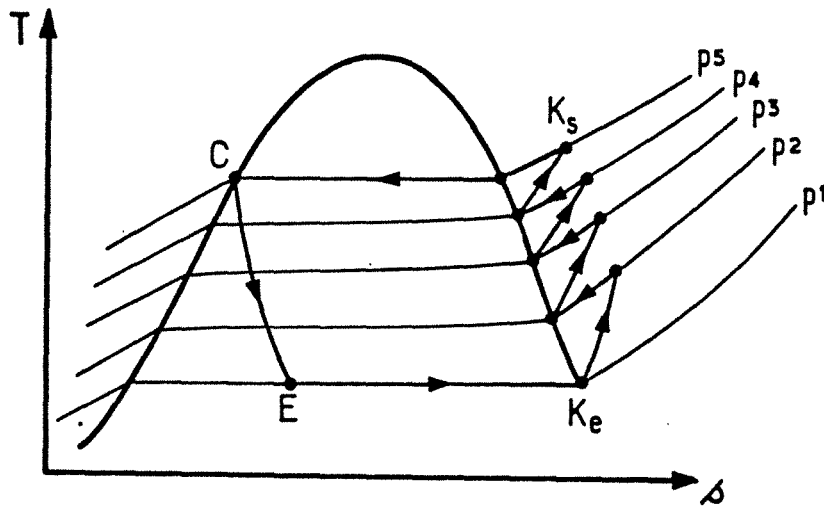


Figure 3.28 : Les processus de l'eau à Travers la PAC

Les bilans d'enthalpie pour chaque élément donnent par unité de débit massique d'eau :

- condenseur : $q_c = h_{ks} - h_{cs}$ (3.60)

- évaporateur : $q_e = h_{ke} - h_{ee}$ (3.61)

- compresseur

Après avoir déterminé le nombre d'étages de compression, en fonction des pressions de l'évaporateur du condenseur et du type de compresseur, le bilan pour chaque étage s'écrit :

$$w_{ci} = h_{ksi} - h_{kei} \quad (3.62)$$

Si l'on introduit le rendement isentropique défini comme :

$$\eta_{ise} = \frac{h_{ksri} - h_{kei}}{h_{ksi} - h_{kei}} \quad (3.63)$$

où

h_{ksri} est l'enthalpie de sortie de l'étage i après une compression isentropique :

$$w_{ci} = \frac{h_{ksri} - h_{kei}}{\eta_{ise}} \quad (3.64)$$

et la puissance totale spécifique de compression est :

$$w_{ct} = \left(\sum_{i=1}^m w_i \right) / \eta_m \eta_e \quad (3.65)$$

- Calcul du COP

$$\text{COP} = \frac{q_c}{w_{ct} + q_e} \quad (3.66)$$

Calcul du η_{ex}

$$\eta_{ex} = \frac{q_c \bar{\theta}_c}{w_{ct} + q_e \bar{\theta}_e} \quad (3.67)$$

3.6.2.1.3. - Système Hybride à Absorption-Compression Mécanique

Ce système montré sur les Figures 3.24 et 3.25 a comme base la PACA pure multi-étagée au mélangeur, d'où les étages intermédiaires ont été enlevés, en gardant le premier évaporateur et le dernier absorbeur et en mettant un compresseur entre l'évaporateur, et l'absorbeur pour assurer l'élévation de pression nécessaire entre les deux échangeurs.

Ainsi ce système hybride permet d'avoir une réduction du nombre d'étages d'évaporation-absorption et des débits massiques d'eau et solution H₂O-LiBr. De l'autre côté nous introduisons un compresseur de vapeur d'eau qui peut assurer l'augmentation de pression d'une façon plus performante.

Dans ce cas la modélisation se résume à l'utilisation des bilans déjà présentés pour la PACA pure et pour la PAC, à compression à savoir :

- Evaporateur : $q_e = h_{es} - h_{ee}$ (3.68)

- Absorbeur : $q_a = h_{ks} + (f-1) h_{ae} - f h_{as}$ (3.69)

- Désorbeur : $q_d = h_{ce} + (f-1) h_{ds} - f h_{de}$ (3.70)

- Condenseur : $q_c = h_{ce} - h_{cs}$ (3.71)

- Compresseur : $w_{ct} = \left(\sum_{i=1}^m w_{ci} \right) / \eta_m \eta_e$ (3.72)

- Calcul du η_{ex} : $\eta_{ex} = \frac{q_a \bar{\theta}_a}{(q_e + q_d) \bar{\theta}_e + w_{ct} + 0,02 q_a}$ (3.73)

3.6.2.1.4. - Système Hybride à Absorption Ejecto-Compression

Ce système hybride montré sur les Figures 3.22 et 3.23 emploie comme système de compression un ensemble d'éjecto-compresseurs actionnés par la vapeur d'eau à haute pression (HP) qui fournit l'énergie nécessaire pour la compression de la vapeur issue de l'évaporateur. Pour réduire la consommation de vapeur motrice, à chaque sortie d'un éjecteur il y a une dérivation et le débit massique envoyé à l'éjecteur suivant pour y être comprimé, est toujours égal au débit issu de l'évaporateur. Ainsi le débit massique de vapeur motrice est, soit re-envoyé à la chaudière, soit utilisé pour un autre procédé dans l'usine, si les conditions de pression le permettent.

A part l'éjecteur, les bilans d'enthalpie des autres éléments du TT sont toujours les mêmes que ceux utilisés pour le TT à absorption-compression.

Pour les éjecteurs de vapeur la Figure 3.29 ci-dessous, montre les états successifs de la vapeur aspirée et de la vapeur à haute pression durant leur écoulement à travers les éjecteurs.

Les bilans présentés pour l'évolution de la vapeur HP et de la vapeur aspirée ont été faits avec les hypothèses suivantes :

- l'écoulement est adiabatique
- l'énergie cinétique aux points J_e, H_e, I et J_s est négligeable
- l'écoulement est unidimensionnel
- le régime est permanent
- l'état thermodynamique de la vapeur aspirée ne change pas de J_e à I
- la pression de la vapeur dans la région de mélangeage des vapeurs, H_s à M est constante.

Le bilan d'énergie entre M et J_s donne :

$$\frac{V_m^2}{2} = h_{js} - h_m \quad (3.74)$$

Pour la tuyère qui accélère la vapeur HP le bilan d'énergie donne :

$$\frac{V_{hs}^2}{2} = h_{he} - h_{hs} \quad (3.75)$$

Le bilan de quantité de mouvement pour la région de mélangeage $H_s - M$, donne :

$$M_{hp} V_{hs} = (M_{hp} + M_e) V_m \quad (3.76)$$

Ainsi nous établissons :

$$\frac{V_{hs}}{V_m} = \left(1 + \frac{M_e}{M_{hp}}\right) \quad (3.77)$$

En combinant les équations 3.75, 3.76, 3.78 nous arrivons à :

$$\left(1 + \frac{M_e}{M_{hp}}\right)^2 = \frac{h_{he} - h_{hs}}{h_{js} - h_m} \quad (3.78)$$

Le bilan d'enthalpie appliqué à l'ensemble de l'éjecteur fournit :

$$\frac{M_e}{M_{hp}} = \frac{h_{he} - h_{js}}{h_{js} - h_{je}} \quad (3.79)$$

Avec ces deux dernières équations, nous pouvons déterminer le rapport des débits massiques vapeur haute pression/vapeur aspirée (α) pour des conditions d'entrée fixées et pour une pression de sortie donnée.

De cette façon, ayant fixé les pressions d'entrée et de sortie de chaque éjecteur, nous pouvons établir les conditions d'opération de chaque éjecteur ainsi que le rapport α , pour chaque étage de compression.

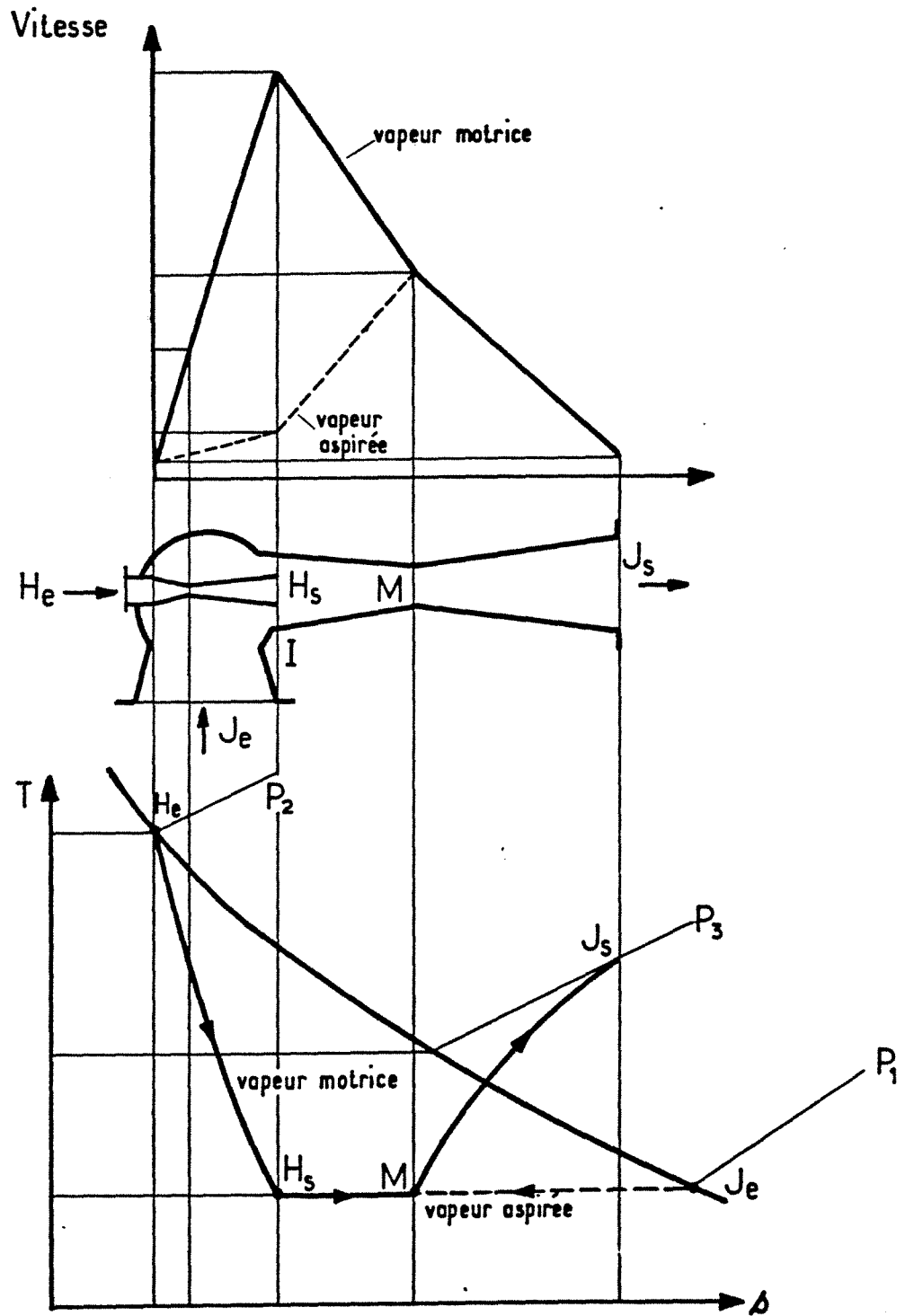


Figure 3.29 : Evolution de la Vapeur Motrice et Aspirée à Travers un Ejecteur

Le calcul de l'énergie et de l'exergie consommées par les éjecteurs sera fait en considérant deux conditions d'opération :

1 - la vapeur de sortie de chaque étage, qui n'est pas utilisée par la PACA, peut être utilisée par un autre procédé.

2 - la vapeur de sortie est renvoyée directement à la chaudière qui l'a produite.

Ainsi les flux d'énergie et exergie spécifiques consommés dans le premier cas sont :

$$(E_j)_1 = \sum_{i=1}^k [\alpha(i) (h_{he} - h_{jsi})] \quad (3.80)$$

$$(Ex_j)_1 = \sum_{i=1}^k [\alpha(i)(h_{he} - h_{jsi}) - T_o (s_{he} - s_{jsi})] \quad (3.81)$$

ou k = nombre d'éjecteurs.

Pour le deuxième cas on considère que les énergie et exergie consommées sont celles qui sont fournies par la chaudière qui produit la vapeur HP.

$$(E_j)_2 = (h_{he} - h_e) \sum_{i=1}^k \alpha(i) \quad (3.82)$$

$$(Ex_j)_2 = [(h_{he} - h_e) - T_o (s_{he} - s_e)] \sum_{i=1}^k \alpha(i) \quad (3.83)$$

- Calcul du COP :

$$\text{cas 1 : } (COP)_1 = \frac{q_a}{q_e + q_d + (E_j)_1 + 0,02 q_a} \quad (3.84)$$

$$\text{cas 2 : } (COP)_2 = \frac{q_a}{q_e + q_d + (E_j)_2 + 0,02 q_a} \quad (3.85)$$

- Calcul du η_{ex} =

$$\text{cas 1 : } (\eta_{ex})_1 = \frac{q_a \bar{\theta}_a}{\bar{\theta}_e (q_e + q_d) + (Ex_j)_1 + 0,02 q_a} \quad (3.86)$$

$$\text{cas 2 : } (\eta_{ex})_2 = \frac{q_a \bar{\theta}_a}{\bar{\theta}_e (q_e + q_d) + (Ex_j)_2 + 0,02 q_a} \quad (3.87)$$

3.6.2.1.5. - Systèmes Hybride Compression-Absorption

Ce système, montré sur la Figure 3.26, est dérivé d'une PAC à compression où, au lieu d'avoir un évaporateur et un condenseur, nous avons un désorbeur et un absorbeur ayant pour but d'augmenter les températures du cycle dans la région de haute pression aussi bien que réduire les gradients thermiques dans les échangeurs.

Ce système a été conçu dans les années 50 par Altenkirch (13) et plus récemment il a été étudié par Hodggett, Ahlby (14) et Ziegler (15). L'intérêt de l'analyser ici est de comparer sa performance à celle des systèmes hybrides dérivés du cycle à absorption et aussi avec le système à compression pure. Ainsi nous avons deux systèmes purs et trois hybrides intermédiaires, étant donné que tous les cinq systèmes opèrent avec le même couple ou substance pure.

Pour ce type de système il est intéressant de souligner que les études développées par Ahlby ont montré que le COP du système à compression-absorption avec le couple H₂O-LiBr est supérieur au COP obtenu avec le couple NH₃/H₂O (14). Par contre l'emploi du H₂O-LiBr implique des débits volumiques importants, c'est-à-dire une augmentation de la taille des compresseurs.

Donc pour ce thermotransformateur nous avons les bilans pour le désorbeur, absorbeur et compresseurs déjà décrits.

- Calcul du COP :

$$\text{COP} = \frac{q_a}{q_d + w_{ct} + 0,02 q_a}$$

- Calcul du η_{ex}

$$\eta_{ex} = \frac{q_a \bar{\theta}_a}{q_d \bar{\theta}_d + w_{ct} + 0,02 q_a}$$

3.6.2.2. - Systèmes de Frigo-pompes

Pour produire un effet de réfrigération (faire du froid) à des températures proches de 5°C dans un environnement à 20°C - 30°C, il est possible d'utiliser un mélangeur d'une PACA pure avec plusieurs étages d'évaporation-absorption. Cela dit, nous pouvons envisager ici des systèmes purs et hybrides à absorption comme ceux qui ont été analysés pour les thermotransformateurs avec, bien entendu la particularité des PACA type I : la pression du séparateur est plus élevée que celle du mélangeur et les sorties de chaleur (condenseur et absorbeur) peuvent être rejetées dans l'environnement. Une telle Frigo Pompe est schématisée sur les Figures 3.30 et 3.31.

Par conséquent la méthode de modélisation pour la PACA pure à absorption et les systèmes hybrides absorption-compression et absorption-éjecto compression est la même que celle utilisée pour les thermotransformateurs homologues.

Remarquons que nous n'allons pas analyser les systèmes à compression avec H₂O ni à compression-absorption avec le couple LiBr-H₂O parce qu'ils ne sont pas indiqués pour opérer comme des systèmes de réfrigération.

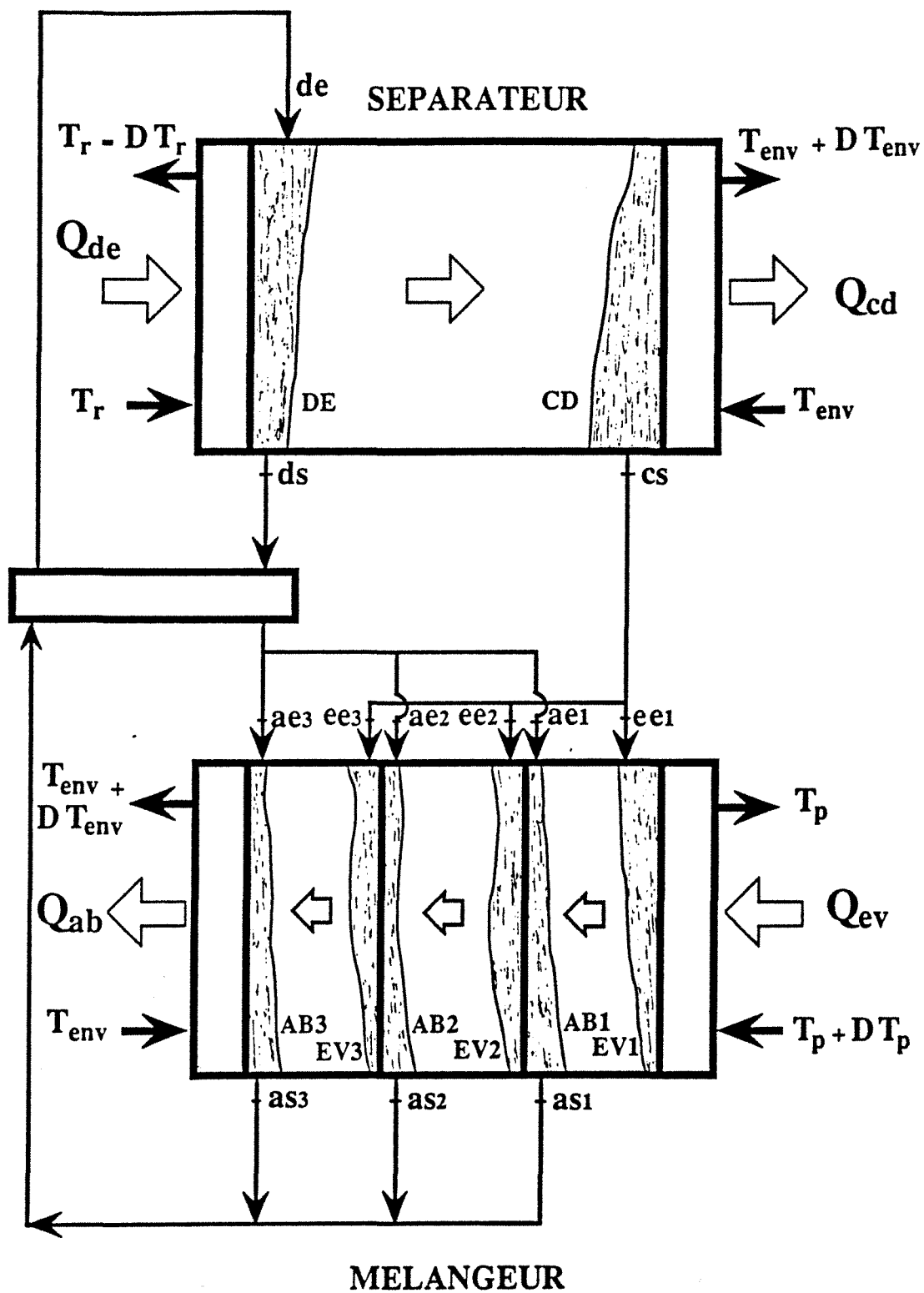


Figure 3.30 : Schéma et Nomenclature d'une Frigo-Pompe Multi-étagée au Mélangeur

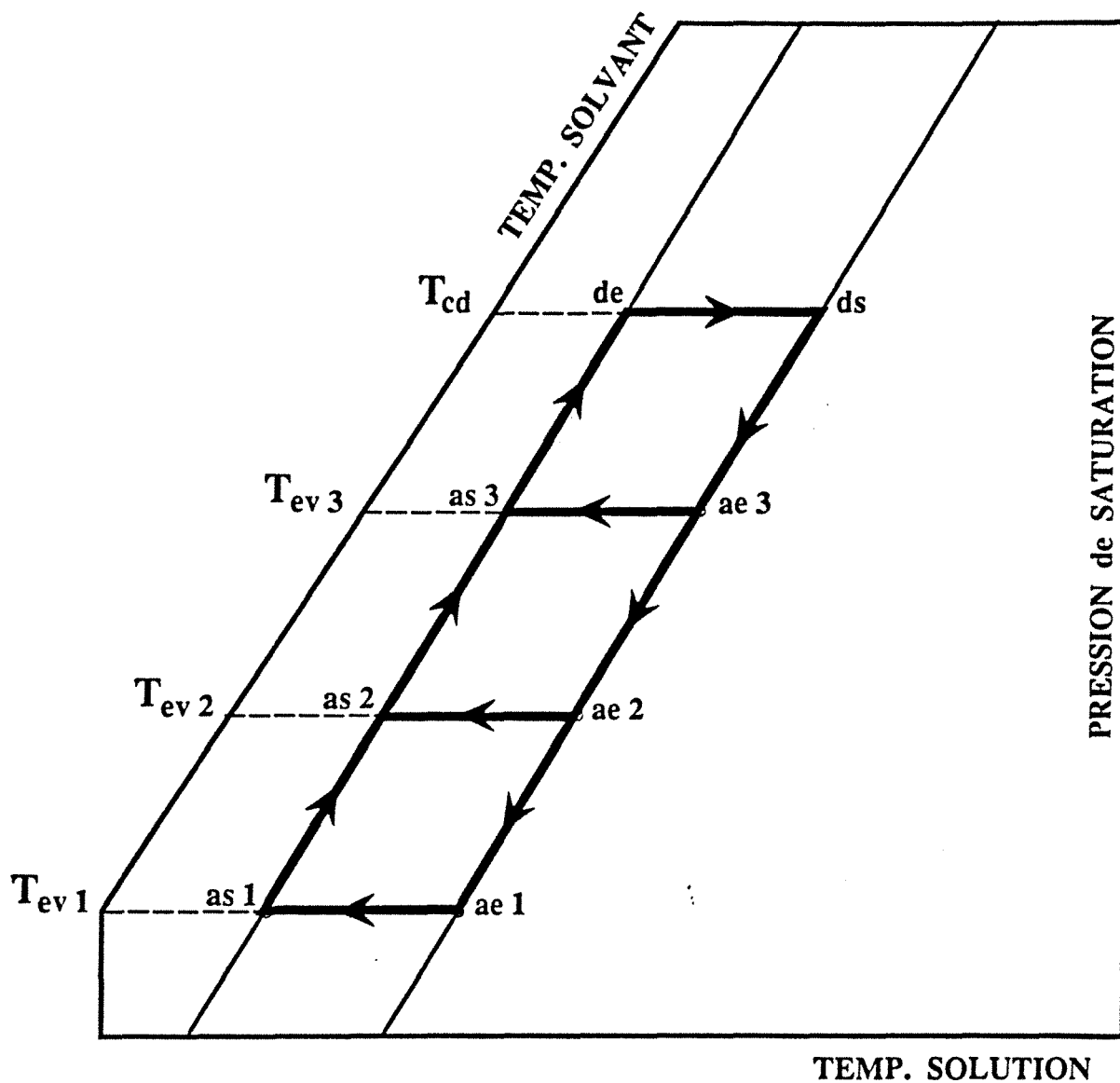


Figure 3.31 : Représentation des processus de séparation et mélangeage de la Frigo-Pompe sur un diagramme de Oldham-Clapeyron

Nous nous limiterons donc à décrire ici les expressions du COP et de η_{ex} pour chacun des trois types de Frigo-Pompes. Ses expressions sont rassemblées dans le Tableau 3.10

	SYSTEMES		
	Absorption Pure	Hybride absorption compression	Hybride absorption-éjecto-compression
COP	$\frac{q_{e1}}{q_d + 0,02q_a N}$	$\frac{q_e}{q_d + w_{ct} + 0,02 q_a}$	(1) $\frac{q_e}{q_d + (E_j)_1 + 0,02q_a}$ (2) $\frac{q_e}{q_d + (E_j)_2 + 0,02q_a}$
η_{ex}	$\frac{ q_{e1}\bar{\theta}_e }{q_d \bar{\theta}_d + 0,02 q_a N}$	$\frac{ q_{e1}\bar{\theta}_e }{q_d \bar{\theta}_d + w_{ct} + 0,02 q_a N}$	(1) $\frac{ q_e\bar{\theta}_e }{q_d \bar{\theta}_d + (E_x)_1 + 0,02q_a}$ (2) $\frac{ q_e\bar{\theta}_e }{q_d \bar{\theta}_e + (E_x)_2 + 0,02q_a}$

Tableau 3.10 : Les Expressions de COP et η_{ex} pour les Frigo-Pompes

3.6.3. - Modélisation Technique

3.6.3.1. - Introduction

La modélisation technique a pour but la détermination des caractéristiques des principaux composants des systèmes de PAC décrits auparavant, c'est-à-dire, les échangeurs de chaleur et matière, les pompes, les compresseurs et éjecteurs.

Cette détermination est faite pour qu'il soit possible de déterminer, les coûts d'investissement des systèmes de PAC pour chaque condition de puissance utile fournie (pour les TT) ou retirée (pour les Frigo-Pompes).

Ainsi les caractéristiques qui sont calculées pour chaque composant sont :

- échangeurs de chaleur et matière : surface d'échange
- pompes de circulation : puissance
- compresseurs : puissance et débit volumique à l'aspiration du compresseur
- éjecteurs : diamètre du col.

Comme toute la modélisation thermodynamique a été faite en considérant les bilans par unité de masse d'eau qui traverse l'évaporateur, il suffit de connaître la puissance utile du système de PAC étudié pour pouvoir calculer le débit de vapeur d'eau, Me , et ensuite calculer tous les flux de chaleur et puissances qui interviennent dans chaque élément de la PAC qui sera dimensionné.

Nous présenterons les conditions choisies pour l'évaluation des caractéristiques des équipements.

3.6.3.2. - Echangeurs de chaleur et matière

Evaporateur :

Après avoir fixé le flux de chaleur fourni à l'évaporateur, Q_e , et connaissant les températures côté caloporteur et côté film évaporant on obtient pour un TT (voir Figure 3.20) :

$$S_e = \frac{Q_e}{h_{ev} (DT_r / \ln ((T_r - T_e) / (T_r - DT_r - T_e)))} \quad (3.88)$$

pour une Frigo-Pompe (voir Figure 3.30) :

$$S_e = \frac{Q_e}{h_{ev} (DT_p / \ln ((T_p + DT_p - T_e) / (T_p - T_e)))} \quad (3.89)$$

Le coefficient de transfert de chaleur global a été choisi à partir des résultats expérimentaux avec des évaporateurs à film ruisselant dans une plage de nombre de Reynolds entre 400 et 800.

$$h_{ev} = 1,5 \text{ kW.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Condenseur :

Pour les condenseurs on a, de la même façon que pour les évaporateurs :

$$S_c = \frac{Q_c}{h_{cd} (DT_{env} / \ln ((T_c - T_{env} + DT_{env}) / (T_c - T_{env})))} \quad (3.90)$$

avec

$$h_{cd} = 1,5 \text{ kW.m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Echangeurs Intermédiaires

Pour les T.T. les échangeurs intermédiaires doivent préchauffer la solution concentrée et l'eau qui viennent du séparateur avec la solution diluée qui sort du mélangeur.

Ainsi pour une PACA multi-étagée :

$$T_{ae} = T_{as} - 5 \text{ K} \quad (3.91)$$

$$q_s(i) = m_e(i) (f-1) (h_{ae}(i) - h_{ds}(i)) \quad (3.92)$$

$$q_a(i) = m_e(i) (h_{ee}(i) - h_{cs}(i)) \quad (3.93)$$

Pour les systèmes hybrides à absorption-compression il y a un seul échangeur intermédiaire pour la solution et un pour l'eau pour le système hybride à compression-absorption on ne travaille qu'avec l'échangeur pour la solution.

Pour les Frigo-Pompes il n'y a que les échangeurs pour la solution et la chaleur transférée par débit massique d'eau évaporée est :

$$q_s(i) = (f-1) (h_{ds} - h_{ae}(i)) \quad (3.94)$$

L'évaluation des surfaces d'échange est faite comme suit :

$$S_s(i) = \frac{Q_s(i)}{h_i DT_i} \quad (3.95)$$

$$S_a(i) = \frac{Q_n(i)}{h_i DT_i} \quad (3.96)$$

avec

$$\begin{aligned} DT_i &= 5 \text{ K} \\ h_i &= 0,8 \text{ kW.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Absorbeur

Comme les solutions de H₂O LiBr, dans les conditions d'opération de nos systèmes ont des nombres de Lewis de l'ordre de 30, le transfert de matière dans le film ruisselant est le phénomène déterminant pour l'évaluation de la surface d'échange des absorbeurs et désorbeurs.

Donc l'évaluation des surfaces de ces échangeurs doit être faite à partir d'un modèle qui prend en compte le phénomène des transferts couplés de chaleur et de matière. Nous décrirons ensuite un modèle simple de ce phénomène pour évaluer la surface d'échange.

Considérons le schéma d'un absorbeur montré sur la Figure 3.32.

Cet absorbeur à film ruisselant est composé d'une zone supérieure adiabatique, dans laquelle la solution absorbante s'échauffe jusqu'à un état où il est possible de commencer à transférer de la chaleur au caloporteur qui s'écoule à contre-courant. Cette section est le début de la région diabatique. On peut y voir aussi l'évolution des compositions de l'interface et du coeur du film, aussi bien que les températures de l'interface, du coeur du film, et du caloporteur.

Dans la zone adiabatique (F_i à F_M) nous pouvons établir la relation vectorielle suivante, à partir des bilans massique et enthalpique :

$$M_f \vec{FV} - M_{fi} \vec{F_iV} = 0 \quad (3.97)$$

Cette expression peut être visualisée sur le diagramme de Ponchon de la Figure 3.33. Ainsi un point F quelconque, situé entre F_i et F_M, se déplace sur une droite qui part de F_i et coupe l'axe des ordonnées au point V, de coordonnées x = 0 et H = H_v.

Dans la région diabatique la relation vectorielle est :

$$M_{fo} \vec{F_oV'} - M_{fM} \vec{F_MV'} = 0 \quad (3.98)$$

dont la tangente en chaque point coupe l'axe des ordonnées en un point V' qui a les coordonnées x = 0 et H = H_v - Q_a/M_v, où M_v est le débit massique de la vapeur absorbée dans la région diabatique.

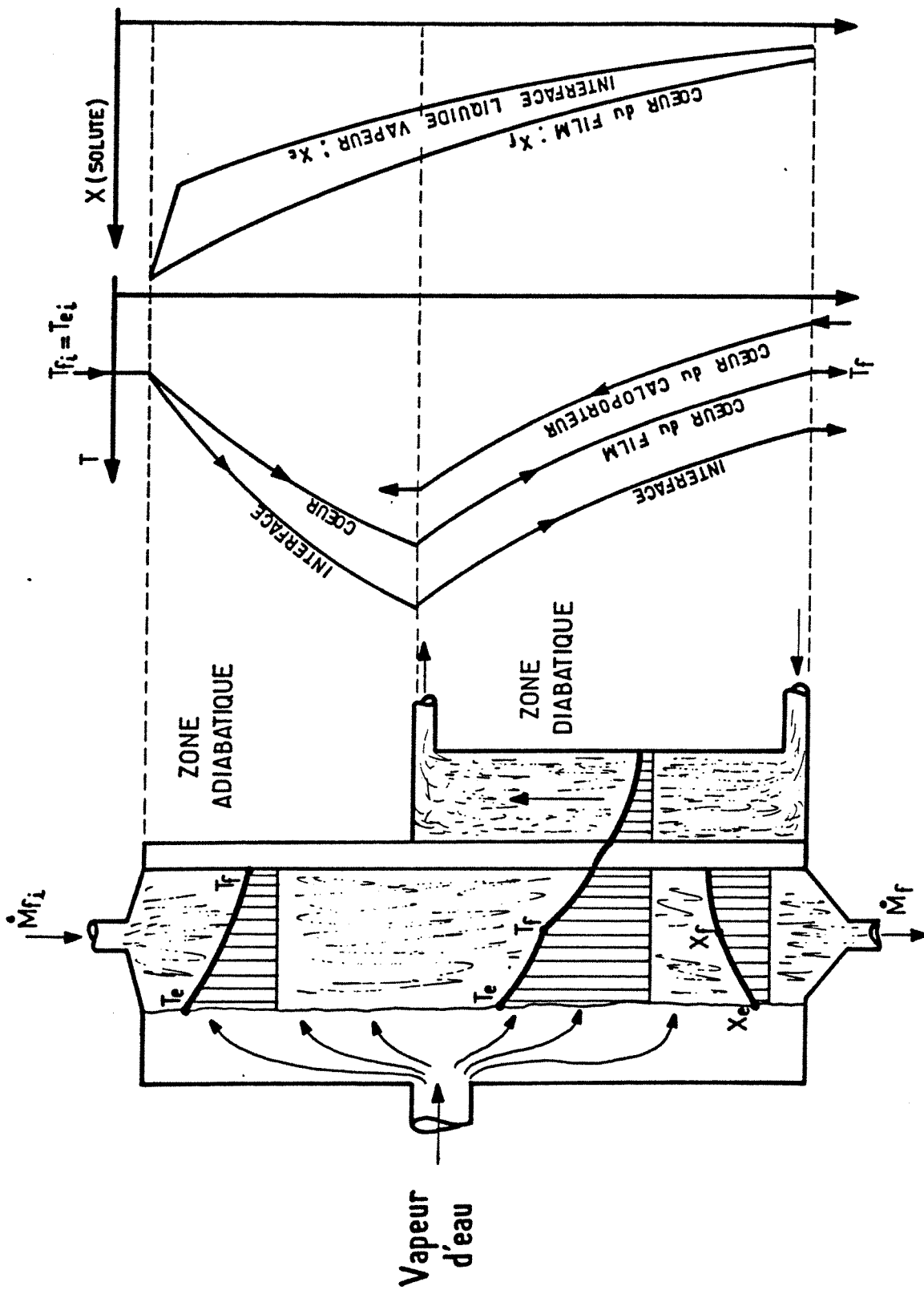


Figure 3.32 Les Processus d'Absorption de la Vapeur d'Eau

On remarque que ce rapport Q_a/M_v est constant si la densité de flux de chaleur, produite par l'absorption à l'interface est proportionnelle à la densité de flux de chaleur transversant la paroi, au même niveau. Dans cette condition le point V' coïncide avec V'' et la courbe $F_M F_0$ est une droite.

En résumé, la trajectoire du point représentant le coeur du film ruisselant (appelée Courbe Opératoire) est rigoureusement une droite dans la zone adiabatique $F_i F_M$ et approximativement une droite dans la zone diabatique $F_M F_0$ (Figure 3.33).

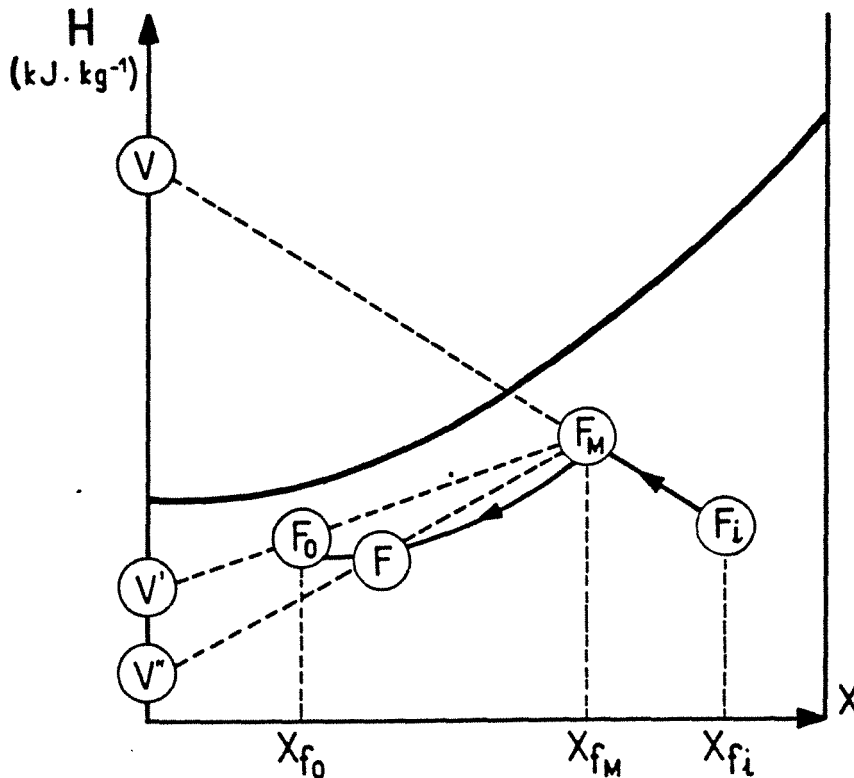


Figure 3.33 : L'évolution du Coeur du Film

Prenons maintenant les bilans différentiels de matière et l'enthalpie sur une hauteur dZ de l'absorbeur. Nous avons :

$$dM_f = k_{ef} \rho (x_f - x_e) b dZ \quad (3.99)$$

$$\Delta H_v \cdot dM_f = h_{ef} (T_e - T_f) b dZ \quad (3.100)$$

avec ΔH_v = enthalpie de condensation-absorption de la vapeur.

En utilisant la chaleur spécifique moyenne entre T_e et T_f du film, \bar{C}_m , nous écrivons :

$$H_e - H_f = C_m (T_e - T_f) \quad (3.101)$$

et en combinant (3.100) et (3.101) :

$$\frac{H_e - H_f}{x_e - x_f} = \frac{\bar{C}_m \rho k_{ef}}{h_{ef}} \cdot \Delta H_v = p_t \quad (3.102)$$

Cette équation montre que le point F, représentant le coeur du film, et le point E, représentant l'interface liquide-vapeur sont reliés par une "droite de conjugaison de pente p_t ", comme montré par la Figure 3.34.

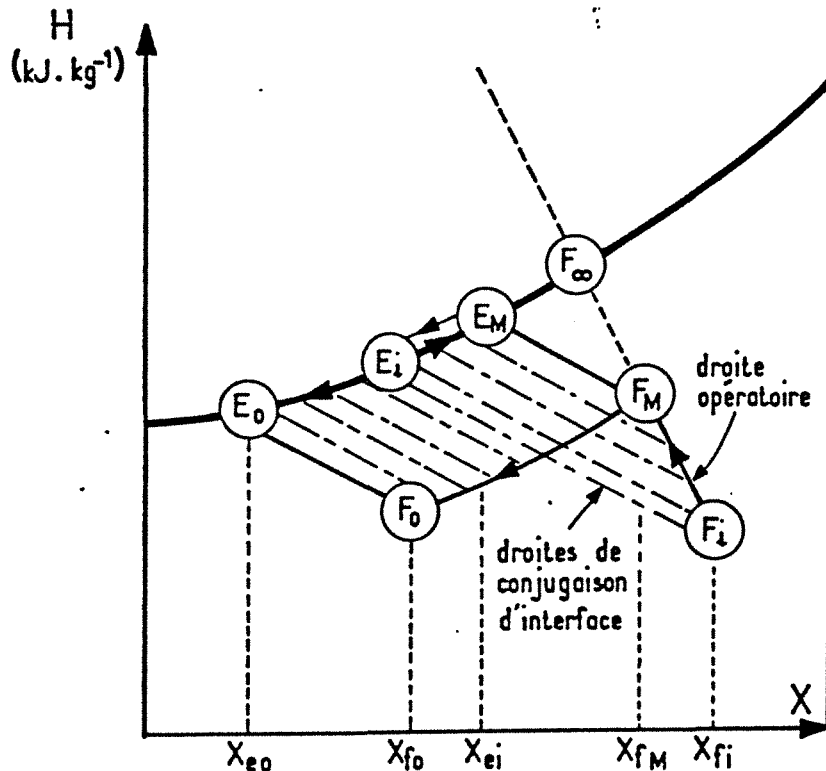


Figure 3.34 : Evolutions du Coeur (F) et de l'Interface (E) du Film

En conséquence le scénario est le suivant :

- quand la solution est mise en contact avec la vapeur (F_i), l'interface se met "immédiatement" en équilibre avec la vapeur (comme montré par Le Goff (16)). L'interface est alors représentée par le point E_i .

- le point E se déplace alors sur l'isobare d'équilibre jusqu'au point E_M , fin de la région adiabatique. Ensuite il repart en sens inverse jusqu'au point E en bas de l'appareil.

Rappelons maintenant le bilan de matière appliqué à une tranche différentielle du film :

$$\rho k_{ef} (x_f - x_e) b. dZ = - M_s \frac{dx_f}{x_f} \quad (3.103)$$

où le terme à droite, M_s , est le débit massique de soluté qui est constant.

Considérons :

$$dS = bdZ = - M_s \frac{dx_f}{x_f} \frac{1}{\rho k_{ef} (x_f - x_e)} \quad (3.104)$$

Utilisons maintenant l'analogie de Colburn :

$$\frac{\bar{C}_m \rho k_{ef}}{h_{ef}} = \left(\frac{D}{a}\right)^n \quad (3.105)$$

et l'équation de la droite de conjugaison (3.103). Nous arrivons à l'expression suivante :

$$dS = \frac{dx_f}{x_f} \frac{M_s \Delta H_v}{2 (T_e - T_f) h_{ef}} \quad (3.106)$$

Nous pouvons évaluer la surface d'échange S d'une façon très simple pour des conditions d'opération où les variations de concentration sont faibles tout le long de l'absorbeur (Barkaoui (17)). Ainsi nous introduisons l'hypothèse simplificatrice :

- utiliser une valeur moyenne \bar{x}_f

Dans ces conditions la surface devient :

$$S = \frac{(x_{fi} - x_{fo}) M_s \Delta H_v}{h_{ef} (\overline{T_e - T_f}) \bar{x}_f^2} \quad (3.107)$$

où $\overline{(T_e - T_f)}$ est la moyenne logarithmique de la différence entre les températures de l'interface et du coeur du film.

Comme :

$$x_{fi} = \frac{M_s}{M_{fi}} \quad (3.108)$$

et

$$x_{fo} = \frac{M_s}{M_f} \quad (3.109)$$

l'équation (3.117) devient :

$$S = \frac{\bar{M}_f^2 [(M_{fo} - M_{fi}) / M_{fo} \cdot M_{fi}]}{h_{ef} (\overline{T_e - T_f})} \quad (3.110)$$

En rappelant maintenant que :

$$M_{fo} - M_{fi} = m_v = \text{vapeur d'eau absorbée} \quad (3.111)$$

$$S = \frac{\bar{M}_f^2 / (M_{fi} M_{fo})}{h_{ef} (\overline{T_e - T_f})} (m_v \cdot \Delta H_v) \quad (3.112)$$

Le produit $(m_v \Delta H_v)$ est l'énergie utilisée pour augmenter la température du film dans la région adiabatique (Q_{AD}) plus la chaleur fournie par l'absorbeur le long de la région diabatique (Q_a).

Si nous faisons :

$$\bar{M}_f^2 / M_{fi} M_{fo} \cong 1$$

L'expression de la surface d'échange se réduit à :

$$S = \frac{Q_{AD}}{h_{ef} (\overline{T_e - T_f})_{AD}} + \frac{Q_a}{h_{ef} (\overline{T_e - T_f})_D} \quad (3.113)$$

Les travaux expérimentaux développés dans l'équipe ESVE (en accord avec d'autres auteurs) montrent que :

$$h_{ef} \cong 3 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \text{ pour } 400 \leq Re_f \leq 800$$

Pour les conditions d'opération des T.T. évalués, des analyses graphiques sur le diagramme de Ponchon du mélange $H_2O - LiBr$, nous ont montrées que la région adiabatique des absorbeurs est de l'ordre de 10 % de la région diabatique. ($pt \cong 250 \text{ kJ/kg}$)

Ces analyses nous ont aussi montré que les valeurs de $(\overline{T_e - T_f})$ sont de l'ordre de 2°C .

Remarquons finalement que pour les Frigo-Pompes le calcul des absorbeurs se résume à la région diabatique.

- Désorbeur

La démarche pour le calcul d'un désorbeur est la même que celle qui vient d'être décrite pour l'absorbeur (voir Barkaoui (17)).

On ajoute la considération que la solution diluée est introduite à une température légèrement supérieure à celle d'équilibre T_{ei} . Dans ce cas le calcul se limite à l'évaluation de la surface de la région diabatique :

$$S = \frac{Q_d}{h_{fe} (\overline{T_e - T_f})} \quad (3.114)$$

Le comportement du film est montré sur la figure 3.35.

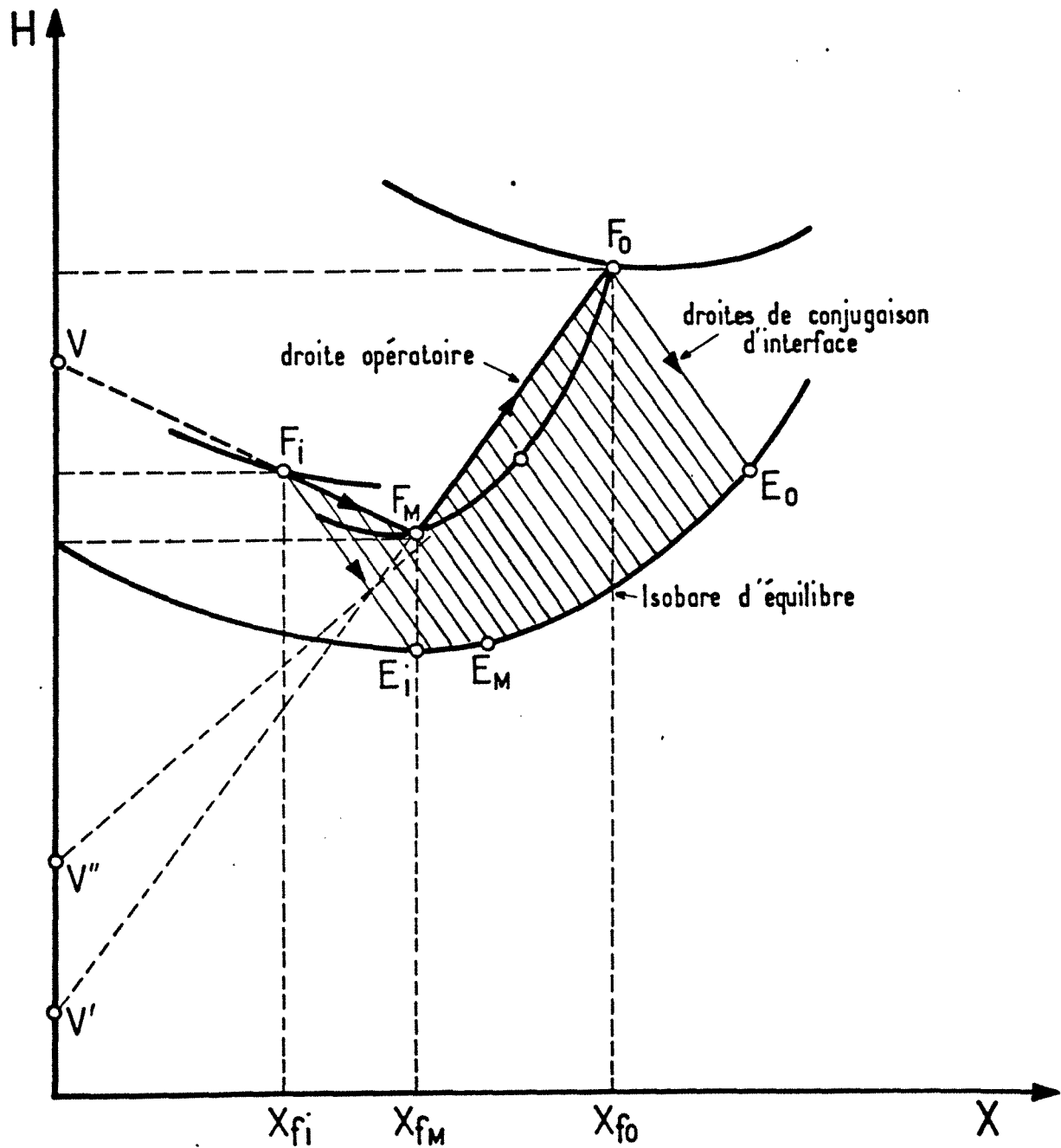


Figure 3.35 : Evolution d'un Film dans un Séparateur (entrée sur bouillante)

3.6.3.3. - Compresseurs

Les conditions de calcul des compresseurs sont données en fonction du type de compresseur choisi pour comprimer la vapeur d'eau, soit centrifuge soit à vis.

Ainsi leurs caractéristiques sont :

- taux de compression maximal :

centrifuge	: 2,5
vis	: 4,0

- rendement isentropique (η_{ise})

centrifuge	: 0,8
vis	: 0,6

- rendement mécanique (η_m) : 0,9

- rendement du moteur d'entraînement (η_e) : 0,9

La puissance consommée par les compresseurs est donc :

$$W_{cp} = m_e \cdot w_{ct}$$

3.6.3.4. - Ejecteurs

Pour dimensionner les éjecteurs nous considérons :

- rendement isentropique de la tuyère de la vapeur H.P. : 0,80

- rendement isentropique du diffuseur : 0,80

- rapport maximum de pression : 2,0

Le calcul du diamètre du col est fait directement à partir du bilan d'énergie entre le col (section M) et la sortie (J_s), voir Figure 3.29.

$$D(i) = \sqrt{\frac{4 \cdot M_M (1 + \alpha(i))}{\pi \cdot \rho_M(i) \sqrt{2 \cdot (h_{JS}(i) - h_M(i))}}} \quad (3.115)$$

3.6.3.5. - Pompes de Circulation

Comme la puissance des pompes de circulation est estimée à 2 % du flux thermique dégagée par l'absorbeur, son calcul devient :

$$W_p = 0,02 \cdot m_e \cdot q_a \quad (3.116)$$

3.6.4. - Modélisation Economique

3.6.4.1. - Description Générale

La performance économique des T.T. et Frigo-Pompes analysés ici est faite à partir du calcul des paramètres économiques suivants :

- temps de retour de l'investissement (N_R), en années
- coût total spécifique moyen de la production de chaleur ou de froid durant la vie utile du T.T./Frigo-Pompe (ccm/cfm) en F/kwh.
- valeur techno-économique (VTE).

Le calcul de chaque paramètre est fait en considérant les coûts d'investissement des systèmes et le coût d'installation dans le procédé. Nous n'avons pas considéré les coûts relatifs à l'intégration des systèmes aux procédés industriels.

La définition de chacun des paramètres est :

a) Temps de Retour de l'Investissement

C'est le temps (mesuré en années) nécessaire pour que l'on puisse rembourser l'investissement, de la PAC/Frigo-Pompe, à travers les économies d'énergie faites, c'est-à-dire, la différence des coûts opératoires entre un système classique (une chaudière p.e.) et la PAC/Frigo-Pompe. On peut calculer un simple temps de retour défini comme suite :

$$N_R = IPAC / (C_{oc} - C_{op}) \quad (3.117)$$

b) Coût Total Spécifique Moyen de la Chaleur/Réfrigération

Le coût total spécifique moyen de la chaleur/réfrigération produite est une grandeur utile pour établir une comparaison directe avec les prix d'énergie pratiqués dans les industries. Sa valeur est calculée à partir du coût d'investissement, du coût opératoire, de la durée de vie de la PAC (N_v) de la puissance utile (Q_p) et du temps d'opération annuelle (t_a) :

$$ccm = \frac{IPAC}{N_v \cdot t_a \cdot Q_p} + \frac{COP}{t_a \cdot Q_p} \quad (3.118)$$

Comme :

$$COP = t_a \cdot Q_{cp} \cdot v_{cp} \quad (3.119)$$

l'équation 3.128 peut être écrite en fonction du COP*, quand la valeur des chaleurs résiduelles est nulle :

$$ccm = \frac{IPAC}{N_v \cdot t_a \cdot Q_p} + \frac{v_{vp}}{COP^*} \quad (3.120)$$

On remarque ici que pour nos systèmes à absorption pure les valeurs de COP* sont de l'ordre de 50, ce qui fait que le terme dû au coût d'investissement est le plus important dans l'évaluation de ccm et cfm.

c) Valeur Techno-Economique

Rappelons que cette fonction caractérise la performance techno-économique d'une PAC, exprimant les influences de la performance thermique (η_{ex}), du but de la PAC (revaloriser un rejet de T_r à T_p) et du coût d'investissement de la PAC par rapport à un système classique, et le rapport entre le coût total spécifique de l'énergie fournie par la PAC et le prix de vente de cette énergie dans l'usine.

L'équation (3.26) devient ici, pour un T.T. :

$$VTE = (\eta_{ex})^\alpha \left(\frac{T_p}{T_r}\right)^\beta \left(\frac{I_c}{I_{PAC}}\right)^\gamma \left(\frac{ccm}{cp}\right)^\delta$$

Remarquons que pour une frigo-Pompe le terme (T_p/T_r) est remplacé par (T_{env}/T_p) qui caractérise le but de la Frigo-Pompe.

Dans l'analyse réalisée nous avons travaillé avec deux façons d'attribution des valeurs aux exposants qui seront détaillées en 3.6.5. :

- $\alpha = \gamma = 1/2$ et $\beta = \delta = 0$, pour choisir le meilleur système d'une même famille de PAC et pour une condition d'opération fixée.

- $\alpha = \beta = \delta = 1/3$ et $\gamma = 0$, pour comparer les meilleurs systèmes entre eux dans les différentes conditions d'opération.

3.6.4.2. - Evaluation du Coût des Systèmes

L'évaluation du coût des équipements des systèmes de T.T./Frigo-Pompes a été faite en considérant les hypothèses suivantes :

- les échangeurs de chaleur et matière (évaporateurs, condenseurs, absorbeurs et désorbeurs) sont du type à plaques planes, en acier inoxydable et en graphite pour les régions où $T > 150^\circ\text{C}$, pour permettre des montages modulaires.

- les échangeurs intermédiaires (entre séparateur et mélangeur) sont du type tubulaire en acier inoxydable

- les éjecteurs sont en acier inoxydable

- les compresseurs de vapeur d'eau sont du type à vis, pour $Q_p < 0,5$ MW, et centrifuge dans d'autres conditions

- le système de production de vapeur aussi bien que la chaudière des systèmes de PAC hybrides à absorption-éjecto compression sont des chaudières électriques.

Les corrélations utilisées en kilofrancs de 1985 pour le calcul du coût des principaux équipements des PAC ont été prises des références (18) et (19),(20) :

- chaudière électrique :

$$C_{ch} = 1,22 P^{0,99} \quad , \quad 0 < P \leq 57 \text{ MW} \quad (3.121)$$

- échangeur de Chaleur Tubulaire (Inox)

$$C_{ec} = 2,5 S \quad (3.122)$$

- échangeur de Chaleur à Plaques (Inox)

$$C_{ec} = 2,8 S \quad (3.123)$$

- échangeur de Chaleur en Graphite (extrapolation à partir des prix des échangeurs à plaques en inox et des échangeurs tubulaires en graphite)

$$C_{ec} = 4,2 S \quad (3.124)$$

- compresseur à vis (bi vis)

$$C_{comp} = 14,4.V0^{0,45} \quad , \quad 500 \leq VO \leq 4000 \text{ m}^3\text{h}^{-1} \quad (3.125)$$

$$C_{comp} = 0,77.V0^{0,81} \quad , \quad 4000 \leq VO \leq 20000 \text{ m}^3\text{h}^{-1} \quad (3.126)$$

- compresseur centrifuge (mono-étagé)

$$C_{comp} = 26,4.V0^{0,37} \quad , \quad 7000 \leq VO \leq 30000 \text{ m}^3\text{h}^{-1} \quad (3.127)$$

$$C_{comp} = 4,2.V0^{0,54} \quad , \quad 30000 \leq VO \leq 100000 \text{ m}^3\text{h}^{-1} \quad (3.128)$$

- moteur électrique des compresseurs

$$C_{mot} = 0,55 P \quad , \quad 0 < P \leq 600 \text{ kW} \quad (3.129)$$

- pompes de circulation (moteurs inclus)

$$(3.130)$$

$$C_{pp} = 0,583 W_p + 18,4 \quad , \quad 0 < W_p \leq 100 \text{ kW} \quad (3.131)$$

- éjecteurs de vapeur (Acier Inox)

$$C_{ej} = 9,43.10^{(0,0017 D)} \quad , \quad 0 < D \leq 500 \text{ mm} \quad (3.132)$$

L'estimation du coût des systèmes de PAC installés et prêts à opérer dans le procédé est faite à partir des coûts des principaux équipements (échangeurs, compresseurs, moteurs, pompes éjecteurs) et en introduisant un facteur multiplicatif entre le coût total de ces équipements et le coût du système installé. Ce facteur prend en compte les coûts relatifs aux systèmes de contrôle instrumentation et montage. D'après Bliem et Mills (20) ce facteur est de l'ordre de 2 pour des PACA et les PAC à compression avec moteur électrique. Nous avons conservé ce rapport pour tous nos systèmes.

Le temps d'opération annuel utilisé dans le calcul est fixé à 8000 h.

La durée de vie des systèmes est estimée à 15 ans.

Pour les systèmes de T.T. les prix de la vapeur (indépendante du niveau de pression) est de 0,1 FF/kWh et le prix de l'électricité est de 0,3 FF/kwh.

Pour les Frigo-Pompes le prix de l'effet de réfrigération (froid) pratiqué dans l'usine, où dans le marché, est pris comme le coût du froid produit par un système classique de réfrigération à compression (avec un fluide frigorigène halogéné, comme par exemple le R-22), qui travaille entre les mêmes conditions de température d'évaporation

et condensation que la Frigo-Pompe. Ce coût est composé de deux parties comme le montre l'équation 3.143.

$$cfm = \frac{I_R}{N_v \cdot t_a \cdot Q_p} + \frac{v_e}{COP_r^*} \quad (3.133)$$

v_e est le prix de l'électricité, et pour obtenir COP_r^* nous utilisons la méthode que nous avons développée (3) pour évaluer les PAC à compression. Par cette méthode nous pouvons calculer le COP d'une machine frigorifique à compression à partir du calcul de η_i , qui est le rapport entre le COP* d'un cycle de compression sans irréversibilités pendant la compression et le cycle de Carnot qui a les mêmes températures de condensation et évaporation que le cycle de compression. En fait η_i est le rendement exergetique du cycle de compression quand on fait $T_e \rightarrow T_o$:

$$\eta_i = COP_i^* / (T_o / (T_c - T_e)) \quad (3.134)$$

La Figure 3.36 montre les courbes de η_i pour le réfrigérant R-22 comme fonction de T_e/T_c et T_o/T_k (T_k = température critique du R-22).

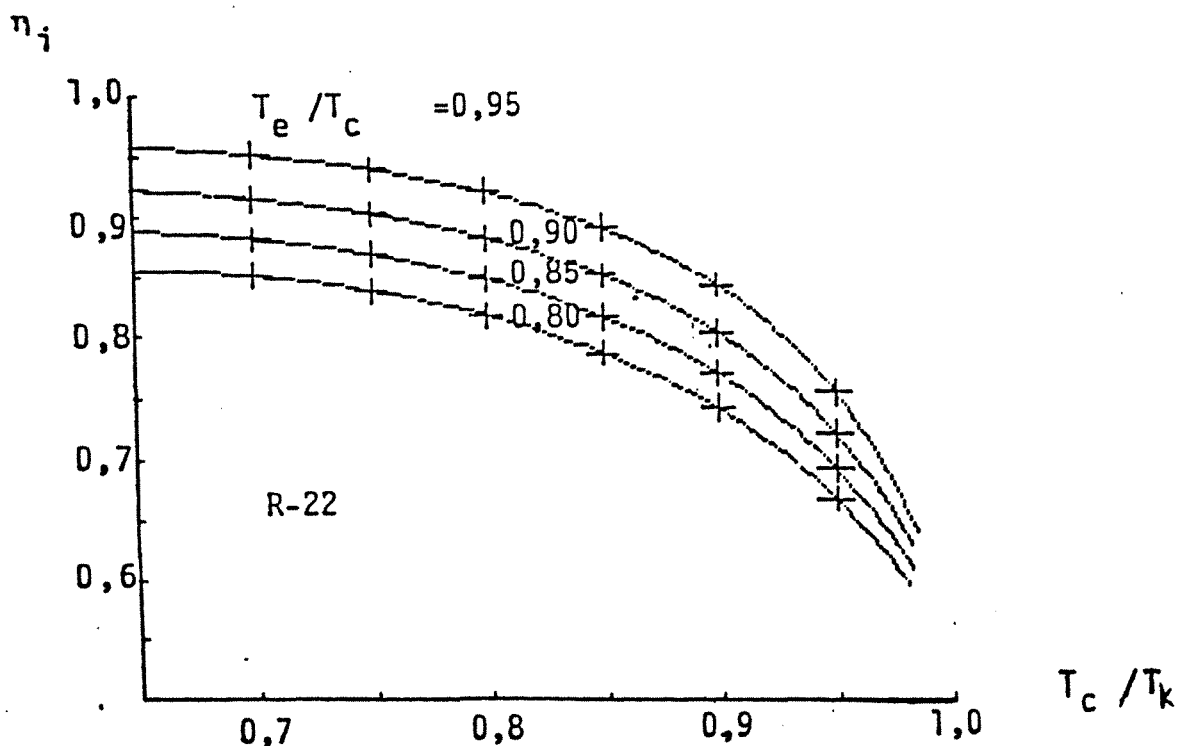


Figure 3.36. : Courbes η_i pour le R-22

Pour passer du COP_i^* au COP_r^* il suffit de considérer les rendements isentropique et mécanique du compresseur, ainsi que le rendement du moteur d'entraînement du compresseur.

Donc, pour les conditions d'opération imposées :

- pour $T_e = 2^\circ C$ et $T_c = 40^\circ C$, avec

$$\eta_{ise} = 0,75$$

$$\eta_m = \eta_e = 0,9$$

$$COP_r = 3,38$$

- pour $T_e = 7^\circ\text{C}$ et $T_c = 40^\circ\text{C}$, avec

$$\eta_{ise} = 0,75$$

$$\eta_m = \eta_e = 0,9$$

$$COP_r = 4,58$$

Nous avons estimé le coût d'investissement des systèmes de réfrigération à compression en partant de corrélations existantes pour des PAC à compression avec moteur électrique (18). Ainsi les prix du froid du marché qui seront considérés comme référence pour nos comparaisons sont :

$$cfm = 0,102 \text{ FF/kwh pour } T_p = 7^\circ\text{C}$$

$$cfm = 0,078 \text{ FF/kwh pour } T_p = 12^\circ\text{C}$$

Finalement remarquons que la chaleur résiduaire utilisée comme source d'énergie pour nos systèmes est prise comme ayant une valeur nulle.

3.6.5. - Choix des Meilleurs Systèmes

Pour chaque type de système analysé (Thermotransformateur et Frigo-Pompe) et pour chaque condition d'opération (T_r , T_p et Q_p) nous choisissons le système le plus performant pour chacune des familles de PAC/Frigo-Pompes.

Le système le plus performant est identifié à travers l'emploi de la VTE. Ainsi nous cherchons le système qui présente la meilleure valeur de VTE. En outre, pour chaque condition d'opération on cherche les compositions X_d et X_c (et T_c pour les systèmes à compression absorption) qui maximisent VTE d'une même famille de PAC/Frigo-Pompe. Dans ce cas nous faisons :

$$\alpha = \gamma = 1/2 \quad \text{et} \quad \beta = \gamma = 0$$

car T_p et T_r sont fixées et pour qui il y ait un paramètre purement thermodynamique et l'autre purement économique (remarquons que η_{ex} influence la valeur de ccm).

Ensuite nous pouvons comparer les meilleurs systèmes de chaque type, entre eux, pour une même condition d'opération.

Cette comparaison peut être faite en utilisant soit le temps de retour, soit le coût total spécifique moyen, soit la VTE. Ici le calcul de la VTE est fait en considérant :

$$\alpha = \beta = \delta = 1/3 \quad \text{et} \quad \gamma = 0$$

De cette façon nous explicitons l'influence du coût total spécifique moyen sur la VTE.

Donc nous disposons des moyens nécessaires pour comparer les performances thermique et économique des cinq types de T.T. et trois de Frigo-Pompes.

3.6.6. - Les logiciels PACA-DESIGN

Nous avons développé toute une série de logiciels appelée PACA-DESIGN pour faire le dimensionnement, la simulation de la performance et le choix du système optimal des cinq familles de T.T. et trois de Frigo-Pompes.

La Figure 3.37 montre la structure générale des Paca-Design. Elle comporte quatre modules enchaînés qui définissent complètement les systèmes :

- module thermodynamique
- module technique
- module économique
- module du choix optimal.

Dans chaque module sont développés les modèles décrits auparavant et la sortie de chaque module est utilisée comme entrée du module suivant.

Pour chaque condition d'opération les logiciels calculent tous les systèmes possibles, en variant les compositions des solutions diluée et concentrée, à savoir :

$$0,45 \leq X_c \leq 0,60$$

$$0,05 \leq (X_c - X_d) \leq 0,15$$

$$(X_c)_{\max} = 0,65$$

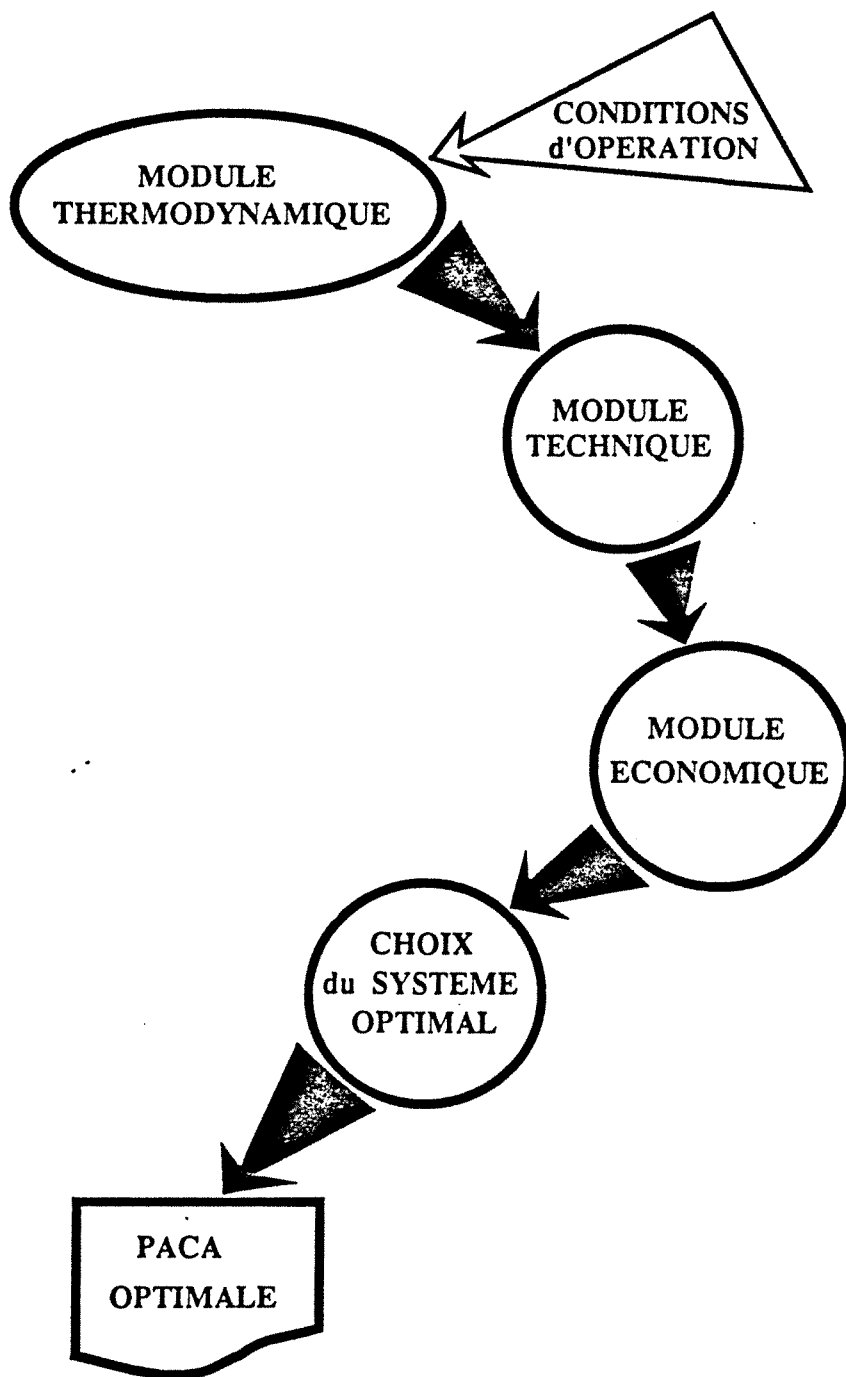


Figure 3.37 : La structure du PACA-DESIGN

Pour les systèmes hybrides à compression-absorption on varie aussi le niveau de pression dans le séparateur (T_c), pour pouvoir avoir un autre degré de liberté dans la recherche du système optimal.

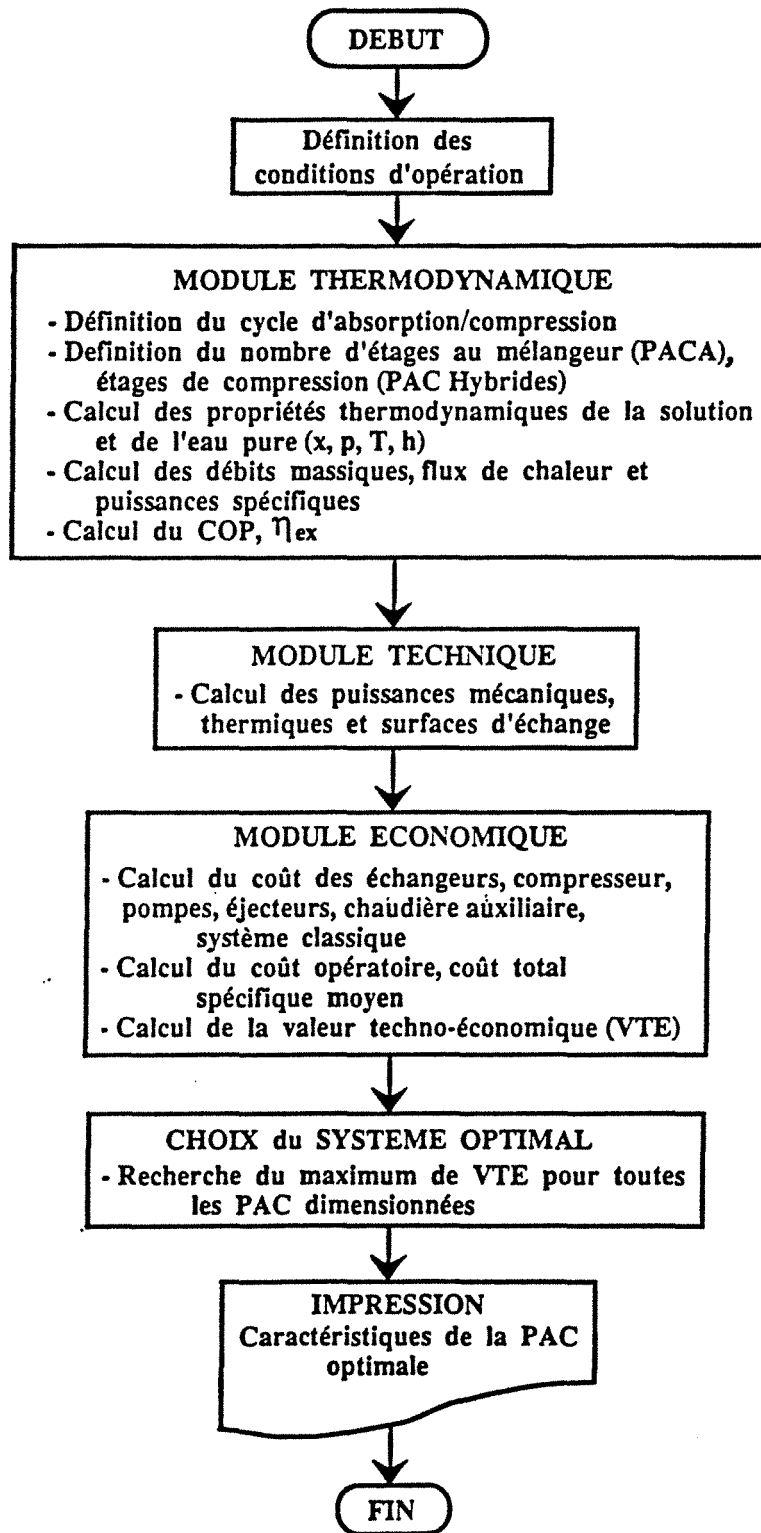


Figure 3.38 : Organigramme Général des Logiciels PAC-DESIGN

La Figure 3.38 montre l'organigramme général des Logiciels PACA-DESIGN où sont synthétisés les calculs développés.

Les différences de température considérées dans les calculs sont :

- pincement minimal acceptable entre solution/eau et caloporteur : 5°C
- pincement thermique dans les échangeurs intermédiaires : 5°C
- différence interface coeur du film : fixée comme donnée d'entrée (1°C - 2°C)
- différence entre les températures maximale théorique et maximale réelle dans l'absorbeur : fixée comme donnée d'entrée (1°C - 3°C)
- variation de température du caloporteur côté procédé : 10°C pour les T.T. et 5°C pour les Frigo-Pompes
- variation de température du caloporteur côté rejet : 10°C
- variation de température du caloporteur côté environnement : fixée comme donnée d'entrée (5°C - 10°C).

La température de l'environnement est aussi fixée comme donnée d'entrée (20°C - 30°C).

La pression de la vapeur haute pression ainsi que le taux de compression pour les éjecteurs sont fixés comme données d'entrée. Le taux de compression maximal pour les éjecteurs qui peut être utilisé est de 2.2.

La durée de vie des systèmes est fixée comme étant de 15 ans.

Les logiciels PACA-DESIGN ont deux types de versions : la première définit la PAC optimale pour une condition donnée ; la seconde définit les PAC optimales pour toutes les conditions d'opération énoncées au début de ce chapitre, en fixant les conditions de l'environnement.

Les Annexes V à XII présentent les listings des secondes versions des Logiciels PACA-DESIGN, ainsi que les sorties des résultats des calculs.

L'Annexe XIII présente les corrélations de calculs des propriétés thermodynamiques des solutions H₂O - LiBr et d'eau pure que nous avons utilisées dans les Modules Thermodynamiques. On y distingue des corrélations prises de la littérature ((21), (22)) et des corrélations que nous avons développées nous même, en fonction de nos besoins de simulation. Il s'agit des corrélations pour le calcul de l'entropie de la vapeur surchauffée, l'entropie de vaporisation et l'enthalpie de vaporisation de l'eau.

Les données économiques utilisées sont :

- coût de l'électricité : 0,30 FF/kwh
- coût de la vapeur haut pression : 0,10 FF/kwh
- coût de la chaleur résiduaire : zéro
- coût du froid produit par un système à compression mécanique :
 - 0,102 FF/kWh ($T_p = 7^\circ\text{C}$)
 - 0,078 FF/kWh ($T_p = 12^\circ\text{C}$)
- durée d'opération : 15 ans à 8000 h/an
- facteur de coût d'installation : 2
- correction des coûts d'investissement de 1985 à 1991 : 20 %

3.6.7. - La comparaison des Systèmes- Analyse des Résultats

3.6.7.1. - Le comportement général des systèmes

Pour bien comprendre les résultats comparatifs des systèmes nous allons analyser tout d'abord leur comportement caractéristique lors qu'ils opèrent sous certaines conditions d'opération. Considérons les successivement.

3.6.7.1.1. - Différence de Compositions entre les solutions diluée et concentrée

La Figure 3.39 montre l'influence sur le COP de la composition de la solution diluée ainsi que de la différence entre les concentrations des solutions concentrée et diluée. On y constate deux tendances :

- le COP augmente légèrement avec X_d et présente pratiquement des paliers qui peuvent se déplacer selon T_r et T_p ;
- le COP augmente avec $(X_c - X_d)$ pour X_d constant

Donc la maximisation du COP, et par conséquent, du rendement exergétique η_{ex} aussi bien que la minimisation des surfaces des échangeurs est fort influencée par le choix adéquat de X_d et $(X_c - X_d)$

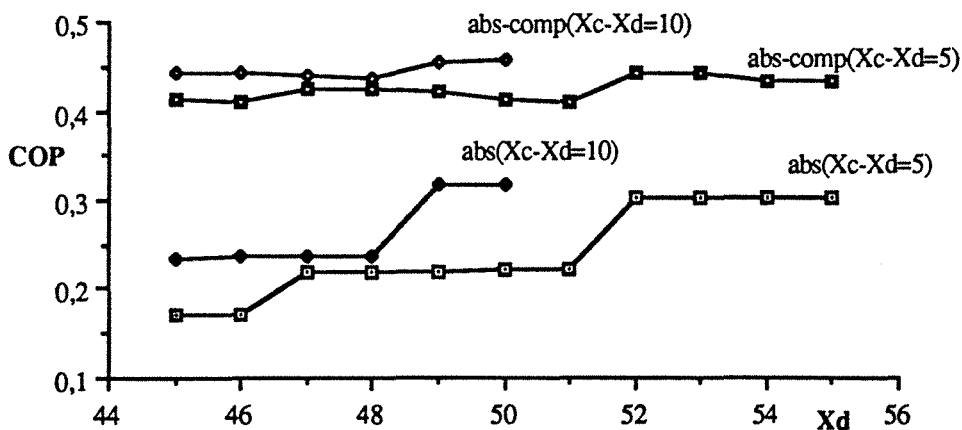


Figure 3.39 : Dépendance du COP avec X_d et $(X_c - X_d)$ ($T_p = 130^\circ\text{C}$, $T_r = 80^\circ\text{C}$, $T_o = 20^\circ\text{C}$)

Ce comportement s'explique par l'allure des courbes isobares du diagramme de Ponchon des solutions $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ pour des valeurs mentionnées ci-dessus et aussi bien par le fait que si la différence entre les concentrations d'entrée et sortie dans le mélangeur et séparateur augmente, ceci provoque des changements sur les flux de chaleur et sur le

nombre d'étages au mélangeur, c'est-à-dire, agit sur le COP et le η_{ex} . Cet effet se manifeste pour les systèmes à absorption pure et hybrides.

3.6.7.1.2.- La Haute Pression des Systèmes Hybrides à Absorption-Ejecto Compression

La Figure 3.40 montre l'évolution du COP et du η_{ex} avec la pression de la vapeur motrice d'un système hybride absorption-éjecto compression.

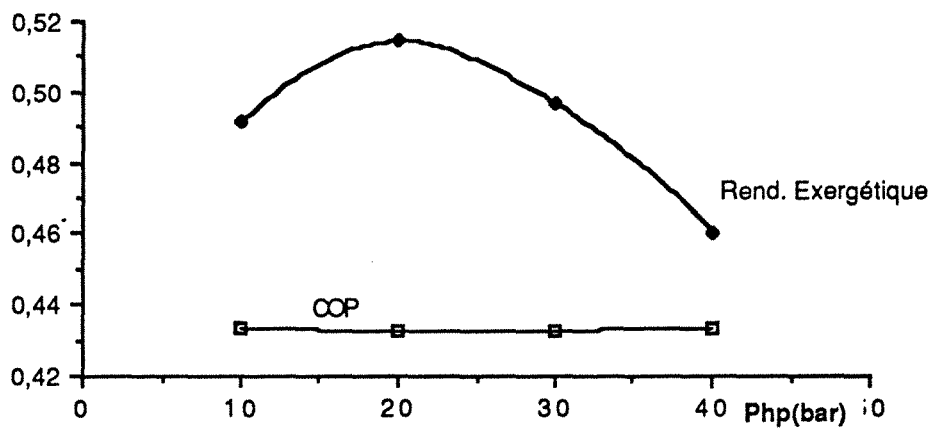


Figure 3.40 : Effet de la Haute Pression ($T_p = 130^\circ\text{C}$, $T_r = 80^\circ\text{C}$, $T_o = 30^\circ\text{C}$, $X_d = 50\%$, $X_c = 55\%$, $R_p = 2\%$)

On peut bien vérifier que les variations du COP sont faibles et pour le η_{ex} , il y a une variation de l'ordre de 10%, avec un maximum autour de 20 bar.

3.6.7.1.3. - Taux de Compression des Ejecteurs

Les variations du COP et du η_{ex} avec le taux de compression des éjecteurs (rapport entre la pression de sortie de l'éjecteur et la pression d'entrée de la vapeur aspirée) sont visualisées sur la Figure 3.41. Le COP est presque constant (constant pour $2,0 \leq R_p \leq 2,5$) et le η_{ex} augmente jusqu'à $R_p = 2,0$ et après devient constant, avec un maximum entre 1,8 et 2,0. Le nombre d'étages de compression passe de 5, pour $R_p = 1,5$ à 3 pour $R_p > 1,8$. Il faut remarquer que pour des $R_p \geq 2,0$ l'écoulement dans la région de détente des éjecteurs est normalement supersonique.

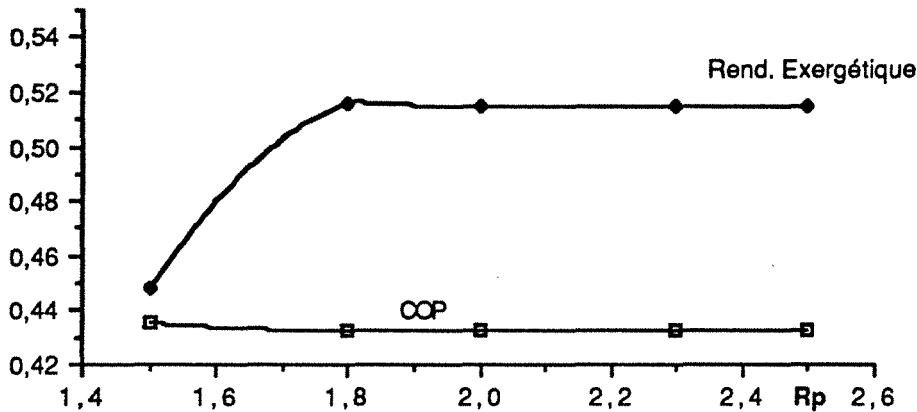


Figure 3.41. : Effet de R_p ($T_p = 130^\circ\text{C}$, $T_r = 80^\circ\text{C}$, $Ph_p = 20$ bar, $X_d = 50\%$, $X_c = 55\%$)

3.6.7.1.4. - Température des Effluents Thermiques

Les Figures 3.42 et 3.43 présentent l'évolution du COP et de η_{ex} des cinq types des systèmes de T.T. (avec les mêmes concentrations diluée et concentrée pour des T.T. à absorption et hybrides) en fonction de la température du rejet thermique pour une même température de procédé, $T_p = 130^\circ\text{C}$. Les extrêmes sont les systèmes à absorption pure (le moins performant) et à compression pure (le plus performant).

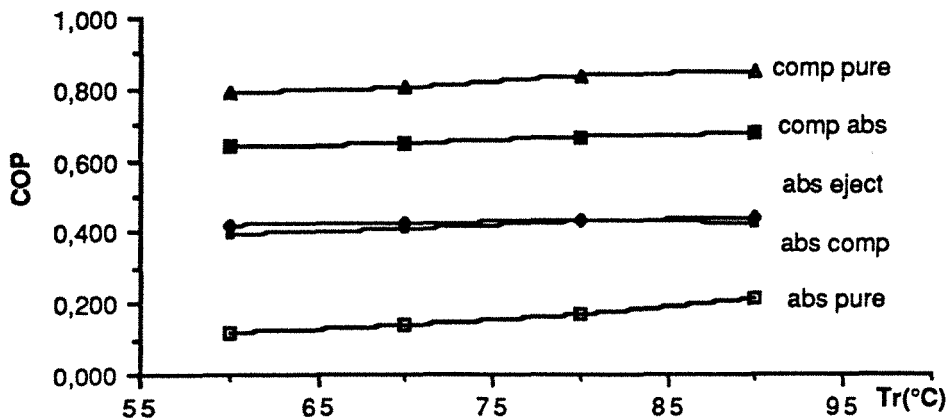


Figure 3.42 : COP* T_r ($T_p = 130^\circ\text{C}$, $T_o = 30^\circ\text{C}$, $X_d = 45\%$, $X_c = 50\%$, $Ph_p = 20$ bar, $R_p = 2$)

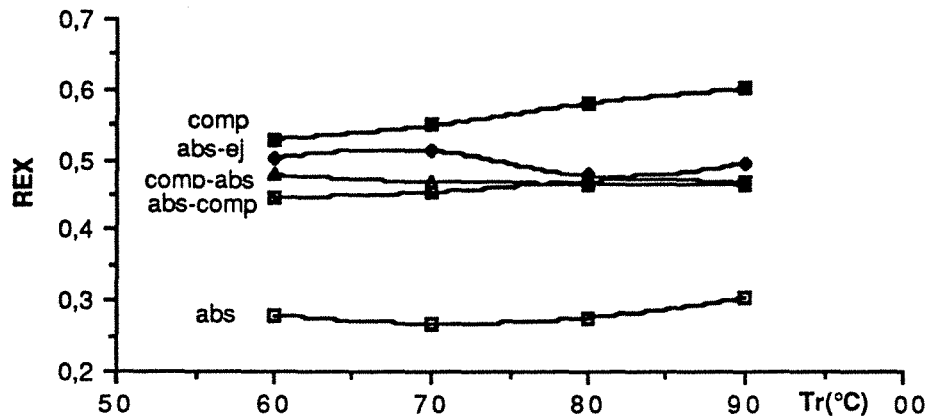


Figure 3.43 : $\eta_{ex} * T_r$ ($T_p = 130^\circ\text{C}$, $T_o = 30^\circ\text{C}$, $X_d = 45\%$, $X_c = 50\%$, $Ph_p = 20 \text{ bar}$, $R_p = 2$)

Les systèmes hybrides présentent des performances intermédiaires : les hybrides à absorption-éjecto compression et à absorption-compression ont des COP similaires mais le système à éjecteurs a des η_{ex} plus élevées ; le système à compression-absorption est moins performant que le système à compression pure dans les conditions que nous avons utilisées pour la comparaison. Par contre si l'on cherche la condition optimale de ce système, c'est-à-dire celle qui maximise le η_{ex} pour T_r et T_p données (X_d , X_c et T_c) on arrive à trouver que le système hybride est plus efficace que le système à compression pure. Remarquons que le fait de fixer T_p et varier T_r introduit une influence additionnelle dans le calcul de l'exergie consommée au niveau des désorbeurs et évaporateurs des systèmes à absorption, qui provoque un changement de comportement quand on passe du COP au η_{ex} .

3.6.7.1.5. - Température du Procédé

L'influence de T_p sur la performance des T.T. est représentée sur les Figures 3.44 et 3.45. Dans ce cas sont fixées les températures du rejet et de l'environnement, ainsi que les compositions des solutions de $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$.

Le comportement général du COP est similaire à celui de l'analyse précédente (influence de T_r) en termes comparatif. On observe un caractère de ces courbes qui concerne la variation du COP du système à absorption pure entre $T_p = 150^\circ\text{C}$ et $T_p = 160^\circ\text{C}$

Cette réduction est due à une augmentation du Nombre d'Etages. En effet de 130°C à 150°C nous avons le même nombre d'étages au mélangeur qui opèrent dans les mêmes conditions pour les trois T_p .

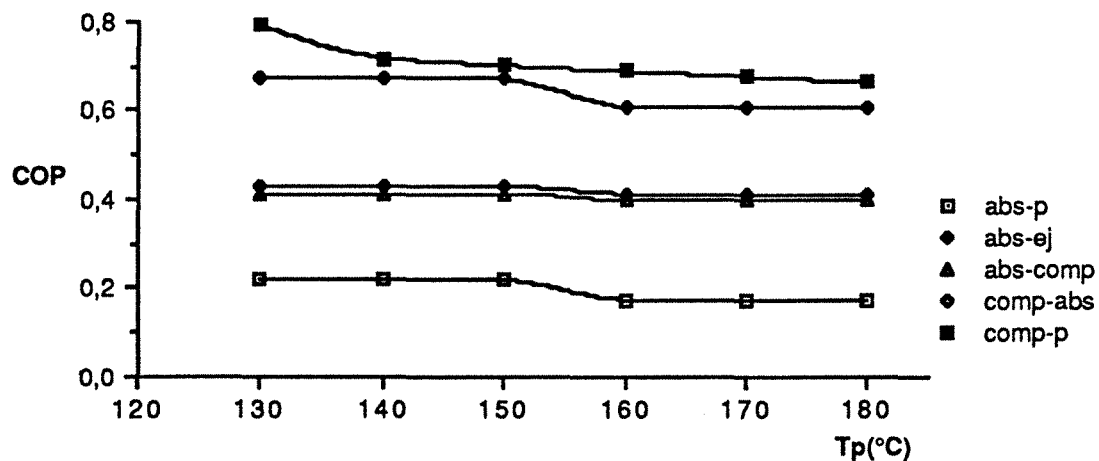


Figure 3.44 : $COP * T_p$ ($T_r = 80^\circ C$, $T_o = 20^\circ C$, $X_d = 50 \%$, $X_c = 55 \%$, $Ph_p = 20 \text{ bar}$, $R_p = 2$)

On obtient également un même nombre d'étages dans le domaine $160 \leq T_p \leq 180^\circ$.

Cette effet se manifeste aussi pour les systèmes hybrides car les conditions du dernier absorbeur sont fixées à partir du système à absorption pure multi-étagé.

Pour le rendement exergetique c'est le système à absorption éjecto-compression (dans sa condition optimale d'opération) et le système à compression-absorption qui sont les plus performants jusqu'à $150^\circ C$. De $150^\circ C$ à $180^\circ C$ c'est le T.T. à compression-absorption le plus performant, étant suivi par le système à absorption éjecto-compression.

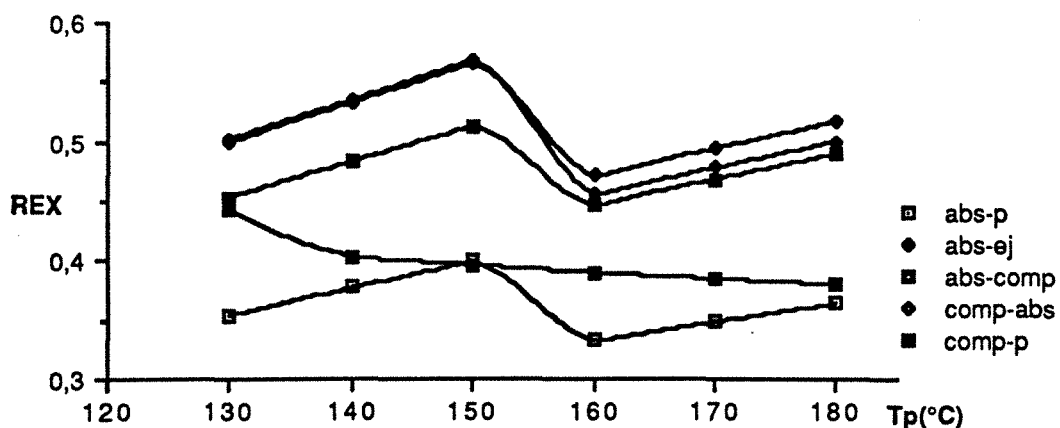


Figure 3.45 : Rendement Exergetique* T_p (idem conditions de la Fig. 3.44)

3.6.7.2. - Comparaison des Thermotransformateurs

3.6.7.2.1. - Conditions de Comparaison

Nous présentons les résultats de l'analyse comparative de la performance des cinq systèmes de T.T. La comparaison est faite en utilisant les paramètres suivants :

- rendement exergetique (η_{ex})
- coût moyen spécifique de la chaleur produite à T_p (ccm)
- valeur techno-économique (VTE)

Rappelons que chaque point sur les graphiques présentés correspond au T.T. optimal (choisi à partir de son η_{ex} et I_{PAC}) pour chacun des cinq systèmes analysés.

Etant donné la similarité des résultats pour les cinq niveaux de puissance thermique fournies par les T.T. (0,1 MW, 0,5 MW, 1,0 MW, 2,5 MW et 5,0 MW) nous discuterons en détail, les résultats pour $Q_p = 1,0$ MW et présentons dans l'Annexe XIV les caractéristiques de ces systèmes et l'ensemble des comparaisons pour les quatre autres niveaux.

Comme les systèmes à absorption-éjecto-compression ne sont justifiables que dans leur condition optimale d'opération (car dans la condition non-optimale la quantité d'énergie consommée par la vapeur à haute pression est du même ordre que les besoins du procédé), nous ne considérons que ce cas dans nos comparaisons.

3.6.7.2.2. - Analyse comparative

Les Figures 3.46 à 3.48 montrent les comportements relatifs des cinq systèmes de T.T. pour les conditions d'opération suivantes :

$$Q_p = 1 \text{ MW}, T_r = 80^\circ\text{C}, T_{env} = 30^\circ\text{C}, 130^\circ\text{C} \leq T_p \leq 180$$

Les sauts observés sur les trois graphiques pour les T.T. à absorption pure, entre $T_p = 150^\circ\text{C}$ et $T_r = 160^\circ\text{C}$ sont dûs au changement du nombre d'étages d'évaporation-absorption du mélangeur, qui passe de 3 à 4.

L'analyse comparative des systèmes montre que :

- Les systèmes hybrides et à compression pure ont des valeurs de η_{ex} qui sont relativement proches. C'est le système à absorption-éjecto-compression qui donne les meilleures valeurs η_{ex} jusqu'à $T_p = 170^\circ\text{C}$. Pour $T_p = 180^\circ\text{C}$ c'est le système à absorption-compression.

- Les coûts spécifiques moyens de la chaleur produite sont compris entre 0,049 FF/kWh et 0,163 FF/kWh pour un saut thermique de 50°C et 0,061 FF/kWh et 0,248 FF/kWh pour un saut thermique de 100°C . Dans tous les cas c'est le système à absorption-éjecto-compression qui est le moins cher et le système à compression absorption le plus cher. Les systèmes basés sur le cycle à compression donnent les valeurs de ccm les plus élevées car leurs coûts opératoires sont fort influencés par la consommation d'électricité.

- Les systèmes à absorption pure et à absorption-compression sont ceux qui suivent le T.T. à absorption-éjecto-compression en termes des valeurs de ccm. Leurs valeurs se situent respectivement entre 0,105 FF/kWh et 0,123 FF/kWh, pour $T_p = 130^\circ\text{C}$, et 0,160 FF/kWh et 0,203 pour $T_p = 180^\circ\text{C}$.

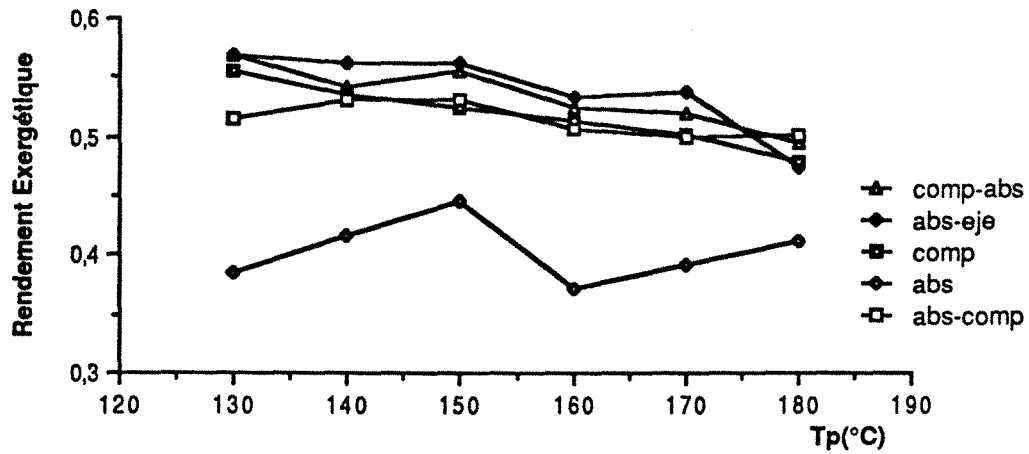


Figure 3.46 Rendement Exergétique*Température du Procédé

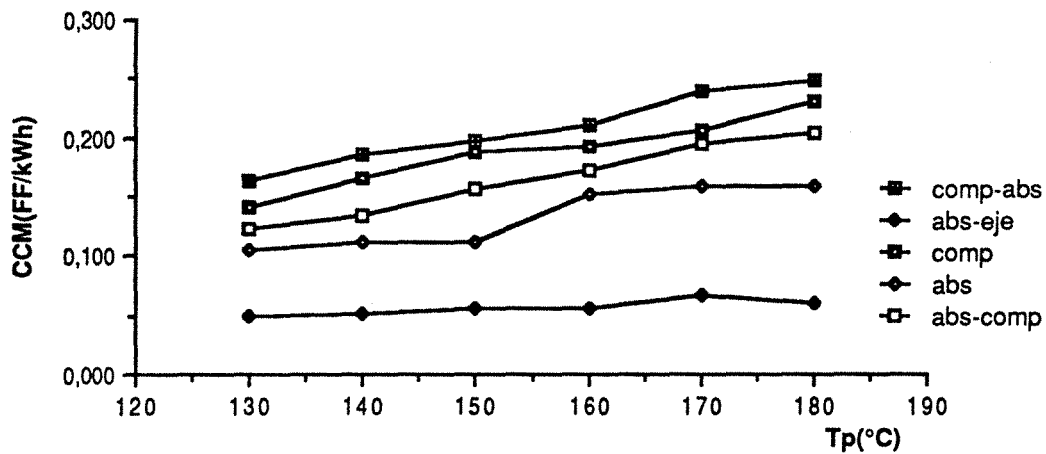


Figure 3.47 Coût de la Chaleur Produite*Température du Procédé

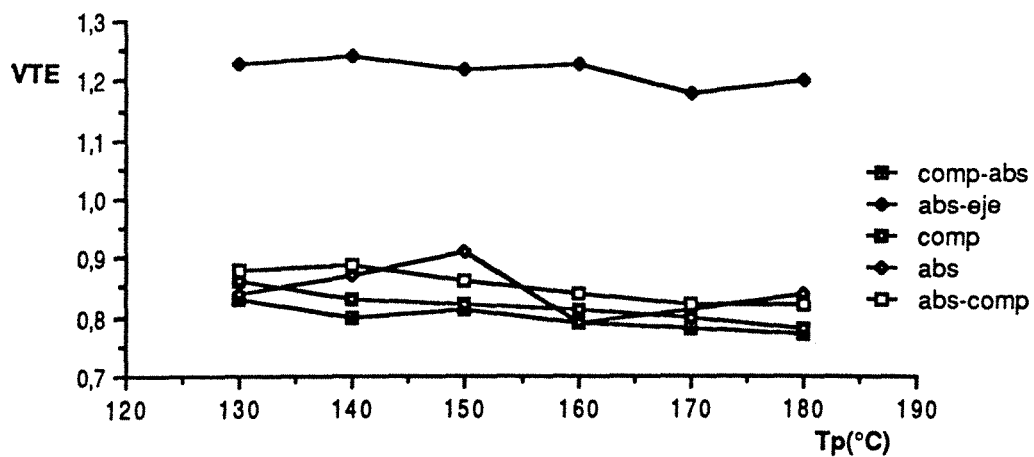


Figure 3.48 Valeur Techno-économique*Température du Procédé

Le système hybride absorption-éjecto-compression à des valeurs de VTE qui sont nettement supérieures aux valeurs des quatre autres systèmes à cause de ses valeurs de η_{ex} et ccm.

Ces résultats montrent que les systèmes à base du cycle d'absorption peuvent être compétitifs en termes économiques, pour être employés dans des procédés industriels.

Les résultats obtenus avec le système à absorption-éjecto-compression doivent être analysés avec prudence, car il ne faut pas oublier que la condition optimale d'opération de ces systèmes requiert que la vapeur excédentaire des éjecteurs puisse être utilisée pour d'autres procédés dans l'usine.

Mais même, si nous écartons ce système, les T.T. à absorption pure et à absorption-compression donnent des résultats tout à fait intéressants en termes économiques.

3.6.7.3. - Comparaison des frigo-pompes

3.6.7.3.1. - Conditions de Comparaison

La démarche utilisée est la même que celle suivie pour l'analyse des T.T., sauf que η_{ex} , cfm et VTE sont évalués en fonction des températures des effluents thermiques pour $Q_p = 1$ MW, $T_{env} = 30^\circ\text{C}$ et pour $T_p = 7^\circ\text{C}$ et 12°C . Ici on présentera les résultats du système à absorption éjecto-compression dans sa condition non-optimale d'opération car il est fort improbable de trouver un autre procédé qui va utiliser la vapeur de sortie des éjecteurs (faibles pression et température). Les caractéristiques de ces systèmes ainsi comme l'ensemble des comparaisons sont présentés dans l'ANNEXE XV.

3.6.7.3.2. - Analyse Comparative

Regardons tout d'abord l'évolution du COP et du η_{ex} en fonction des deux températures de procédé, montré sur les Figures 3.49 et 3.50.

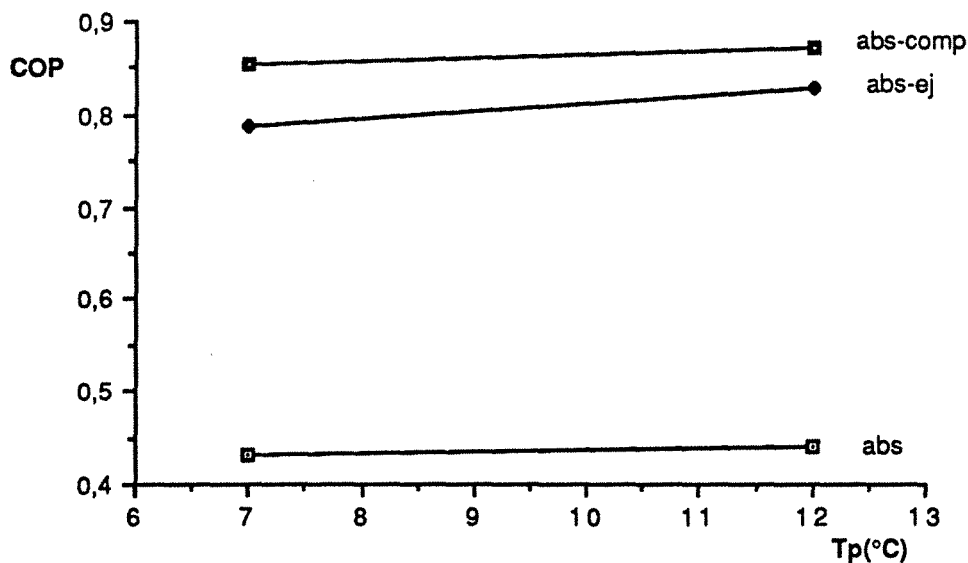


Figure 3.49 : COP* T_p ($T_r = 80^\circ\text{C}$, $T_o = 30^\circ\text{C}$, $P_{hp} = 21$ bar, $R_p = 2$)

Nous constatons que la Frigo-Pompe à absorption-compression est celle qui donne le meilleur COP et η_{ex} étant suivie par le système à absorption-éjecto-compression. Dans les deux comparaisons la différence de performance avec le système à absorption pure est importante.

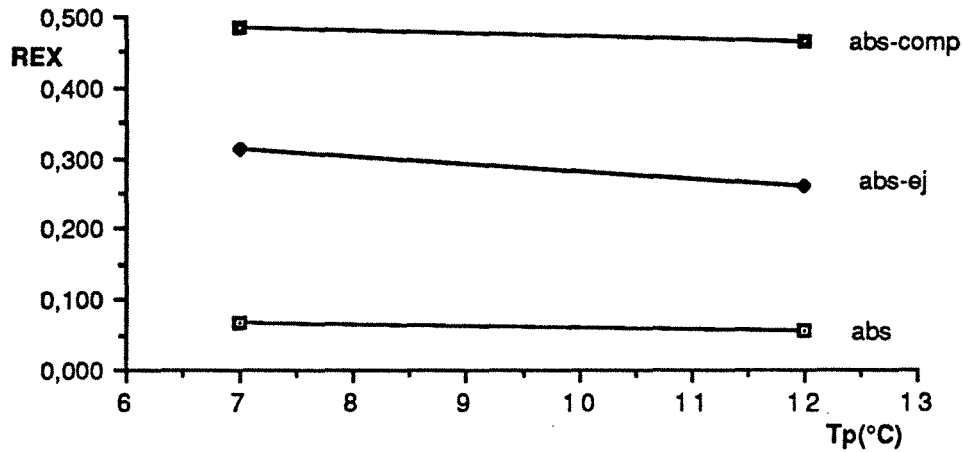


Figure 3.50 : $\eta_{ex} * T_p$ ($T_r = 80^\circ\text{C}$, $T_o = 30^\circ\text{C}$, $Ph_p = 21$ bar, $R_p = 2$)

Les Figures 3.51 à 3.54 montrent l'évolution du COP, η_{ex} , cfm et VTE avec T_r pour une $T_p = 7^\circ\text{C}$.

Le saut du COP du système à absorption pure quand on passe de $T_r = 90^\circ\text{C}$ à $T_r = 100$, s'explique par le fait que les paires de composition des systèmes optimaux passent de $X_d = 49\%$, $X_c = 54\%$, à $X_d = 58\%$, $X_c = 63\%$.

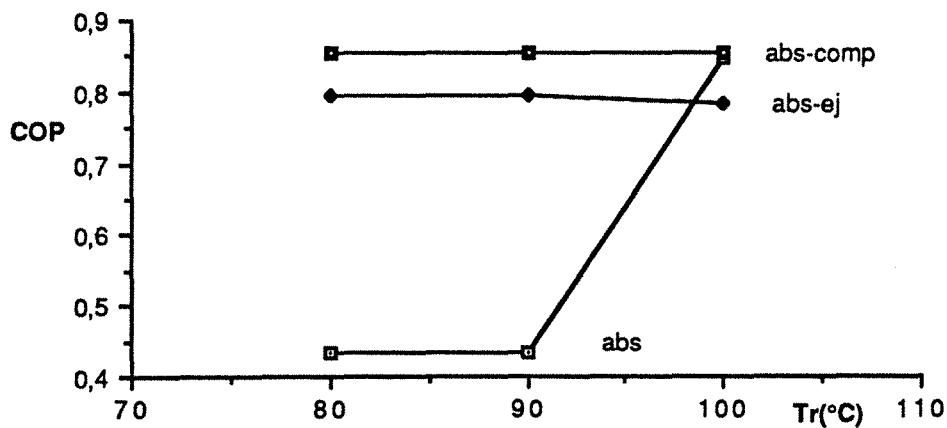


Figure 3.51 : $\text{COP} * T_r$ ($T_p = 7^\circ\text{C}$)

L'analyse comparative des systèmes montre que :

- Le système à absorption-compression présente les meilleures valeurs de COP, η_{ex} dues au plus petit nombre d'étages de compression, par rapport aux T.T.

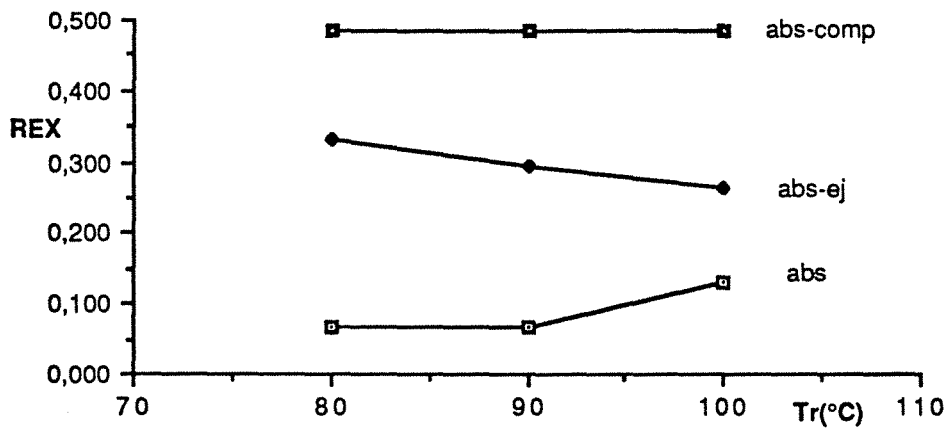


Figure 3.52 Rendement Exergétique*Température du Rejet(Tp=7°C)

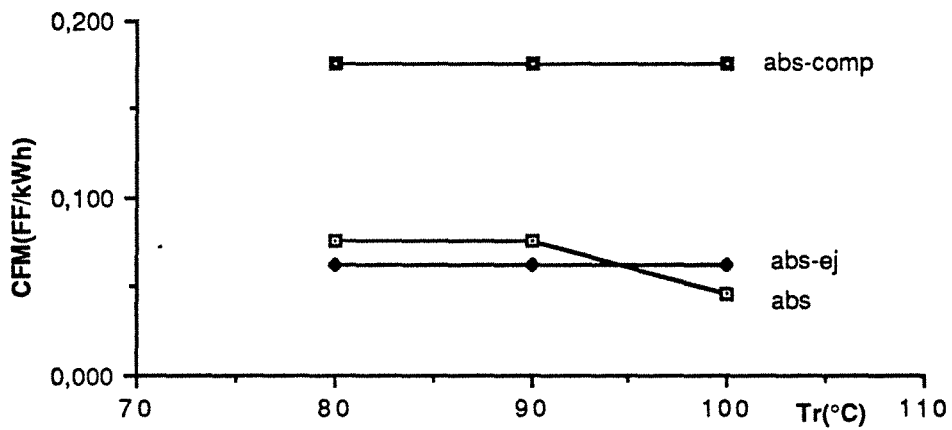


Figure 3.53 Coût du Froid Produit*Température du Rejet(Tp=7°C)

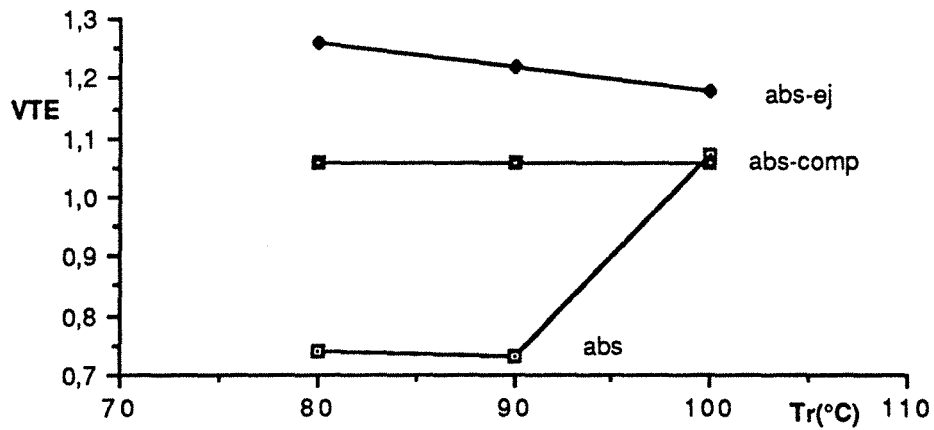


Figure 3.54 Valeur Techno-économique*Température du Rejet(Tp=7°C)

- Le système à absorption-éjecto-compression présente les meilleurs VTE et cfm (sauf pour $T_r = 100^\circ\text{C}$).

- Le système à absorption pure donne, pour $T_r = 100^\circ\text{C}$ un COP similaire à celui du système à absorption-compression et un cfm légèrement inférieur à celui du système à absorption éjecto-compression.

- Les systèmes à absorption pure et à absorption éjecto-compression ont des valeurs de cfm qui sont toujours inférieures à la valeur prise comme étant du marché $(\text{cfm})_M = 0,102 \text{ FF/kwh}$.

- Les systèmes à absorption-compression ont des valeurs de cfm très élevées car ils consomment de l'électricité et ceci est aussi dû aux faibles températures d'opération de la vapeur d'eau qui donnent des débits volumiques importants à l'aspiration des compresseurs, ce qui fait que les coûts des compresseurs soient aussi importants.

Pour la condition $T_p = 12^\circ\text{C}$ les comportements relatifs sont essentiellement les mêmes observés pour $T_p = 7^\circ\text{C}$. Il est tout de même intéressant de remarquer que (voir figure 3.55 à 3.58) :

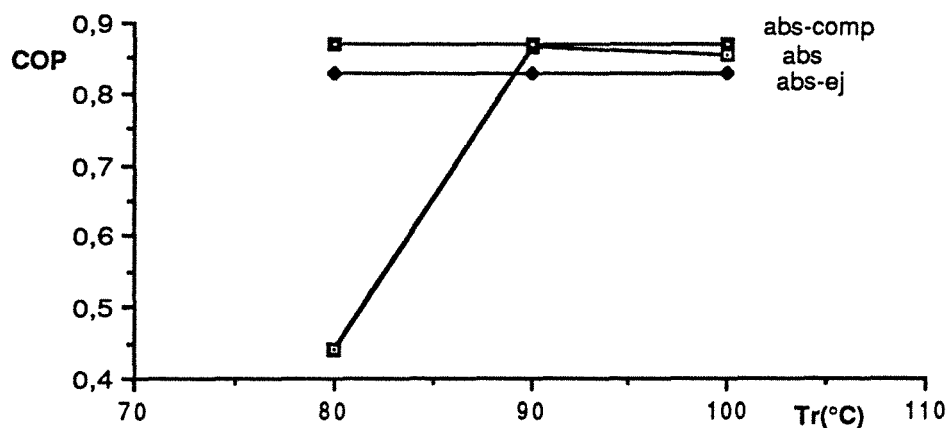


Figure 3.55 : COP* T_r ($T_p = 12^\circ\text{C}$)

- Le saut du COP se trouve entre $T_r = 80^\circ\text{C}$ et $T_r = 90^\circ\text{C}$. Les compositions passent de $X_d = 47 \%$, $X_c = 52 \%$ à $X_d = 54 \%$, $X_c = 59 \%$ et pour $T_r = 100^\circ\text{C}$, $X_d = 54 \%$, $X_c = 64 \%$.

- Les Frigo-Pompes à absorption pure ont des meilleurs cfm à partir de $T_r = 90^\circ\text{C}$.

Ainsi nous pouvons conclure que les systèmes à absorption pure et éjecto-compression sont très intéressants du point de vue du coût du froid produit.

3.6.8. : Analyse de Sensibilité des Coûts

Examinons maintenant les variations subies par les coûts de la chaleur et du froid produits, ccm et cfm, quand les prix des énergies consommées et la durée de vie des systèmes sont variés.

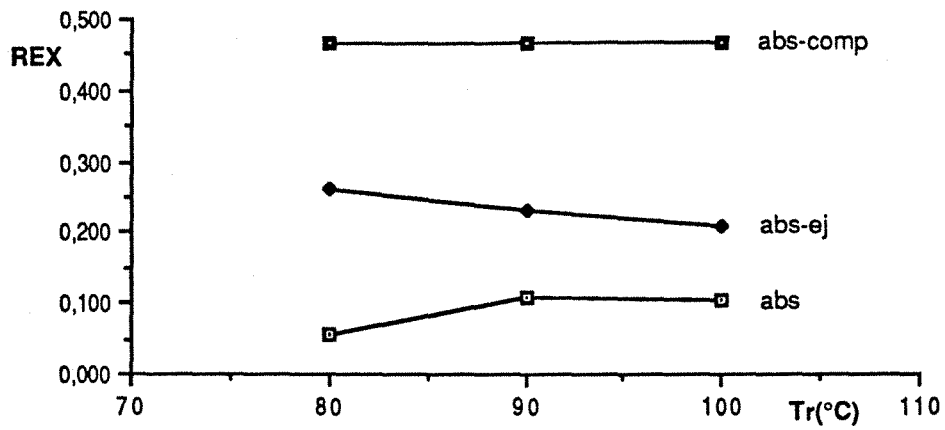


Figure 3.56 Rendement Exergétique*Température du Rejet($T_p=12^\circ\text{C}$)

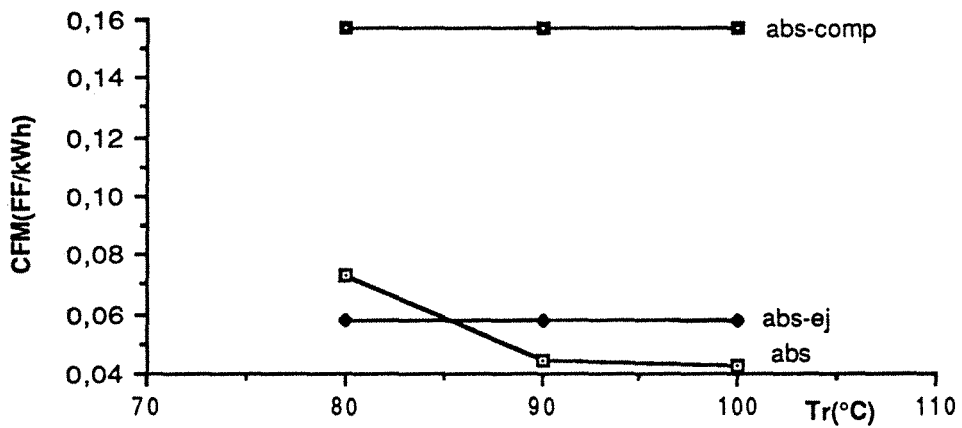


Figure 3.57 Coût du Froid Produit*Température du Rejet($T_p=12^\circ\text{C}$)

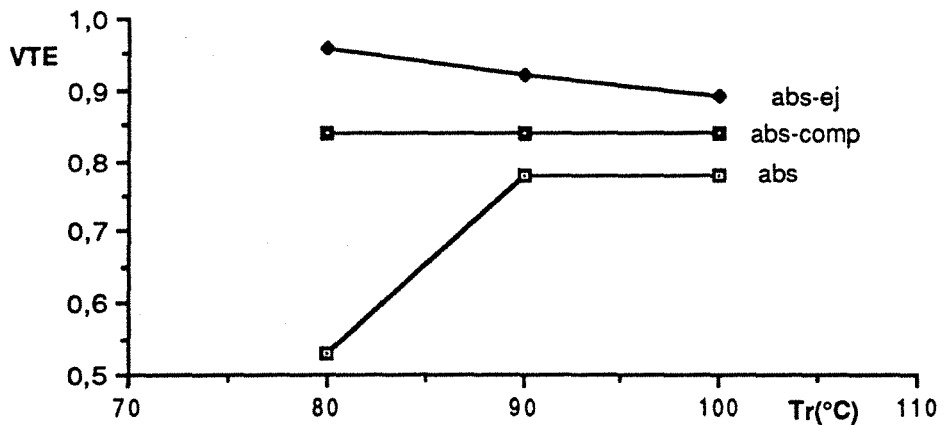


Figure 3.58 Valeur Techno-économique*Température du Rejet($T_p=12^\circ\text{C}$)

Le Tableau 3.11, ci-après donne les prix de l'électricité, v_e , des rejets thermiques v_r , et de la vapeur v_v , d'abord dans le scénario "0", qui est celui que nous avons étudié dans les pages précédentes, puis dans quatre scénarios différents.

Scénario	v_e (FF/kWh)	v_r (FF/kWk)	v_v (FF/kWh)
0	0,30	0	0,10
1	0,50	$\theta_r v_e$	$\theta_v v_e$
2	0,50	- 0,05	0,10
3	0,20	$\theta_r v_e$	$\theta_v v_e$
4	0,20	- 0,05	0,10

Tableau 3.11 : Les Prix de l'électricité, des Rejets et de la Vapeur

Les scénarios 1 et 2 utilisent des prix d'électricité qui pourraient être associés aux tarifs d'hiver et les scénarios 3 et 4 ont des prix d'électricité caractéristiques de l'été. Dans les scénarios 1 et 3 nous établissons le prix de l'énergie d'origine thermique à partir de sa valeur exergetique. Pour les scénarios 2 et 4 nous avons considéré que les rejets thermiques ont des prix négatifs ce qui signifie que dans les conditions normales d'opération du procédé il faut par exemple, refroidir les effluents, par exemple, refroidir les effluents avant de les rejeter dans l'environnement.

Pour les scénarios 1 et 3 le coût de la vapeur est, respectivement, de 0,166 et 0,066 FF/kwh.

Quant à la durée de vie des systèmes nous avons travaillé avec la valeur : 15 ans. Nous prenons maintenant deux autres valeurs, pour vérifier les influences relatives des coûts d'investissement et opératoire sur ccm et cfm: 10 et 20 ans.

La Figure 3.59 montre les valeurs de ccm des cinq systèmes de thermotransformateurs (cp = compression pure ; ca = compression-absorption ; ac absorption-compression ; ae = absorption-éjecto-compression ; a = absorption pure) pour les cinq scénarios du Tableau 3.11, pour $T_r = 80^\circ\text{C}$, $T_p = 180^\circ\text{C}$ et $Q_p = 1,0 \text{ MW}$.

Nous y observons que si v_r est considéré comme étant négative ou bien proportionnelle à sa valeur exergetique ceci implique que le système à absorption pure soit les moins cher ($v_r = - 0,05$) ou le plus cher ($v_r = \theta_r v_e$). Cet effet est aussi important pour les deux systèmes hybrides absorption-compression et absorption-éjecto-compression, qui ont le cycle d'absorption comme base et donc ont des consommations importantes de chaleur résiduaire.

L'effet de la variation de v_e pour les scénarios 2 et 4 est important, évidemment, pour les systèmes qui ont des consommations importantes d'électricité, c'est-à-dire les systèmes qui ont comme base le cycle de compression.

L'influence de la durée de vie sur ccm est résumée par les données du Tableau 3.12.

Durée de vie (ans)	Absorption pure	Absorption Ejecto-Compression	Absorption Compression	Compression Absorption	Compression Pure
10	0,237	0,085	0,249	0,295	0,262
15 (standard)	0,160	0,061	0,203	0,248	0,231
20	0,122	0,049	0,180	0,224	0,216

Tableau 3.12. : Variations de ccm (FF/kWh) avec la Durée de Vie des Systèmes ($T_r = 80^\circ\text{C}$, $T_p = 180^\circ\text{C}$, $Q_p = 1,0 \text{ MW}$, $v_e = 0,3 \text{ FF/kWh}$, $v_r = 0$, $v_v = 0,1 \text{ FF/kWh}$)

Les systèmes qui ont des ccm très influencés par les coûts opératoires sont les systèmes à absorption-compression, compression absorption et à compression pure. Le système à absorption pure et à absorption-éjecto-compression ont des réductions de ccm de 49 % et 42 % quand la durée de vie passe de 10 à 20 ans, ce qui montre l'importance des coûts d'investissement de ces systèmes sur la valeur de ccm.

Pour les Frigo-Pompes la Figure 3.60 montre les valeurs de cfm pour les trois systèmes (ab = absorption pure ; ac = absorption-compression ; ae = absorption éjecto-compression) analysés et pour les cinq scénarios du Tableau 3.11 pour $T_r = 90^\circ\text{C}$, $T_p = 7^\circ\text{C}$ et $Q_p = 1,0 \text{ MW}$, $T_p = 7^\circ\text{C}$.

On y constate que dans les scénarios où v_r est négatif, c'est la Frigo-pompe à absorption pure qui donne les valeurs les plus faibles de cfm et que pour les scénarios 1 et 3 c'est le système à absorption éjecto-compression qui présente les meilleurs valeurs. Les systèmes hybrides absorption-compression sont toujours les plus chers ce qui renforce le constat que ce type de système n'est pas intéressant du point de vue économique.

Remarquons que le fait d'avoir attribué un prix différent de zéro à la chaleur résiduaire provoque, comme pour les thermotransformateurs, des effets importants sur cfm et pour cause, dans les scénarios 1 et 3 il n'y a pas de système qui puisse avoir un cfm inférieur à cfr. Par contre dans les conditions où $v_r < 0$ le système à absorption pure est imbattable (si l'on trouve une telle condition d'opération).

En ce qui concerne les influences de la durée de vie sur cfm le Tableau 3.13 montre les résultats comparatifs.

Durée de vie (ans)	Absorption Pure	Absorption Ejecto-Compression	Absorption Compression
10	0,111	0,084	0,250
15 (standard)	0,076	0,063	0,176
20	0,059	0,052	0,138

Tableau 3.13 : Les Variations de cfm (FF/kWh) avec la Durée de Vie des Systèmes ($T_p = 7^\circ\text{C}$, $T_r = 90^\circ\text{C}$, $Q_p = 1 \text{ MW}$, $v_e = 0,3 \text{ FF/kWh}$; $v_r = 0$; $v_v = 0,1 \text{ FF/kWh}$)

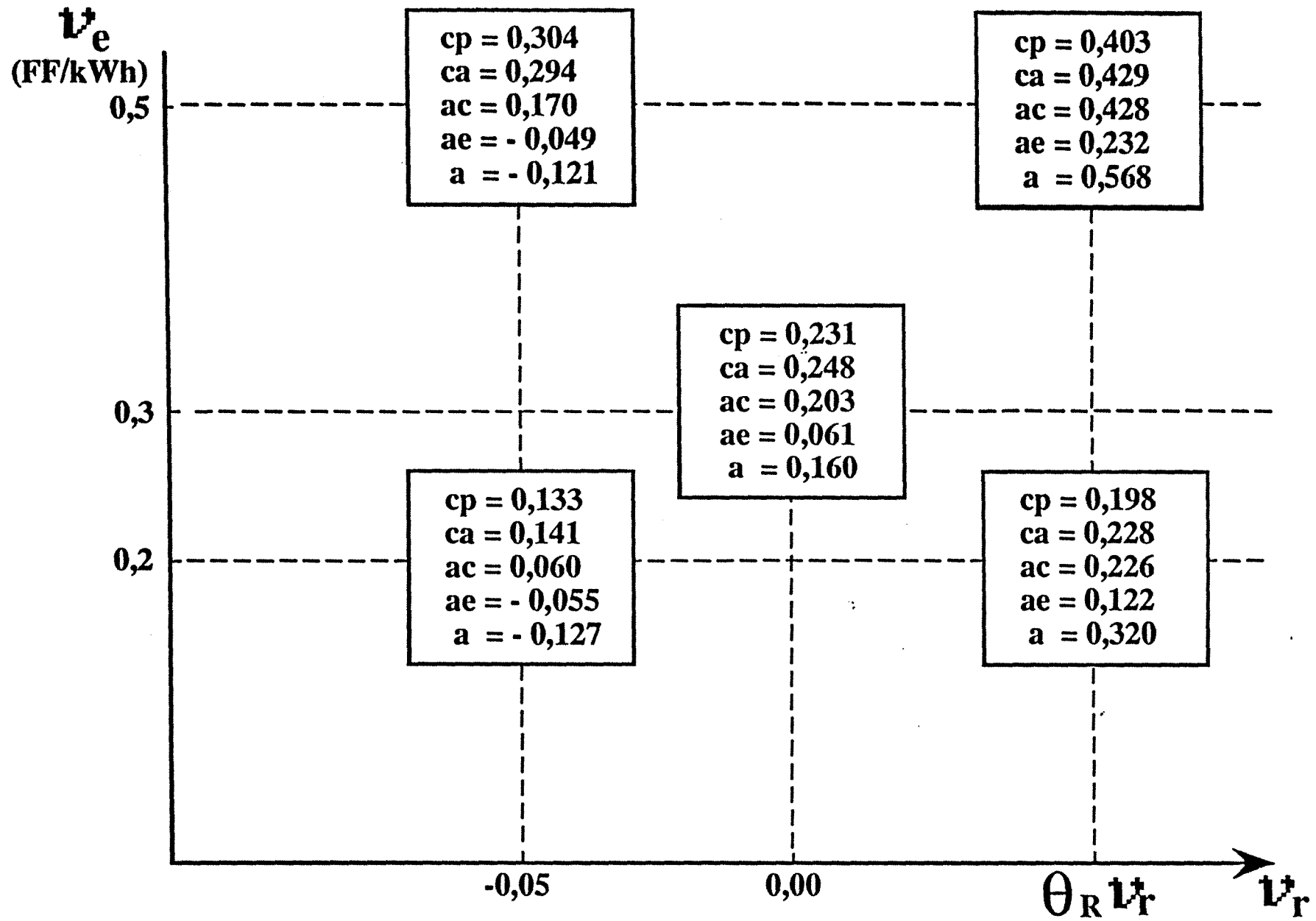


Figure 3.59 Les ccm(FF/kWh) des Systèmes Optimals($T_p=180^\circ\text{C}$, $T_r=80^\circ\text{C}$, $Q_p=1\text{MW}$)

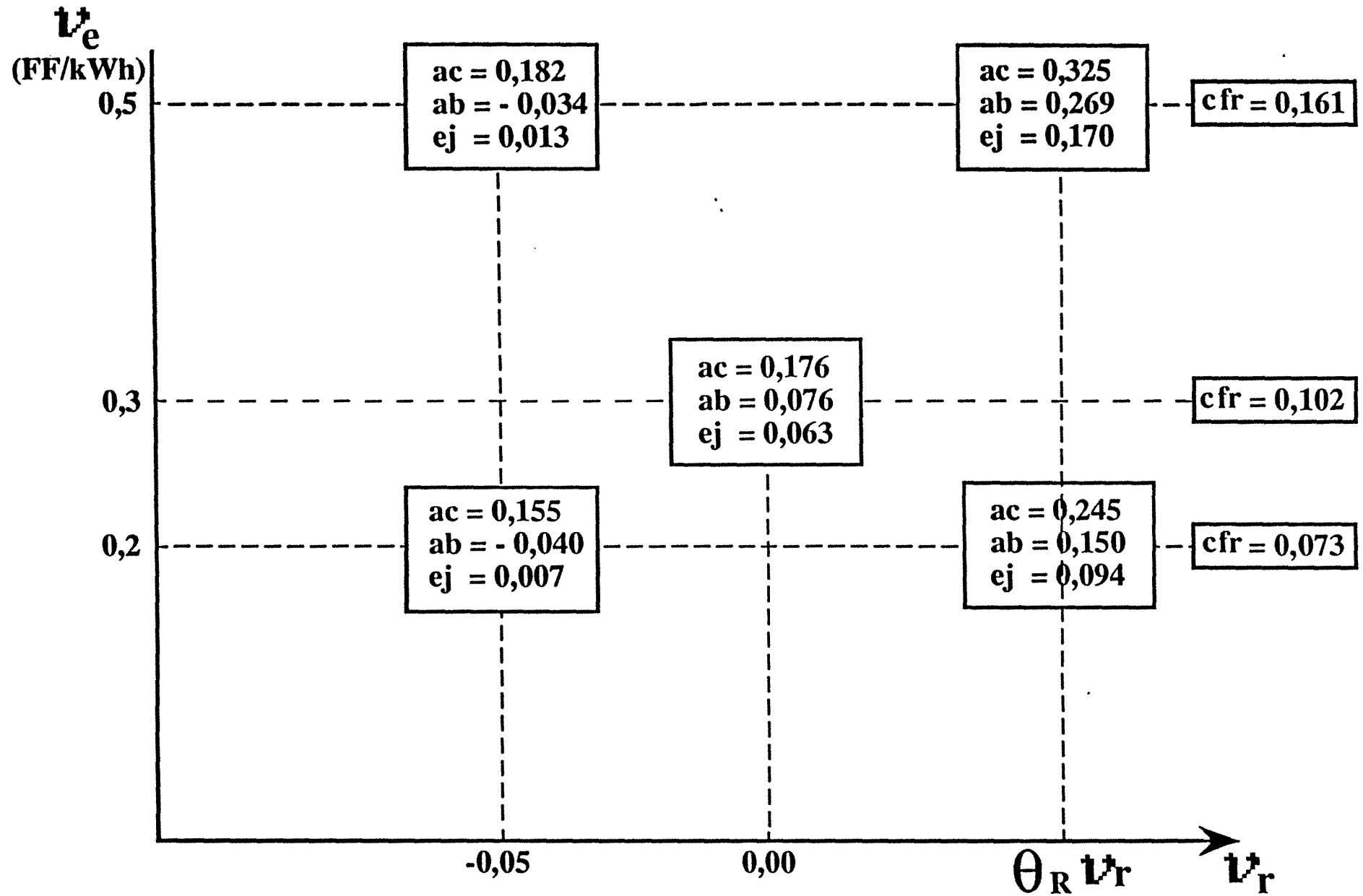


Figure 3.60 Les cfm(FF/kWh) des Systèmes Optimals de Frigo-Pompes($T_p=7^\circ\text{C}$, $T_r=90^\circ\text{C}$, $Q_p=1\text{MW}$)

Remarquons que pour les Frigo-Pompes à absorption pure et à absorption compression quand la durée de vie double les cfm sont réduits de 47 % et 38 % respectivement. Pour le système à éjecto-compression il y a une réduction de 45 %. Ceci montre que pour les trois systèmes l'effet du coût d'investissement est le plus important sur cfm.

3.7 - CONCLUSIONS

Nous avons analysé l'application des systèmes de T.T. et Frigo-Pompes à la révalorisation des effluents thermiques industriels.

La méthode d'évaluation de la performance de ses systèmes basée sur le concept de "valeur technique", proposée ici, montre que la façon d'analyser un système thermique peut nous conduire à différentes conclusions, selon l'importance que nous donnons à chaque flux d'énergie, comme par exemple, si nous choisissons le COP ou le COP* pour évaluer une PAC. Cette méthode a comme grand mérite de pouvoir généraliser la façon que l'on utilise pour définir les principaux paramètres de performance des systèmes de PAC.

La série de logiciels "PACA-DESIGN" permet d'étudier le comportement des systèmes de T.T. et Frigo-Pompes en fonction des variables qui déterminent leur performance thermodynamique et économique d'une façon simple et efficace.

La procédure d'optimisation ou plus tôt de recherche du système optimal, basée sur la fonction de valeur techno-économique nous a permis d'identifier les systèmes les plus performants pour les conditions d'opération fixées pour cette étude.

Remarquons que soit pour les T.T. soit pour les Frigo-Pompes analysés ici, la maximisation de VTE impliquait la maximisation du η_{ex} (et par conséquent du COP des systèmes) et la minimisation du coût d'investissement.

Soulignons, finalement que les résultats obtenus mettent en évidence que des systèmes basés sur le cycle à absorption, soit pures, soit hybrides sont compétitifs économiquement pour des applications industrielles ayant des conditions utilisées dans nos analyses.

Il est de même important de remarquer que dans la plage de conditions d'opération étudiées, les systèmes dérivés du cycle à absorption sont nettement plus intéressants que les cycles à compression, du fait des importants sauts thermiques demandés (de 50°C à 100°C).

Ces systèmes à absorption ont un rendement exergétique, et donc un COP plus faibles que les systèmes à compression, mais ils sont avantagés sur le plan économique, du fait qu'ils utilisent comme source d'énergie, une chaleur résiduaire dont la valeur est sinon nulle, du moins très inférieure à celle de l'électricité.

REFERENCES

- (1) Oliveira Jr.S., Le Goff, P., Schwarzer, B., "New-Structures and New Types of Heat Transformers", 3rd Brazilian Thermal Science Meeting, Itapema, Brésil 10-12 décembre 1990
- (2) Jaszay, T., Hivessy, G., "Prospects of High Temperature Heat Pumping of Industrial Markets", 3rd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps. Graz, Autriche, 24-26 septembre 1990
- (3) Oliveira Jr.S., "Aplicações Industriais de Bombas de Calor - Metodologia para Avaliação de Desempenho", Dissertação de Mestrado, EPUSP. Sao Paulo, Brésil, 1985
- (4) Gourlia, J.P., "La méthode du Pincement ou Exploitation des Diagrammes Température/Enthalpie, Revue Générale de Thermique n° 327, pp. 154-162 mars 1989
- (5) Wallin, E., Franck, P.A., Berntsson, T., "Heat Pumps in Industrial Processes - An Optimization Methodology", Heat Recovery Systems CHP, vol. 10, pp. 437-446, 1990
- (6) Le Goff, P., Oliveira, Jr. S., Rivero, R.R., "Industrial Process Optimization : Exergy and Economics" Proceedings of the Eleventh International Cost Eng. Congress, pp. Q. 2.1-Q.2.6, Paris 1990
- (7) Le Goff et all, "Nouveaux Principes et Nouvelles Structures de Pompes à Chaleur à Absorption", Entropie n° 156, pp. 5-20, 1990
- (8) Le Goff, P., et all, "Storage and Upgrading of Energy by Separation and Mixing - Exergy and Economics Analysis" Proceedings of the International Symposium of Energy Systems, pp. 149-158, Beijing, China, 1989
- (9) Le Goff, P., Bai-Qi Liu, Oliveira Jr. S., "Nouveau Procédé de Distillation Fractionnée Utilisant de Très Faibles Différences de Température - Application aux Thermo-Transformateurs" Rencontre SFT 89 - Thermique et Génie des Procédés, Nancy, Mai 1989.
- (10) Le Goff, P., Clauzade, B., "Procédé et Dispositif d'Echange Thermique avec Film Ruisselant". Demande de Brevet d'Invention -France BR2831, déposé le 14/11/89 sous le n° 89-15283
- (11) Le Goff, P., Schwarzer, B., Oliveira, Jr.S., "A New Space Heating System Using a Heat Transformer Based on the Coldness of the Wind", Proceedings of the Florence World Energy Research Symposium, pp. 113-123, Florence Italie, 28 mai - 9 juin 1990
- (12) Schwarzer, B., Oliveira, Jr.S., Le Goff, P., "An Absorption Heat Transformer for Space Heating Driven by the Thermal Energy of the Wind", 26 th Intersociety Energy Conversion Eng. Conference, Boston, EUA, 4-9 août 1991.
- (13) Altenkirch E., "Die Kompressionskäl - Temaschine mit Losungskreislauf" Kältetechnik, Helf 10/1950, pp. 251-259, helf 11/1950, pp. 279-284, helf 12/1950 pp. 310-315

- (14) Ahlby, L., Hodgett, D. "The Compression/Absorption Cycle : a High-Temperature Application" International Conference on Application and Efficiency of Heat Pump Systems in Environmentally Sensitive Times, Munich 1-3 oct. 1990
- (15) Ziegler F., Hämmer G., "Experimental Results of a Double-Lift Compression Absorption Heat Pump", International Conference on Application and Efficiency of Heat Pump Systems in Environmentally Sensitive Times, Munich, 1-3 octobre 1990
- (16) Le Goff, H., "Transferts Simultanés de Chaleur et de Matière dans l'Absorption Gaz-Liquide en Film Ruisselant", Thèse de Docteur-Ingénieur, INPL, Nancy, 1983
- (17) Barkaoui, M., "Nouveaux Procédés de Stockage et de Valorisation de l'Energie par Séparation et Mélangeage. Etude d'un Evaporateur-Condenseur-Séparateur à Films Ruisselants", Thèse Docteur d'Etat ès Sciences Physiques, INPL, Nancy 1986.
- (18) Proposition des Formules d'Evaluation des Investissements de quelques Techniques Thermiques et Electriques. Rapport de la Direction des Etudes - EDF - Chatou (France - 1985)
- (19) Planchot, J.P., "Coûts des Pompes, Compresseurs et Moteurs Electriques" Rapport de stage au Dept. "Evaluation" de l'IFP. Paris 1985
- (20) Bliem, C.J., Mills J.I., Chappell, R.N., " A Comparative Economic Evaluation of Industrial Heat Pumps", Idaho National Eng. Lab. EGG2408, Idaho (EUA) avril 1986
- (21) Mc Neely, L.A., "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide" ASHRAE Transactions, 85 I, pp. 413-432, 1979
- (22) Yan, Q.S., Blaise, J.C., Missirian, C., "Contribution à l'Etude Théorique et Expérimentale et à la Modélisation d'une Pompe à Chaleur en Cascade à Très Haute Température" Bulletin de la Direction des Etudes et Recherches EDF, Paris, août 1988.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Les résultats de nos recherches dans les domaines de :

- l'analyse exergetique et entropique des mélanges et des processus de séparation/mélangeage,
- du développement technique et de l'analyse entropique du transfert de chaleur et des promoteurs de turbulence des films ruisselants,
- du développement et de l'analyse exergo-économique de nouveaux systèmes de Thermo-transformateurs et frigo-pompes,

nous montrent que la recherche de solutions viables pour le problème de la révalorisation des effluents thermiques industriels doit être faite de façon intégrée et intégrale, en considérant tous les aspects intervenant dans le problème, à savoir les aspects thermodynamique, technique et économique.

L'analyse conjointe exergetique et entropique des processus de transfert de chaleur et matière que nous avons conduite, a mis en évidence que l'étude d'un processus donnée est plus complète et riche quand nous le regardons avec les deux types d'approche :

- identification des sources d'irréversibilités à travers une analyse entropique
- évaluation de sa performance, optimisation, analyse thermo-économique et comparaison avec d'autres systèmes, à travers l'analyse exergetique.

Que les traditionnelles querelles qui opposent souvent les défenseurs de l'analyse exergetique à ceux de l'analyse entropique (comme nous avons pu le constater durant ce congrès "Flowers 90" entre G. Alefeld et G. Tsatsaronis) sont plutôt des discussions byzantines et qu'elles devraient converger vers une définition précise de la façon dont on doit rassembler les deux approches. De toute façon l'utilisation de l'exergie requiert la connaissance, voir le calcul, de l'enthalpie et de l'entropie, c'est-à-dire avec l'exergie nous avons deux informations à la fois, malgré le fait que le calcul de l'exergie est affecté par la définition des conditions de référence (environnement) prises.

Le diagramme "exergie-enthalpie" proposé ici permet la réalisation graphique des bilans d'exergie, ainsi que l'évaluation des pertes irréversibles d'exergie. Il rend possible la "visualisation" enthalpique et exergetique des processus d'absorption/séparation, ainsi que la recherche conceptuelle des meilleures conditions de réalisation de telles processus, à partir de l'analyse du comportement du "facteur de Carnot d'un mélange binaire", $(\partial ex/\partial h)_p$. Nous pouvons dire que ce diagramme a, pour l'analyse exergetique, la même importance que le diagramme de Ponchon (enthalpie-composition) pour l'analyse enthalpique du comportement des mélanges binaires.

Le concept de la PSEG (production spécifique d'entropie globale) s'avère utile dans l'évaluation de la performance d'un échangeur de chaleur et la recherche des conditions qui minimisent sa valeur nous fournissent des informations intéressantes sur les processus de génération d'entropie existant dans les échangeurs de chaleur.

L'analyse entropique comparative des processus de génération d'entropie lors d'une absorption/désorption nous a montré l'importance relative de chacun des processus en fonction des conditions d'opération (températures et concentrations).

Le calcul et la recherche des conditions d'opération qui maximisent le rendement exergetique d'un ensemble séparateur-mélangeur révèlent l'importance de ce paramètre dans la recherche des conditions optimales d'opération d'une pompe à chaleur à absorption.

Les structures, de promoteurs de turbulence développées (en losange, mixtes losange et fils verticaux, et tube rainuré en losange) prouvent que nous pouvons avoir des performances comparables à celles des structures plus complexes et chères, telles que les structures mixtes composées de grilles et de rainures.

Nous avons mesuré la performance de ces systèmes en utilisant la comparaison de leurs coefficients de transfert de chaleur avec un tube lisse équivalent, ainsi que leurs valeurs de PSEG. Nous avons analysé la performance de ces structures à partir d'une approche entropique de l'écoulement du film ruisselant.

Les avantages de ces structures (qui ont été évaluées pour des nombre de Reynolds de 20 à ≈ 1000 et pour des flux de chaleur spécifique jusqu'à 46 kW.m^{-2}) sont significatifs pour les coefficients de transfert de chaleur, à partir de $Re = 100$ et pour la réduction des irréversibilités à partir de $Re = 200$, en assurant les conditions de mouillabilité pour $Re < 100$ et, pour certains types de structures, jusqu'à $Re \approx 20$.

Les systèmes de thermotransformateurs et frigo-pompes dérivés d'un cycle à absorption avec le couple $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, que nous avons développés, se sont avérés des systèmes viables, soit thermodynamiquement soit économiquement, pour revaloriser des effluents thermiques industriels, dans des conditions représentatives de plusieurs types de procédés industriels et des coûts d'investissement et de l'énergie consommée caractéristique du marché français.

L'étude de sensibilité réalisée avec les valeurs des énergies consommées montre que la performance économique des systèmes proposés est fort influencée par la valeur (coût) donnée aux effluents thermiques utilisés comme source de chaleur.

Les logiciels PACA-DESIGN, développés pour faire l'analyse thermodynamique, technique et économique de ces systèmes est un outil important pour l'étude du projet et pour l'optimisation des thermotransformateurs et frigo-pompes. Sa conception modulaire et les modèles thermodynamiques et de transfert utilisés permettent de réaliser l'évaluation de ces systèmes de façon rapide et avec bonne fiabilité.

La méthode d'évaluation de la performance de ces systèmes basée sur la valeur de l'énergie, ainsi que l'utilisation de la fonction de valeur techno-économique nous ont beaucoup simplifié la tâche de recherche des systèmes optimums, dû à la façon dont elle a été définie ainsi qu'au type de comportement des paramètres caractéristiques de la performance des systèmes analysés.

Finalement soulignons les lignes de recherche qui donneront suite à notre travail :

- approfondissement de l'étude de l'importance du "facteur de Carnot d'un mélange binaire" comme paramètre d'optimisation des processus de séparation/mélangeage.

- définition des conditions de minimisation de la PSEG pour des processus de transfert de chaleur et matière couplés, pour un mélange binaire.

- analyse expérimentale du comportement des systèmes de promoteurs de turbulence que nous avons développés, pour des conditions d'absorption/désorption.

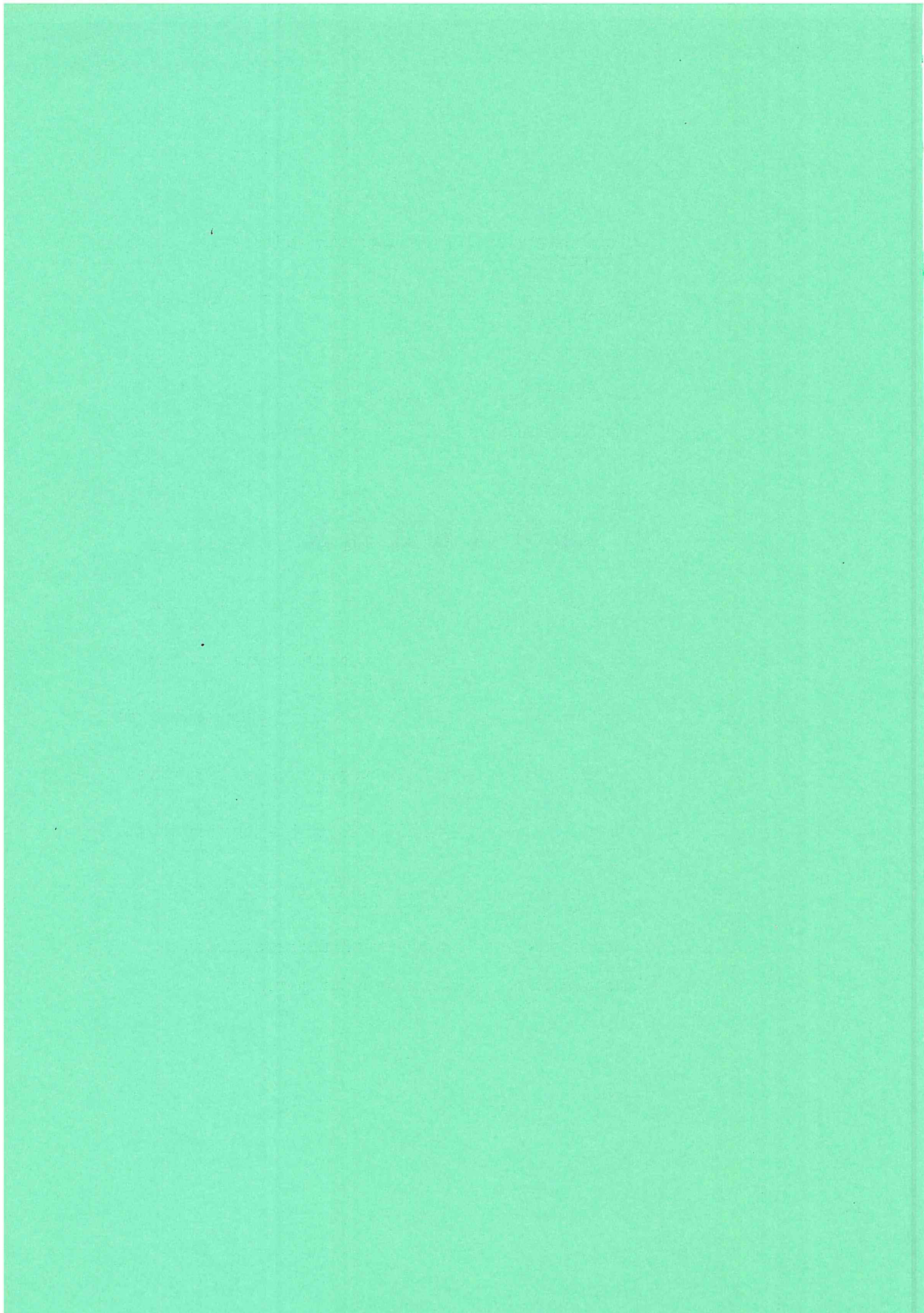
- évaluation du comportement entropique de ces structures dans les conditions d'absorption/désorption.

- développement des modèles pour évaluer le comportement dynamique des systèmes hybrides à absorption-compression mécanique et absorption-éjecto compression, pour pouvoir simuler les interactions des deux types de sous-système, absorption et compression, du point de vue du contrôle, ainsi que pour pouvoir définir les caractéristiques des futures maquettes.

- développement des prototypes des machines hybrides à absorption-compression mécanique et absorption-éjecto compression, pour concrétiser et évaluer la performance effective de ces types de machines.



A N N E X E S



SOMMAIRE

- Annexe I :** Listing du programme de calcul des propriétés thermodynamiques des solutions aqueuses de LiBr
- Annexe II :** Listing du programme de calcul des propriétés thermodynamiques des solutions de NH₃-H₂O
- Annexe III :** Listing du logiciel ABS-EXAN
- Annexe IV :** Analyse entropique d'un film ruisselant en échauffement
- Annexe V :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les thermotransformateurs à absorption pure
- Annexe VI :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les thermotransformateurs à compression pure
- Annexe VII :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les thermotransformateurs hybrides à compression-absorption
- Annexe VIII :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les thermotransformateurs hybrides à absorption-compression
- Annexe IX :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les thermotransformateurs hybrides à absorption-éjecto-compression
- Annexe X :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les frigo-pompes à absorption pure
- Annexe XI :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les frigo-pompes hybrides à absorption-compression
- Annexe XII :** Listing du logiciel PACA-DESIGN pour les frigo-pompes hybrides à absorption-éjecto-compression
- Annexe XIII :** Corrélations pour le calcul des propriétés thermodynamiques des solutions aqueuses de LiBr et de l'eau pure
- Annexe XIV :** Caractéristiques des systèmes optimaux de thermotransformateurs
- Annexe XV :** Caractéristiques des systèmes optimaux de frigo-pompes

ANNEXE I

**LISTING DU PROGRAMME DE CALCUL DES
PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES
SOLUTIONS AQUEUSES DE LiBr**

The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. It emphasizes that every entry, no matter how small, should be recorded to ensure the integrity of the financial statements. This includes not only sales and purchases but also expenses and income. The document provides a detailed explanation of how to categorize these transactions correctly, ensuring they are recorded in the appropriate accounts.

The second part of the document focuses on the process of reconciling the accounts. It explains how to compare the company's records with the bank statements to identify any discrepancies. This process is crucial for detecting errors, such as double entries or omissions, and for ensuring that the company's books are in balance. The document provides a step-by-step guide to performing a reconciliation, including how to investigate and resolve any differences.

The third part of the document discusses the preparation of financial statements. It explains how to use the recorded transactions to calculate the company's profit or loss, assets, and liabilities. The document provides a detailed explanation of how to prepare the income statement, balance sheet, and statement of cash flows. It also discusses the importance of reviewing these statements carefully to ensure they accurately reflect the company's financial performance.

The fourth part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. It emphasizes that every entry, no matter how small, should be recorded to ensure the integrity of the financial statements. This includes not only sales and purchases but also expenses and income. The document provides a detailed explanation of how to categorize these transactions correctly, ensuring they are recorded in the appropriate accounts.

```

1 C   PROGRAMME DE CALCUL DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES
2     SOLUTIONS H2O-LiBr
3
4 C   LECTURE DES DONNEES
5
6     REAL TE(40),T(40),P(40),H(40),S(40),EX(40),G(40),X(40),Ho(40),
7     * So(40)
8     OPEN(1,FILE='PROPRIETES LiBr')
9     WRITE(*,*)'CONDITIONS DE REFERENCE:To(°C),Xo,Po(bar) '
10    READ(*,*)to,Xo,Po
11    WRITE(1,56)to,Xo,Po
12 56  FORMAT(/,2x,'CONDITIONS DE REFERENCE:To=',f5.1,2x,'Xo=',f4.1,
13    * 2x,'Po=',f5.1)
14
15 C   CALCUL SUR LES ISOTHERMES
16
17     A=0.0
18     To=to+273
19     RHAO=HER(to,A)
20     SAO=SS(to,A)
21     RHXO=HH(to,Xo)
22     SXO=SS(to,Xo)
23     WRITE(1,57)RHAO,SAO,RHXO,SXO
24 57  FORMAT(2x,'HAO=',f6.1,2x,'SAO=',f6.4,2x,'HXO=',f6.1,2x,'SXO=',
25    * f6.4)
26     DO 2 i=1,21
27     T(i)=273+(i-1)*5
28     WRITE(1,6)T(i)
29 6   FORMAT(/,2x,'ISOTHERME T=',f5.1,/,3x,'X',4x,'H(kJ/kg)',3x,'S(kJ/
30    * kgK)',3x,'EX(kJ/kg)',3x,'G(kJ/kg)')
31     DO 3 j=1,11
32     IF(j.LE.4)THEN
33     X(j)=(j-1)*10
34     XA=X(j)
35     TC=T(i)-273
36     H(j)=HER(TC,XA)
37     GOTO 18
38     ELSE
39     ENDIF
40     IF(j.EQ.4)THEN
41     X(j)=35
42     XA=X(j)
43     TC=T(i)-273
44     H(j)=-16.1533+2.6217*TS
45     GOTO 18
46     ELSE
47     ENDIF
48     X(j)=(j-4)*5+30
49     TC=T(i)-273
50     TA=T(i)
51     XA=X(j)
52     H(j)=HH(TC,XA)
53 18  S(j)=SS(TC,XA)
54     Ho(j)=(1-X(j)/Xo)*RHAO+(X(j)/Xo)*RHXO
55     So(j)=(1-X(j)/Xo)*SAO+(X(j)/Xo)*SXO
56     EX(j)=H(j)-Ho(j)-To*(S(j)-So(j))
57     G(j)=H(j)-T(i)*S(j)
58     WRITE(1,4) X(j),H(j),S(j),EX(j),G(j)
59 4   FORMAT(2x,f4.1,3x,f7.1,3x,f6.4,7x,f8.2,5x,f7.2)
60 3   CONTINUE
61 2   CONTINUE
62

```

```

63 C    CALCUL SUR UNE ISOBARE
64
65      DO 7 i=1,11
66      TE(i)=(i-1)*10
67      Tev=TE(i)
68      P(i)=PP(Tev)
69      WRITE(1,9)P(i),TE(i)
70 9    *  FORMAT(/,2x,'ISOBARE P=',f5.1,'(Tev=',f5.1,')',/,3x,'X',4x,
71      *  'H(kJ/kg)',3x,'S(kJ/kgK)',3x,'EX(kJ/kg)',3x,'G(kJ/kg)')
72      DO 8 j=1,11
73      IF(j.LE.4)THEN
74      X(j)=(j-1)*10
75      IF(j.EQ.1)THEN
76      H(j)=4.189*Tev
77      GOTO 15
78      ELSE
79      ENDIF
80      XA=X(j)
81      TK=TS(Tev,XA)
82      WRITE(*,*)Tev,TK
83      H(j)=HER(TK,XA)
84      GOTO 15
85      ELSE
86      ENDIF
87      IF(j.EQ.4)THEN
88      X(j)=35
89      XA=X(j)
90      TC=6.6533+1.0516*Tev
91      H(j)=-16.1533+2.6217*TC
92      GOTO 15
93      ELSE
94      ENDIF
95      X(j)=(j-4)*5+30
96      XA=X(j)
97      TC=TS(Tev,XA)
98      H(j)=HH(TC,XA)
99 15   S(j)=SS(TC,XA)
100    Ho(j)=(1-X(j)/Xo)*RHAO+X(j)/Xo*RHXO
101    So(j)=(1-X(j)/Xo)*SAO+X(j)/Xo*SXO
102    EX(j)=H(j)-Ho(j)-To*(S(j)-So(j))
103    G(j)=H(j)-(273+TC)*S(j)
104    WRITE(1,10) X(j),H(j),S(j),EX(j),G(j)
105 10   FORMAT(2x,f4.1,3x,f7.1,3x,f6.4,7x,f8.2,5x,f7.2)
106 8    CONTINUE
107 7    CONTINUE
108     PAUSE
109     END
110
111
112 C
113 C*****
114
115     FUNCTION PP(T)
116 C    P en bar
117     PP=10**(7.05-1596.49/(273+T)-104095.5/((273+T)**2))
118     RETURN
119     END
120
121 C-----
122
123
124     FUNCTION L(T)

```

```
125 C      L=(4.189*(T))
126      RETURN
127      END
128
129 C-----
130
131
132      FUNCTION V(T)
133      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
134      RETURN
135      END
136
137 C-----
138
139
140      FUNCTION HH(TS,X)
141      A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
142      * -(1.400261E-4)*X**4
143      B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
144      * (4.80097E-7)*X**4
145      C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
146      * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
147      HH=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
148      RETURN
149      END
150
151
152 C-----
153
154
155      FUNCTION TS(T,X)
156      D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
157      E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
158      TS=T*D+E
159      RETURN
160      END
161
162 C-----
163
164
165      FUNCTION SL(T)
166      tk=273.0+T
167      SL=-6.1846+0.0326*tk-4.375E-5*tk**2+2.711E-8*tk**3
168      RETURN
169      END
170
171 C-----
172
173
174      FUNCTION SV(T)
175      tk=T+273.0
176      SV=229.1489*tk**(-0.5803)
177      RETURN
178      END
179
180 C-----
181
182
183      FUNCTION SS(TS,X)
184      T=TS+273
185      IF(X.EQ.0) THEN
186      SS=-3.5443+0.0131*T
```

```
187      GOTO 1985
188      ELSE
189      ENDIF
190      IF (X.EQ.5) THEN
191      SS=-3.2850+0.0123*T
192      GOTO 1985
193      ELSE
194      ENDIF
195      IF (X.EQ.10) THEN
196      SS=-3.0535+0.0116*T
197      GOTO 1985
198      ELSE
199      ENDIF
200      IF (X.EQ.15) THEN
201      SS=-2.8430+0.0108*T
202      GOTO 1985
203      ELSE
204      ENDIF
205      IF (X.EQ.20) THEN
206      SS=-2.6441+0.0101*T
207      GOTO 1985
208      ELSE
209      ENDIF
210      IF (X.EQ.25) THEN
211      SS=-2.4645+0.0095*T
212      GOTO 1985
213      ELSE
214      ENDIF
215      IF (X.EQ.30) THEN
216      SS=-2.2985+0.0089*T
217      GOTO 1985
218      ELSE
219      ENDIF
220      IF (X.EQ.35) THEN
221      SS=-2.1438+0.0083*T
222      GOTO 1985
223      ELSE
224      ENDIF
225      IF (X.EQ.40) THEN
226      SS=-2.0121+0.0077*T
227      GOTO 1985
228      ELSE
229      ENDIF
230      IF (X.EQ.45) THEN
231      SS=-1.894+0.0072*T
232      GOTO 1985
233      ELSE
234      ENDIF
235      IF (X.EQ.50) THEN
236      SS=-1.7828+0.0068*T
237      GOTO 1985
238      ELSE
239      ENDIF
240      IF (X.EQ.55) THEN
241      SS=-1.6783+0.0063*T
242      GOTO 1985
243      ELSE
244      ENDIF
245      IF (X.EQ.60) THEN
246      SS=-1.567+0.0059*T
247      GOTO 1985
248      ELSE
```



```
249         ENDIF
250         IF (X.EQ.65) THEN
251             SS=-1.4453+0.0055*T
252             GOTO 1985
253         ELSE
254             ENDIF
255 1985     RETURN
256         END
```

```
257
258 C-----
```

```
259
260         FUNCTION HER (TS,X)
261         IF (X.EQ.0) THEN
262             HER=4.189*TS
263             GOTO 2985
264         ELSE
265             ENDIF
266         IF (X.EQ.10) THEN
267             HER=-4.8+3.6262*TS
268             GOTO 2985
269         ELSE
270             ENDIF
271         IF (X.EQ.20) THEN
272             HER=-10.8533+3.1799*TS
273             GOTO 2985
274         ELSE
275             ENDIF
276         IF (X.EQ.30) THEN
277             HER=-14.6333+2.7892*TS
278             GOTO 2985
279         ELSE
280             ENDIF
281 2985     RETURN
282         END
```

```
283
284 C*****
```

```
285
286
287         FUNCTION TSTE (T,X)
288         IF (X.EQ.0) THEN
289             TSTE=1.0*T
290             GOTO 3985
291         ELSE
292             ENDIF
293         IF (X.EQ.10) THEN
294             TSTE=1.1+0.9993*T
295             GOTO 3985
296         ELSE
297             ENDIF
298         IF (X.EQ.20) THEN
299             TSTE=1.8267+1.017*T
300             GOTO 3985
301         ELSE
302             ENDIF
303         IF (X.EQ.30) THEN
304             TSTE=4.4667+1.0326*T
305             GOTO 3985
306         ELSE
307             ENDIF
308 3985     RETURN
309         END
310
```

1 PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES SOLUTIONS H2O-LiBr

2

3 CONDITIONS DE REFERENCE: To= 25.0 (°C) Xo=20.0% Po=1.0 (bar)

4 HAO= 104.7 (kJ/kg) SAO= .3595 (kJ/kgK)

5 HXO=-132.0 (kJ/kg) SXO= .3657 (kJ/kgK)

6

7 ISOTHERME T=273.0 K

8 X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
9 .0	.0	.0320	-7.13	-8.74
10 10.0	-4.8	.1133	83.13	-35.73
11 20.0	-10.9	.1132	196.40	-41.76
12 30.0	-14.6	.1312	306.54	-50.45
13 35.0	-23.3	.1221	360.20	-56.67
14 40.0	-14.6	.0900	438.18	-39.13
15 45.0	-11.9	.0716	505.95	-31.47
16 50.0	-5.3	.0736	571.64	-25.38
17 55.0	11.1	.0416	657.21	-.25
18 60.0	38.6	.0437	743.75	26.69
19 65.0	74.3	.0562	835.32	58.94

20

21 ISOTHERME T=278.0 K

22 X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
23 .0	20.9	.0975	-5.70	-6.16
24 10.0	13.3	.1713	83.98	-34.29
25 20.0	5.0	.1637	197.25	-40.46
26 30.0	-.7	.1757	307.23	-49.53
27 35.0	-10.2	.1636	361.01	-55.64
28 40.0	-2.5	.1285	438.76	-38.24
29 45.0	-.5	.1076	506.62	-30.44
30 50.0	5.6	.1076	572.38	-24.32
31 55.0	21.4	.0731	658.13	1.09
32 60.0	48.3	.0732	744.59	27.91
33 65.0	83.2	.0837	836.08	59.96

34

35 ISOTHERME T=283.0 K

36 X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
37 .0	41.9	.1630	-4.28	-4.24
38 10.0	31.5	.2293	84.83	-33.43
39 20.0	20.9	.2142	198.10	-39.67
40 30.0	13.3	.2202	307.91	-49.06
41 35.0	3.0	.2051	361.83	-55.01
42 40.0	9.6	.1670	439.36	-37.70
43 45.0	10.9	.1436	507.30	-29.76
44 50.0	16.5	.1416	573.14	-23.59
45 55.0	31.7	.1046	659.06	2.13
46 60.0	57.9	.1027	745.44	28.84
47 65.0	92.2	.1112	836.83	60.71

48

49 ISOTHERME T=288.0 K

50 X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
51 .0	62.8	.2285	-2.85	-2.97
52 10.0	49.6	.2873	85.67	-33.15
53 20.0	36.8	.2647	198.95	-39.39
54 30.0	27.2	.2647	308.60	-49.03
55 35.0	16.2	.2466	362.67	-54.79
56 40.0	21.7	.2055	439.98	-37.53
57 45.0	22.3	.1796	508.00	-29.41
58 50.0	27.4	.1756	573.91	-23.19
59 55.0	42.0	.1361	659.99	2.85
60 60.0	67.5	.1322	746.29	29.47
61 65.0	101.1	.1387	837.59	61.18

62

63	ISOTHERME T=293.0 K				
64	X (%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
65	.0	83.8	.2940	-1.43	-2.36
66	10.0	67.7	.3453	86.52	-33.45
67	20.0	52.7	.3152	199.80	-39.61
68	30.0	41.2	.3092	309.28	-49.44
69	35.0	29.4	.2881	363.52	-54.96
70	40.0	33.8	.2440	440.63	-37.72
71	45.0	33.8	.2156	508.73	-29.41
72	50.0	38.3	.2096	574.68	-23.12
73	55.0	52.4	.1676	660.92	3.26
74	60.0	77.2	.1617	747.15	29.81
75	65.0	110.1	.1662	838.34	61.38
76					
77	ISOTHERME T=298.0 K				
78	X (%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
79	.0	104.7	.3595	.00	-2.41
80	10.0	85.9	.4033	87.37	-34.33
81	20.0	68.6	.3657	200.65	-40.33
82	30.0	55.1	.3537	309.97	-50.31
83	35.0	42.7	.3296	364.38	-55.54
84	40.0	45.9	.2825	441.29	-38.27
85	45.0	45.2	.2516	509.47	-29.74
86	50.0	49.2	.2436	575.47	-23.38
87	55.0	62.7	.1991	661.86	3.36
88	60.0	86.8	.1912	748.00	29.85
89	65.0	119.0	.1937	839.10	61.31
90					
91	ISOTHERME T=303.0 K				
92	X (%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
93	.0	125.7	.4250	1.43	-3.10
94	10.0	104.0	.4613	88.21	-35.79
95	20.0	84.5	.4162	201.50	-41.56
96	30.0	69.0	.3982	310.65	-51.61
97	35.0	55.9	.3711	365.26	-56.52
98	40.0	58.1	.3210	441.99	-39.18
99	45.0	56.7	.2876	510.23	-30.42
100	50.0	60.1	.2776	576.27	-23.97
101	55.0	73.0	.2306	662.81	3.15
102	60.0	96.5	.2207	748.85	29.60
103	65.0	128.0	.2212	839.86	60.96
104					
105	ISOTHERME T=308.0 K				
106	X (%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
107	.0	146.6	.4905	2.85	-4.46
108	10.0	122.1	.5193	89.06	-37.83
109	20.0	100.4	.4667	202.35	-43.30
110	30.0	83.0	.4427	311.34	-53.36
111	35.0	69.2	.4126	366.15	-57.90
112	40.0	70.3	.3595	442.70	-40.46
113	45.0	68.2	.3236	511.00	-31.44
114	50.0	71.1	.3116	577.08	-24.89
115	55.0	83.4	.2621	663.76	2.63
116	60.0	106.1	.2502	749.71	29.06
117	65.0	136.9	.2487	840.62	60.34
118					
119	ISOTHERME T=313.0 K				
120	X (%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
121	.0	167.6	.5560	4.28	-6.47
122	10.0	140.2	.5773	89.91	-40.45
123	20.0	116.3	.5172	203.20	-45.54
124	30.0	96.9	.4872	312.02	-55.56

125	35.0	82.5	.4541	367.06	-59.68
126	40.0	82.5	.3980	443.44	-42.10
127	45.0	79.8	.3596	511.80	-32.80
128	50.0	82.0	.3456	577.90	-26.14
129	55.0	93.7	.2936	664.71	1.80
130	60.0	115.8	.2797	750.57	28.23
131	65.0	145.9	.2762	841.37	59.44
132					
133	ISOTHERME T=318.0 K				
134	X(%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
135	.0	188.5	.6215	5.70	-9.13
136	10.0	158.4	.6353	90.76	-43.65
137	20.0	132.2	.5677	204.05	-48.29
138	30.0	110.9	.5317	312.71	-58.20
139	35.0	95.7	.4956	367.98	-61.86
140	40.0	94.7	.4365	444.20	-44.10
141	45.0	91.3	.3956	512.62	-34.50
142	50.0	93.0	.3796	578.73	-27.72
143	55.0	104.0	.3251	665.67	.66
144	60.0	125.4	.3092	751.42	27.10
145	65.0	154.8	.3037	842.13	58.27
146					
147	ISOTHERME T=323.0 K				
148	X(%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
149	.0	209.5	.6870	7.13	-12.45
150	10.0	176.5	.6933	91.60	-47.43
151	20.0	148.1	.6182	204.90	-51.54
152	30.0	124.8	.5762	313.39	-61.29
153	35.0	109.0	.5371	368.91	-64.44
154	40.0	107.0	.4750	444.98	-46.46
155	45.0	102.9	.4316	513.45	-36.55
156	50.0	104.0	.4136	579.57	-29.62
157	55.0	114.4	.3566	666.63	-.79
158	60.0	135.1	.3387	752.28	25.67
159	65.0	163.8	.3312	842.90	56.83
160					
161	ISOTHERME T=328.0 K				
162	X(%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
163	.0	230.4	.7525	8.56	-16.43
164	10.0	194.6	.7513	92.45	-51.79
165	20.0	164.0	.6687	205.75	-55.29
166	30.0	138.8	.6207	314.08	-64.82
167	35.0	122.4	.5786	369.86	-67.42
168	40.0	119.2	.5135	445.79	-49.18
169	45.0	114.4	.4676	514.31	-38.93
170	50.0	115.0	.4476	580.43	-31.86
171	55.0	124.7	.3881	667.59	-2.55
172	60.0	144.7	.3682	753.14	23.95
173	65.0	172.8	.3587	843.66	55.11
174					
175	ISOTHERME T=333.0 K				
176	X(%)	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
177	.0	251.3	.8180	9.98	-21.05
178	10.0	212.8	.8093	93.30	-56.72
179	20.0	179.9	.7192	206.60	-59.55
180	30.0	152.7	.6652	314.76	-68.79
181	35.0	135.7	.6201	370.82	-70.80
182	40.0	131.5	.5520	446.62	-52.27
183	45.0	126.0	.5036	515.18	-41.65
184	50.0	126.0	.4816	581.29	-34.42
185	55.0	135.1	.4196	668.56	-4.63
186	60.0	154.4	.3977	754.01	21.94

187	65.0	181.7	.3862	844.42	53.11
188					
189	ISOTHERME T=338.0 K				
190	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
191	.0	272.3	.8835	11.41	-26.34
192	10.0	230.9	.8673	94.14	-62.24
193	20.0	195.8	.7697	207.46	-64.32
194	30.0	166.7	.7097	315.45	-73.21
195	35.0	149.0	.6616	371.80	-74.59
196	40.0	143.9	.5905	447.47	-55.71
197	45.0	137.7	.5396	516.07	-44.72
198	50.0	137.0	.5156	582.17	-37.31
199	55.0	145.5	.4511	669.53	-7.01
200	60.0	164.0	.4272	754.87	19.64
201	65.0	190.7	.4137	845.18	50.85
202					
203	ISOTHERME T=343.0 K				
204	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
205	.0	293.2	.9490	12.83	-32.28
206	10.0	249.0	.9253	94.99	-68.34
207	20.0	211.7	.8202	208.31	-69.59
208	30.0	180.6	.7542	316.13	-78.08
209	35.0	162.4	.7031	372.79	-78.77
210	40.0	156.2	.6290	448.35	-59.52
211	45.0	149.3	.5756	516.99	-48.13
212	50.0	148.0	.5496	583.05	-40.53
213	55.0	155.8	.4826	670.51	-9.70
214	60.0	173.7	.4567	755.74	17.04
215	65.0	199.6	.4412	845.95	48.30
216					
217	ISOTHERME T=348.0 K				
218	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
219	.0	314.2	1.0145	14.26	-38.87
220	10.0	267.2	.9833	95.84	-75.02
221	20.0	227.6	.8707	209.16	-75.36
222	30.0	194.6	.7987	316.82	-83.39
223	35.0	175.8	.7446	373.79	-83.36
224	40.0	168.6	.6675	449.24	-63.70
225	45.0	161.0	.6116	517.92	-51.87
226	50.0	159.0	.5836	583.95	-44.09
227	55.0	166.2	.5141	671.49	-12.71
228	60.0	183.3	.4862	756.60	14.15
229	65.0	208.6	.4687	846.71	45.49
230					
231	ISOTHERME T=353.0 K				
232	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
233	.0	335.1	1.0800	15.69	-46.12
234	10.0	285.3	1.0413	96.68	-82.28
235	20.0	243.5	.9212	210.01	-81.64
236	30.0	208.5	.8432	317.50	-89.15
237	35.0	189.1	.7861	374.81	-88.34
238	40.0	181.0	.7060	450.17	-68.23
239	45.0	172.6	.6476	518.87	-55.96
240	50.0	170.0	.6176	584.86	-47.97
241	55.0	176.6	.5456	672.48	-16.03
242	60.0	193.0	.5157	757.47	10.96
243	65.0	217.6	.4962	847.48	42.40
244					
245	ISOTHERME T=358.0 K				
246	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
247	.0	356.1	1.1455	17.11	-54.02
248	10.0	303.4	1.0993	97.53	-90.12

249	20.0	259.4	.9717	210.86	-88.43
250	30.0	222.4	.8877	318.19	-95.35
251	35.0	202.5	.8276	375.84	-93.73
252	40.0	193.4	.7445	451.11	-73.13
253	45.0	184.3	.6836	519.83	-60.39
254	50.0	181.1	.6516	585.77	-52.18
255	55.0	186.9	.5771	673.47	-19.65
256	60.0	202.7	.5452	758.34	7.48
257	65.0	226.5	.5237	848.25	39.03
258					
259	ISOTHERME T=363.0 K				
260	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
261	.0	377.0	1.2110	18.54	-62.58
262	10.0	321.6	1.1573	98.38	-98.54
263	20.0	275.3	1.0222	211.71	-95.72
264	30.0	236.4	.9322	318.87	-101.99
265	35.0	216.0	.8691	376.89	-99.52
266	40.0	205.8	.7830	452.08	-78.38
267	45.0	196.1	.7196	520.82	-65.16
268	50.0	192.2	.6856	586.70	-56.72
269	55.0	197.3	.6086	674.47	-23.59
270	60.0	212.3	.5747	759.21	3.71
271	65.0	235.5	.5512	849.01	35.40
272					
273	ISOTHERME T=368.0 K				
274	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
275	.0	398.0	1.2765	19.96	-71.80
276	10.0	339.7	1.2153	99.23	-107.54
277	20.0	291.2	1.0727	212.56	-103.52
278	30.0	250.3	.9767	319.56	-109.08
279	35.0	229.4	.9106	377.95	-105.71
280	40.0	218.3	.8215	453.07	-84.00
281	45.0	207.8	.7556	521.83	-70.28
282	50.0	203.2	.7196	587.64	-61.58
283	55.0	207.7	.6401	675.47	-27.84
284	60.0	222.0	.6042	760.08	-.36
285	65.0	244.4	.5787	849.78	31.48
286					
287	ISOTHERME T=373.0 K				
288	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
289	.0	418.9	1.3420	21.39	-81.67
290	10.0	357.8	1.2733	100.07	-117.12
291	20.0	307.1	1.1232	213.41	-111.82
292	30.0	264.3	1.0212	320.24	-116.62
293	35.0	242.8	.9521	379.03	-112.30
294	40.0	230.8	.8600	454.08	-89.99
295	45.0	219.5	.7916	522.85	-75.73
296	50.0	214.3	.7536	588.59	-66.78
297	55.0	218.1	.6716	676.47	-32.40
298	60.0	231.7	.6337	760.95	-4.72
299	65.0	253.4	.6062	850.55	27.30
300					
301	ISOBARE P= .6 kPa (Tev= 0.0°C)				
302	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
303	.0	.0	.6062	-178.24	-226.11
304	10.0	-.8	1.2733	-258.56	-475.75
305	20.0	-5.0	1.1232	-98.77	-424.00
306	30.0	-2.2	1.0212	53.78	-383.08
307	35.0	-4.0	.1829	361.39	-55.30
308	40.0	7.3	.1597	439.24	-37.78
309	45.0	19.2	.1697	507.81	-29.47
310	50.0	39.3	.2126	574.75	-23.13

311	55.0	70.8	.2237	662.60	3.23
312	60.0	112.8	.2705	750.30	28.52
313	65.0	161.0	.3225	842.66	57.31
314					
315	ISOBARE P=1.3 kPa (Tev=10.0°C)				
316	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
317	.0	41.9	.3225	-51.81	-61.77
318	10.0	35.4	.6750	-44.02	-181.53
319	20.0	27.3	.6023	88.81	-166.28
320	30.0	26.6	.5621	219.38	-154.06
321	35.0	20.9	.2611	362.96	-54.80
322	40.0	32.3	.2393	440.55	-37.68
323	45.0	44.1	.2480	509.39	-29.69
324	50.0	63.7	.2886	576.53	-24.23
325	55.0	94.3	.2955	664.77	1.74
326	60.0	135.3	.3394	752.30	25.64
327	65.0	182.8	.3894	844.51	52.86
328					
329	ISOBARE P=2.4 (Tev=20.0 kPa)				
330	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
331	.0	83.8	.3894	-29.87	-46.13
332	10.0	71.7	.8161	-49.85	-200.59
333	20.0	59.6	.7252	84.52	-182.27
334	30.0	55.4	.6704	215.91	-168.23
335	35.0	45.8	.3394	364.59	-55.74
336	40.0	57.4	.3190	441.95	-39.13
337	45.0	69.1	.3263	511.06	-31.53
338	50.0	88.2	.3646	578.36	-26.98
339	55.0	117.9	.3673	666.95	-1.35
340	60.0	157.8	.4083	754.32	21.15
341	65.0	204.6	.4564	846.37	46.78
342					
343	ISOBARE P=4.4 kPa (Tev=30.0°C)				
344	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
345	.0	125.7	.4564	-7.92	-32.12
346	10.0	107.9	.9573	-55.68	-223.10
347	20.0	92.0	.8481	80.24	-201.25
348	30.0	84.2	.7788	212.44	-185.03
349	35.0	70.8	.4177	366.26	-58.10
350	40.0	82.7	.3987	443.45	-42.13
351	45.0	94.2	.4046	512.83	-34.98
352	50.0	112.7	.4406	580.25	-31.37
353	55.0	141.5	.4391	669.16	-6.07
354	60.0	180.4	.4771	756.34	15.07
355	65.0	226.4	.5233	848.24	39.09
356					
357	ISOBARE P=7.7 kPa (Tev=40.0°C)				
358	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
359	.0	167.6	.5233	14.02	-19.74
360	10.0	144.1	1.0985	-61.51	-249.03
361	20.0	124.3	.9710	75.95	-223.22
362	30.0	113.0	.8871	208.96	-204.47
363	35.0	95.9	.4960	367.98	-61.88
364	40.0	108.0	.4783	445.05	-46.68
365	45.0	119.4	.4830	514.68	-40.05
366	50.0	137.3	.5167	582.19	-37.41
367	55.0	165.1	.5109	671.40	-12.39
368	60.0	202.9	.5460	758.36	7.38
369	65.0	248.2	.5902	850.11	29.76
370					
371	ISOBARE P=12.9 kPa (Tev=50.0°C)				
372	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)

373	.0	209.5	.5902	35.97	-8.99
374	10.0	180.4	1.2396	-67.34	-278.40
375	20.0	156.7	1.0939	71.67	-248.18
376	30.0	141.8	.9954	205.49	-226.54
377	35.0	121.0	.5743	369.76	-67.09
378	40.0	133.5	.5580	446.75	-52.78
379	45.0	144.7	.5613	516.62	-46.73
380	50.0	162.0	.5927	584.19	-45.09
381	55.0	188.8	.5827	673.65	-20.33
382	60.0	225.5	.6149	760.40	-1.91
383	65.0	270.0	.6572	851.98	18.82
384					
385	ISOBARE P=20.7 kPa (Tev=60.0°C)				
386	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
387	.0	251.3	.6572	57.91	.13
388	10.0	216.6	1.3808	-73.16	-311.21
389	20.0	189.0	1.2168	67.38	-276.13
390	30.0	170.6	1.1037	202.02	-251.25
391	35.0	146.1	.6526	371.58	-73.73
392	40.0	159.0	.6376	448.55	-60.43
393	45.0	170.1	.6396	518.65	-55.03
394	50.0	186.7	.6687	586.24	-54.42
395	55.0	212.5	.6545	675.92	-29.88
396	60.0	248.1	.6838	762.44	-12.80
397	65.0	291.8	.7241	853.86	6.25
398					
399	ISOBARE P=32.4 kPa (Tev=70.0°C)				
400	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
401	.0	293.2	.7241	79.86	7.63
402	10.0	252.8	1.5219	-78.99	-347.45
403	20.0	221.3	1.3397	63.10	-307.08
404	30.0	199.4	1.2120	198.55	-278.60
405	35.0	171.3	.7308	373.46	-81.79
406	40.0	184.6	.7173	450.44	-69.63
407	45.0	195.5	.7179	520.77	-64.94
408	50.0	211.4	.7447	588.35	-65.39
409	55.0	236.2	.7263	678.22	-41.05
410	60.0	270.6	.7527	764.49	-25.29
411	65.0	313.7	.7910	855.75	-7.95
412					
413	ISOBARE P=49.2 kPa (Tev=80.0°C)				
414	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
415	.0	335.1	.7910	101.81	13.49
416	10.0	289.1	1.6631	-84.82	-387.13
417	20.0	253.7	1.4626	58.81	-341.01
418	30.0	228.2	1.3203	195.08	-308.58
419	35.0	196.6	.8091	375.38	-91.29
420	40.0	210.4	.7970	452.43	-80.38
421	45.0	221.1	.7963	522.98	-76.46
422	50.0	236.2	.8207	590.50	-78.01
423	55.0	259.9	.7981	680.54	-53.83
424	60.0	293.2	.8216	766.54	-39.38
425	65.0	335.5	.8579	857.64	-23.77
426					
427	ISOBARE P=72.8 kPa (Tev=90.0°C)				
428	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
429	.0	377.0	.8579	123.75	17.73
430	10.0	325.3	1.8042	-90.65	-430.24
431	20.0	286.0	1.5855	54.52	-377.94
432	30.0	257.0	1.4286	191.60	-341.20
433	35.0	221.9	.8874	377.36	-102.20
434	40.0	236.2	.8766	454.52	-92.68

435	45.0	246.7	.8746	525.29	-.89.60
436	50.0	261.1	.8968	592.72	-92.27
437	55.0	283.6	.8699	682.88	-68.23
438	60.0	315.8	.8905	768.60	-55.08
439	65.0	357.3	.9249	859.53	-41.21
440					
441	ISOBARE P=105.1 kPa (Tev=100.0°C)				
442	X (%)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	EX (kJ/kg)	G (kJ/kg)
443	.0	418.9	.9249	145.70	20.34
444	10.0	361.6	1.9454	-96.48	-476.79
445	20.0	318.4	1.7084	50.24	-417.86
446	30.0	285.8	1.5369	188.13	-376.45
447	35.0	247.2	.9657	379.38	-114.55
448	40.0	262.1	.9563	456.71	-106.53
449	45.0	272.4	.9529	527.67	-104.36
450	50.0	286.0	.9728	594.98	-108.18
451	55.0	307.4	.9417	685.25	-84.24
452	60.0	338.4	.9594	770.67	-72.37
453	65.0	379.2	.9918	861.43	-60.28
454					

ANNEXE II

**LISTING DU PROGRAMME DE CALCUL
DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES
DES SOLUTIONS DE NH₃-H₂O**

the 1990s, the government has been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

As a result of the 1990s reforms, the government has been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.

The government has also been able to reduce the number of people who are uninsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000. The government has also been able to reduce the number of people who are underinsured from 10.5 million in 1990 to 6.5 million in 2000.


```

1 C      CALCUL DES PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES SOLUTIONS H2O-NH3
2
3
4 C      LECTURE DES DONNEES
5
6      REAL T(30),P(30),FHL(30),FSL(30),EX(30),X(30),Ho(30),
7      * So(30),FSV(30),FHV(30),GL(30),GV(30),EXL(30),EXV(30),
8      * H(30),S(30),G(30)
9      OPEN(1,FILE='FPROP H2O-NH3')
10     WRITE(*,*)'CONDITIONS DE REFERENCE:To(°C),Po(bar),Xoa,Xob'
11     READ(*,*)to,Po,XOA,XOB
12     WRITE(1,102)
13 102   FORMAT(/,2x,'PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES SOLUTIONS
14     * H2O-NH3')
15     WRITE(1,56)to,Po,XOA,XOB
16 56   FORMAT(/,2x,'CONDITIONS DE REFERENCE:To(°C)=' ,f5.1,2x,'Po(bar)='
17     * ,f3.1,2x,'Xoa=' ,f4.2,2x,'Xob=' ,f4.2)
18
19 C      CALCUL SUR LES ISOTHERMES
20
21     To=to+273
22     Xo=XOB
23     RHAO=84.0
24     SAO=3.78
25     RHXO=-21.0
26     SXO=4.38
27     WRITE(1,57)RHAO,SAO,RHXO,SXO
28 57   FORMAT(2x,'HAO=' ,f6.1,2x,'SAO=' ,f6.4,2x,'HXO=' ,f6.1,2x,'SXO=' ,
29     * f6.4)
30     DO 2 i=1,7
31     IF(i.LT.4)THEN
32     T(i)=273+200-50*(i-1)
33     GOTO 61
34     ELSE
35     ENDIF
36     IF(i.LE.5)THEN
37     T(i)=273.0+60.0-(i-4)*40.0
38     GOTO 61
39     ELSE
40     ENDIF
41     IF(i.GT.5)THEN
42     T(i)=273+0.0-(i-6)*40.0
43     GOTO 61
44     ELSE
45     ENDIF
46 61   WRITE(1,6)T(i)
47 6    FORMAT(/,2x,'ISOTHERME T(K)=' ,f5.1,/,3x,'X',4x,
48     * 'H(kJ/kg)',4x,'S(kJ/kgK)',3x,'EX(kJ/kg)',3x,'G(kJ/kg)')
49     IF(i.EQ.1)THEN
50     KK=3
51     GOTO 65
52     ELSE
53     ENDIF
54     IF(i.EQ.2)THEN
55     KK=5
56     GOTO 65
57     ELSE
58     ENDIF
59     IF(i.EQ.3)THEN
60     KK=9
61     GOTO 65
62     ELSE

```

```

63     ENDIF
64     IF (i.GT.3) THEN
65     KK=11
66     GOTO 65
67     ELSE
68     ENDIF
69 65   DO 3 j=1, KK
70     X(j)=(j-1)*0.1
71     XA=X(j)
72     TC=T(i)-273
73     H(j)=HT(TC, XA)
74 18   S(j)=ST(TC, XA)
75     Ho(j)=(1-X(j)/Xo)*RHAO+(X(j)/Xo)*RHXO
76     So(j)=(1-X(j)/Xo)*SAO+(X(j)/Xo)*SXO
77     EX(j)=H(j)-Ho(j)-To*(S(j)-So(j))
78     G(j)=H(j)-T(i)*S(j)
79     WRITE(1,4) X(j), H(j), S(j), EX(j), G(j)
80 4    FORMAT(2x, f3.1, 3x, f7.1, 5x, f6.4, 7x, f8.2, 5x, f8.2)
81 3    CONTINUE
82 2    CONTINUE
83
84 C    CALCUL SUR UNE ISOBARE
85
86     DO 7 i=1, 7
87     IF (i.LT.3) THEN
88     P(i)=50-(i-1)*30
89     GOTO 71
90     ELSE
91     ENDIF
92     IF (i.LE.4) THEN
93     P(i)=15-(i-3)*5
94     GOTO 71
95     ELSE
96     ENDIF
97     IF (i.LE.6) THEN
98     P(i)=6-(i-5)*5
99     GOTO 71
100    ELSE
101    ENDIF
102    IF (i.EQ.7) THEN
103    P(i)=0.1
104    GOTO 71
105    ELSE
106    ENDIF
107 71   WRITE(1,9) P(i)
108 9    FORMAT(/, 2x, 'ISOBARE P(bar)=', f5.1, /, 3x, 'X', 6x,
109 *   'HL', 7x, 'SL', 8x, 'EXL', 5x, 'HV',
110 *   6x, 'SV', 7x, 'EXV')
111     DO 8 j=1, 11
112     XA=X(j)
113     PE=P(i)
114     FHL(j)=HL(PE, XA)
115     FHV(j)=HV(PE, XA)
116     FSL(j)=SL(PE, XA)
117     FSV(j)=SV(PE, XA)
118     Ho(j)=(1-X(j)/Xo)*RHAO+(X(j)/Xo)*RHXO
119     So(j)=(1-X(j)/Xo)*SAO+(X(j)/Xo)*SXO
120     EXL(j)=FHL(j)-Ho(j)-To*(FSL(j)-So(j))
121     EXV(j)=FHV(j)-Ho(j)-To*(FSV(j)-So(j))
122 8    CONTINUE
123     DO 35 jj=1, 11
124     WRITE(1,10) X(jj), FHL(jj), FSL(jj), EXL(jj), FHV(jj), FSV(jj),

```

```
125      * EXV(jj)
126 10    FORMAT(2x,f3.1,3x,f6.1,3x,f5.2,2x,f8.2,3x,f6.1,2x,f5.2,2x,f8.2)
127 35    CONTINUE
128 7     CONTINUE
129      PAUSE
130      END
131
132
133 C
134 C-----
135
136      FUNCTION HT(T,X)
137      IF (T.EQ.200.0) THEN
138      HT=800-195*X+350*X**2
139      GOTO 1985
140      ELSE
141      ENDIF
142      IF (T.EQ.150.0) THEN
143      HT=623.0714-170.5952*X-671.4286*X**2+2416.6667*X**3
144      GOTO 1985
145      ELSE
146      ENDIF
147      IF (T.EQ.100.0) THEN
148      HT=413.5152-436.6739*X+627.5974*X**2+315.6565*X**3
149      GOTO 1985
150      ELSE
151      ENDIF
152      IF (T.EQ.60.0) THEN
153      HT=247.7832+-566.6861*X+959.6154*X**2+2.5253*X**3
154      GOTO 1985
155      ELSE
156      ENDIF
157      IF (T.EQ.20.0) THEN
158      HT=78.8881-681.7366*X+1214.7436*X**2-169.5804*X**3
159      GOTO 1985
160      ELSE
161      ENDIF
162      IF (T.EQ.0.0) THEN
163      HT=4.007-813.7529*X+1487.9371*X**2-329.2541*X**3
164      GOTO 1985
165      ELSE
166      ENDIF
167      IF (T.EQ.-40.0) THEN
168      HT=7.2382-1849.766*X+3230.412*X**2-1232.3236*X**3
169      GOTO 1985
170      ELSE
171      ENDIF
172 1985   RETURN
173      END
174
175 C-----
176
177
178      FUNCTION ST(T,X)
179      IF (T.EQ.200.0) THEN
180      ST=5.9+3.3*X-4*X**2
181      GOTO 1986
182      ELSE
183      ENDIF
184      IF (T.EQ.150.0) THEN
185      ST=5.4203+3.181*X-5.7857*X**2+8.3334*X**3
186      GOTO 1986
```

```
187     ELSE
188     ENDIF
189     IF (T.EQ.100.0) THEN
190     ST=4.8758+2.6292*X-2.4686*X**2+2.6768*X**3
191     GOTO 1986
192     ELSE
193     ENDIF
194     IF (T.EQ.60.0) THEN
195     ST=4.4367+1.76*X+0.2855*X**2+0.237*X**3
196     GOTO 1986
197     ELSE
198     ENDIF
199     IF (T.EQ.20.0) THEN
200     ST=3.8962+1.2055*X+1.4825*X**2-0.4779*X**3
201     GOTO 1986
202     ELSE
203     ENDIF
204     IF (T.EQ.0.0) THEN
205     ST=3.5693+1.0063*X+1.9138*X**2-0.676*X**3
206     GOTO 1986
207     ELSE
208     ENDIF
209     IF (T.EQ.-40.0) THEN
210     ST=3.8581-4.5464*X+10.9578*X**2-5.1768*X**3
211     GOTO 1986
212     ELSE
213     ENDIF
214 1986    RETURN
215        END
216
217 C-----
218
219
220     FUNCTION HL(P,X)
221     IF (P.EQ.50.0) THEN
222     HL=1137.5315-1599.7591*X+906.0605*X**2+355.8664*X**3
223     GOTO 1987
224     ELSE
225     ENDIF
226     IF (P.EQ.20.0) THEN
227     HL=890.951-1687.6379*X+1125.0582*X**2+268.4538*X**3
228     GOTO 1987
229     ELSE
230     ENDIF
231     IF (P.EQ.15.0) THEN
232     HL=832.4336-1757.2338*X+1317.1328*X**2+146.4647*X**3
233     GOTO 1987
234     ELSE
235     ENDIF
236     IF (P.EQ.10.0) THEN
237     HL=760.1678-1817.6223*X+1462.3542*X**2+68.7646*X**3
238     GOTO 1987
239     ELSE
240     ENDIF
241     IF (P.EQ.6.0) THEN
242     HL=658.6504-1773.6169*X+1425.874*X**2+88.9666*X**3
243     GOTO 1987
244     ELSE
245     ENDIF
246     IF (P.EQ.1.0) THEN
247     HL=405.035-1854.425*X+1873.7179*X**2-224.7474*X**3
248     GOTO 1987
```



```
249     ELSE
250     ENDIF
251     IF (P.EQ.0.1) THEN
252     HL=203.7902-1907.3621*X+2123.2517*X**2-377.4281*X**3
253     GOTO 1987
254     ELSE
255     ENDIF
256 1987  RETURN
257     END
258
259 C-----
260
261
262     FUNCTION HV(P,X)
263     IF (P.EQ.50.0) THEN
264     HV=2836.1259-627.2126*X-1680.5645*X**2+3338.9652*X**3-
265     * 2176.5727*X**4
266     GOTO 1988
267     ELSE
268     ENDIF
269     IF (P.EQ.20.0) THEN
270     HV=2815.958-650.746*X-1580.3606*X**2+3145.6864*X**3-
271     * 2045.4539*X**4
272     GOTO 1988
273     ELSE
274     ENDIF
275     IF (P.EQ.15.0) THEN
276     HV=2798.2867-606.8202*X-1668.4433*X**2+3200.6591*X**3-
277     * 2048.3676*X**4
278     GOTO 1988
279     ELSE
280     ENDIF
281     IF (P.EQ.10.0) THEN
282     HV=2790.8951-852.7079*X-938.2278*X**2+2453.7673*X**3-
283     * 1783.2162*X**4
284     GOTO 1988
285     ELSE
286     ENDIF
287     IF (P.EQ.6.0) THEN
288     HV=2759.4476-711.0801*X-1291.4329*X**2+2675.6009*X**3-
289     * 1777.3886*X**4
290     GOTO 1988
291     ELSE
292     ENDIF
293     IF (P.EQ.1.0) THEN
294     HV=2677.5664-757.333*X-963.7814*X**2+1930.2631*X**3-
295     * 1255.8269*X**4
296     GOTO 1988
297     ELSE
298     ENDIF
299     IF (P.EQ.0.1) THEN
300     HV=2583.7622-740.2448*X-914.8596*X**2+1768.0642*X**3-
301     * 1124.7081*X**4
302     GOTO 1988
303     ELSE
304     ENDIF
305 1988  RETURN
306     END
307
308 C-----
309
310
```

```
311      FUNCTION SL(P,X)
312      IF (P.EQ.50.0) THEN
313      SL=6.4653+1.3769*X-7.8535*X**2+12.5*X**3-5.3322*X**4
314      GOTO 1989
315      ELSE
316      ENDIF
317      IF (P.EQ.20.0) THEN
318      SL=5.9772+1.0825*X-8.4205*X**2+14.1317*X**3-6.2063*X**4
319      GOTO 1989
320      ELSE
321      ENDIF
322      IF (P.EQ.15.0) THEN
323      SL=5.8645+0.7687*X-7.5615*X**2+12.939*X**3-5.6236*X**4
324      GOTO 1989
325      ELSE
326      ENDIF
327      IF (P.EQ.10.0) THEN
328      SL=5.7052+0.1511*X-5.3974*X**2+9.9145*X**3-4.1958*X**4
329      GOTO 1989
330      ELSE
331      ENDIF
332      IF (P.EQ.6.0) THEN
333      SL=5.4949-0.0038*X-5.4371*X**2+10.4546*X**3-4.5455*X**4
334      GOTO 1989
335      ELSE
336      ENDIF
337      IF (P.EQ.1.0) THEN
338      SL=4.8605-0.5672*X-4.7622*X**2+10.3302*X**3-4.662*X**4
339      GOTO 1989
340      ELSE
341      ENDIF
342      IF (P.EQ.0.1) THEN
343      SL=4.1975-2.0001*X-1.262*X**2+6.4122*X**3-2.8263*X**4
344      GOTO 1989
345      ELSE
346      ENDIF
347 1989  RETURN
348      END
349
350  C-----
351
352
353      FUNCTION SV(P,X)
354      IF (P.EQ.50.0) THEN
355      SV=9.5368+2.0556*X+4.2108*X**2-26.9974*X**3+42.6719*X**4-
356      * 22.1154*X**5
357      GOTO 1981
358      ELSE
359      ENDIF
360      IF (P.EQ.20.0) THEN
361      SV=9.8959+2.021*X+1.9176*X**2-16.3754*X**3+26.5444*X**4-
362      * 14.1026*X**5
363      GOTO 1981
364      ELSE
365      ENDIF
366      IF (P.EQ.15.0) THEN
367      SV=9.9632+2.5049*X-0.206*X**2-12.1541*X**3+22.589*X**4-
368      * 12.6603*X**5
369      GOTO 1981
370      ELSE
371      ENDIF
372      IF (P.EQ.10.0) THEN
```

```
373      SV=10.1068+2.1585*X+2.1702*X**2-18.2101*X**3+28.897*X**4
374      * -14.9038*X**5
375      GOTO 1981
376      ELSE
377      ENDIF
378      IF (P.EQ.6.0) THEN
379      SV=10.2809+1.9277*X+3.2902*X**2-19.799*X**3+29.4873*X**4-
380      * 14.7436*X**5
381      GOTO 1981
382      ELSE
383      ENDIF
384      IF (P.EQ.1.0) THEN
385      SV=10.8535+2.348*X+1.2942*X**2-14.7364*X**3+23.2664*X**4-
386      * 11.859*X**5
387      GOTO 1981
388      ELSE
389      ENDIF
390      IF (P.EQ.0.1) THEN
391      SV=11.6554+1.8011*X+5.0316*X**2-25.3977*X**3+36.4655*X**4-
392      * 17.6282*X**5
393      GOTO 1981
394      ELSE
395      ENDIF
396 1981  RETURN
397      END
398
399
400 C-----
```

1
2 PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES SOLUTIONS H2O-NH3
3
4 CONDITIONS DE REFERENCE: To (°C)= 20.0; Po (bar)=1.0; Xoa=0.00; Xob=0.34
5 HAO= 84.0 (kJ/kg) SAO=3.7800 (kJ/kgK)
6 HXo=-21.0 (kJ/kg) SXo=4.3800 (kJ/kgK)
7
8 *ISOTHERMES D'EQUILIBRE (LIQUIDE)
9
10 ISOTHERME T(K)=473.0
11 X H(kJ/kg) S(kJ/kgK) EX(kJ/kg) G(kJ/kg)
12 .0 800.0 5.9000 94.84 -1990.70
13 .1 784.0 6.1900 76.46 -2143.87
14 .2 775.0 6.4000 88.52 -2252.20
15
16 ISOTHERME T(K)=423.0
17 X H(kJ/kg) S(kJ/kgK) EX(kJ/kg) G(kJ/kg)
18 .0 623.1 5.4203 58.46 -1669.72
19 .1 601.7 5.6889 41.00 -1804.68
20 .2 581.4 5.8917 43.87 -1910.78
21 .3 576.7 6.0789 66.90 -1994.66
22 .4 602.1 6.3003 109.97 -2062.97
23
24 ISOTHERME T(K)=373.0
25 X H(kJ/kg) S(kJ/kgK) EX(kJ/kg) G(kJ/kg)
26 .0 413.5 4.8758 8.45 -1405.16
27 .1 376.4 5.1167 -16.63 -1532.09
28 .2 -353.8 5.3243 -17.50 -1632.16
29 .3 347.5 5.5147 3.03 -1709.45
30 .4 359.5 5.7038 42.14 -1768.06
31 .5 391.5 5.9078 97.02 -1812.09
32 .6 445.6 6.1428 164.85 -1845.64
33 .7 523.6 6.4248 242.84 -1872.80
34 .8 627.5 6.7698 328.16 -1897.67
35
36 ISOTHERME T(K)=333.0
37 X H(kJ/kg) S(kJ/kgK) EX(kJ/kg) G(kJ/kg)
38 .0 247.8 4.4367 -28.63 -1229.64
39 .1 200.7 4.6158 -45.59 -1336.35
40 .2 172.9 4.8020 -45.42 -1426.22
41 .3 164.2 4.9968 -28.54 -1499.72
42 .4 174.8 5.2015 4.65 -1557.31
43 .5 204.7 5.4177 53.75 -1599.43
44 .6 253.8 5.6467 118.37 -1626.56
45 .7 322.2 5.8899 198.10 -1639.15
46 .8 409.9 6.1488 292.54 -1637.66
47 .9 516.9 6.4247 401.28 -1622.54
48 1.0 643.2 6.7192 523.93 -1594.26
49
50 ISOTHERME T(K)=293.0
51 X H(kJ/kg) S(kJ/kgK) EX(kJ/kg) G(kJ/kg)
52 .0 78.9 3.8962 -39.16 -1062.70
53 .1 22.7 4.0311 -52.29 -1158.42
54 .2 -10.2 4.1928 -49.99 -1238.71
55 .3 -20.9 4.3784 -32.44 -1303.75
56 .4 -10.3 4.5850 .18 -1353.71
57 .5 20.5 4.8098 47.71 -1388.77
58 .6 70.5 5.0500 109.95 -1409.12
59 .7 138.7 5.3026 186.74 -1414.92
60 .8 224.1 5.5647 277.89 -1406.35
61 .9 325.6 5.8336 383.24 -1383.60
62 1.0 442.3 6.1063 502.59 -1346.83

63

ISOTHERME T(K)=273.0

X	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
65				
66	.0	4.0	3.5693	-18.26
67	.1	-62.8	3.6884	-37.39
68	.2	-101.9	3.8417	-38.76
69	.3	-115.1	4.0252	-23.17
70	.4	-104.5	4.2348	8.61
71	.5	-72.0	4.4664	55.78
72	.6	-19.7	4.7160	117.57
73	.7	50.5	4.9796	193.17
74	.8	136.7	5.2531	281.81
75	.9	236.8	5.5323	382.69
76	1.0	348.9	5.8134	495.03

77

ISOTHERME T(K)=233.0

X	H(kJ/kg)	S(kJ/kgK)	EX(kJ/kg)	G(kJ/kg)
78				
79				
80	.0	7.2	3.8581	-99.65
81	.1	-146.7	3.5079	-68.34
82	.2	-243.4	3.3457	-34.94
83	.3	-290.2	3.3406	2.28
84	.4	-294.7	3.4615	45.01
85	.5	-264.1	3.6772	94.96
86	.6	-205.9	3.9569	153.85
87	.7	-127.4	4.2693	223.37
88	.8	-36.1	4.5835	305.23
89	.9	60.7	4.8683	401.15
90	1.0	155.6	5.0927	512.82

91

92

*ISOBARES D'EQUILIBRE:LIQUIDE (HL, SL, EXL)
VAPEUR (HV, SV, EXV)

95

ISOBARE P(bar)= 50.0

X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
96						
97						
98	.0	1137.5	6.47	266.74	9.54	1065.38
99	.1	987.0	6.54	177.93	9.76	1005.72
100	.2	856.7	6.52	135.61	9.96	936.67
101	.3	748.8	6.47	125.56	10.10	882.58
102	.4	665.4	6.42	137.33	10.17	848.15
103	.5	608.7	6.42	164.19	10.22	826.17
104	.6	580.7	6.47	203.17	10.27	805.30
105	.7	583.7	6.59	255.06	10.31	777.83
106	.8	619.8	6.76	324.39	10.29	747.52
107	.9	691.1	6.96	419.45	10.05	737.27
108	1.0	799.7	7.16	552.27	9.36	797.01

109

ISOBARE P(bar)= 20.0

X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
110						
111						
112	.0	891.0	5.98	163.17	9.90	940.00
113	.1	733.7	6.01	77.51	10.10	883.88
114	.2	600.6	5.96	43.01	10.28	820.06
115	.3	493.2	5.88	42.98	10.41	767.05
116	.4	413.1	5.81	65.10	10.50	729.68
117	.5	362.0	5.79	101.41	10.56	704.09
118	.6	341.4	5.84	148.32	10.61	682.68
119	.7	353.0	5.97	206.60	10.64	659.07
120	.8	398.3	6.15	281.38	10.61	633.04
121	.9	479.1	6.36	382.17	10.42	615.53
122	1.0	596.8	6.56	522.82	9.90	633.54

123

ISOBARE P(bar)= 15.0

124

125	X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
126	.0	832.4	5.86	137.68	2798.3	9.96	902.61
127	.1	670.0	5.88	53.86	2723.9	10.20	840.97
128	.2	534.8	5.81	21.14	2632.5	10.39	776.73
129	.3	427.8	5.72	23.58	2535.9	10.52	724.80
130	.4	349.7	5.65	49.19	2441.0	10.60	688.23
131	.5	301.4	5.62	89.95	2349.8	10.66	662.61
132	.6	283.9	5.67	141.78	2259.4	10.71	640.54
133	.7	298.0	5.79	204.57	2162.0	10.74	616.05
134	.8	344.6	5.96	282.14	2044.8	10.72	589.12
135	.9	424.6	6.17	382.31	1890.1	10.54	570.06
136	1.0	538.8	6.39	516.80	1675.3	10.04	583.98

137

138 ISOBARE P(bar)= 10.0

139	X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
140	.0	760.2	5.71	112.08	2790.9	10.11	853.14
141	.1	593.1	5.68	36.21	2698.5	10.33	778.28
142	.2	455.7	5.59	5.91	2599.6	10.52	705.64
143	.3	348.3	5.50	8.60	2502.4	10.66	651.59
144	.4	271.5	5.43	34.64	2411.1	10.74	618.41
145	.5	225.5	5.41	77.34	2325.3	10.79	599.49
146	.6	210.9	5.45	132.95	2240.4	10.84	584.56
147	.7	228.0	5.56	200.69	2147.8	10.87	564.98
148	.8	277.2	5.73	282.72	2034.2	10.85	538.95
149	.9	358.9	5.94	384.16	1882.3	10.69	516.71
150	1.0	473.7	6.18	513.05	1670.5	10.22	525.88

151

152 ISOBARE P(bar)= 6.0

153	X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
154	.0	658.7	5.49	72.18	2759.4	10.28	770.68
155	.1	495.6	5.45	4.87	2677.9	10.49	710.61
156	.2	361.7	5.35	-18.04	2584.1	10.68	642.99
157	.3	257.3	5.25	-9.61	2487.7	10.82	587.68
158	.4	183.0	5.18	20.31	2394.1	10.92	549.87
159	.5	139.4	5.16	65.07	2304.4	10.97	525.32
160	.6	127.0	5.20	121.20	2215.5	11.02	505.53
161	.7	146.3	5.32	188.44	2119.9	11.05	482.89
162	.8	197.9	5.50	269.72	2006.0	11.04	455.92
163	.9	282.2	5.73	371.17	1857.8	10.89	434.41
164	1.0	399.9	5.96	502.11	1655.1	10.44	444.62

165

166 ISOBARE P(bar)= 1.0

167	X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
168	.0	405.0	4.86	4.45	2677.6	10.85	521.03
169	.1	238.1	4.77	-52.21	2594.0	11.09	451.13
170	.2	107.3	4.63	-61.09	2501.0	11.29	381.61
171	.3	11.3	4.50	-36.77	2405.6	11.44	326.09
172	.4	-51.3	4.41	9.43	2311.8	11.53	287.18
173	.5	-81.8	4.39	69.47	2220.7	11.59	260.61
174	.6	-81.6	4.43	138.60	2130.4	11.64	239.43
175	.7	-52.0	4.55	215.34	2035.7	11.67	218.15
176	.8	5.6	4.74	301.49	1928.8	11.66	196.91
177	.9	89.9	4.96	402.12	1798.5	11.53	185.70
178	1.0	199.6	5.20	525.61	1630.9	11.17	208.47

179

180 ISOBARE P(bar)= 0.1

181	X	HL	SL	EXL	HV	SV	EXV
182	.0	203.8	4.20	-2.54	2583.8	11.66	192.27
183	.1	33.9	3.99	-29.33	2502.2	11.86	132.25
184	.2	-95.8	3.79	-18.63	2411.5	12.07	64.72
185	.3	-187.5	3.63	18.99	2318.0	12.22	10.18
186	.4	-243.6	3.53	74.97	2225.7	12.31	-26.83

187	.5	-266.3	3.51	142.72	2135.6	12.37	-51.51
188	.6	-257.8	3.56	217.66	2046.4	12.42	-72.62
189	.7	-220.4	3.70	297.18	1953.7	12.46	-96.24
190	.8	-156.5	3.92	380.65	1850.6	12.47	-119.64
191	.9	-68.1	4.20	469.45	1727.5	12.35	-125.03
192	1.0	42.3	4.52	566.93	1572.0	11.93	-73.38
193							



ANNEXE III

LISTING DU LOGICIEL ABS-EXAN

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions and activities related to the business.

2. It then goes on to describe the various methods and techniques used to collect and analyze data, including surveys, interviews, and focus groups.

3. The next section covers the process of identifying and defining the research objectives and questions, as well as the selection of appropriate samples and data sources.

4. Finally, the document concludes with a discussion of the ethical considerations and best practices for conducting research, emphasizing the need for transparency and integrity throughout the process.

5. The overall goal of this document is to provide a comprehensive overview of the research process, from the initial planning and design stages to the final analysis and reporting of results.

6. By following the guidelines and best practices outlined in this document, researchers can ensure that their studies are conducted in a rigorous and ethical manner, leading to more reliable and valid findings.

7. The document also highlights the importance of ongoing communication and collaboration between researchers and stakeholders throughout the research process, as well as the need for flexibility and adaptability in response to changing circumstances.

8. In addition, the document provides a detailed overview of the various methods and techniques used in research, including both quantitative and qualitative approaches, and discusses the strengths and limitations of each.

9. The document also covers the process of data collection and analysis, including the use of statistical software and the interpretation of results, and provides a detailed overview of the various types of data and the methods used to analyze them.

10. Finally, the document discusses the importance of reporting research results in a clear and concise manner, and provides a detailed overview of the various formats and styles used in research reports, as well as the key elements that should be included in each.

11. The document also covers the process of peer review and the importance of maintaining high standards of academic integrity and ethical conduct throughout the research process, and provides a detailed overview of the various ethical considerations and best practices for conducting research.

12. In conclusion, this document provides a comprehensive overview of the research process, from the initial planning and design stages to the final analysis and reporting of results, and is an essential resource for anyone involved in research.

13. By following the guidelines and best practices outlined in this document, researchers can ensure that their studies are conducted in a rigorous and ethical manner, leading to more reliable and valid findings.

14. The document also highlights the importance of ongoing communication and collaboration between researchers and stakeholders throughout the research process, as well as the need for flexibility and adaptability in response to changing circumstances.

15. In addition, the document provides a detailed overview of the various methods and techniques used in research, including both quantitative and qualitative approaches, and discusses the strengths and limitations of each.

```

1
2 C OBJ:ANALYSE ENTHALPIQUE ET EXERGETIQUE D'UNE PACA TYPE II, multi-étagé
3   AU MELANGEUR QUI OPERE AVEC H2O-LiBr
4
5 C LECTURE DES DONNEES
6
7   REAL Mev(90),MTE(90)
8   DIMENSION Tev(90),Pev(90),TSae(90),TSas(90),TSai(90),TSaet(90),
9   * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
10  * Sab(90),Sev(90),ST(90),SIS(90),SIE(90),SAS(90),SIST(90),Y(90)
11  * ,Z(90),U(10),SIES(10),VPOPT(90,90),COPE(90,90),RENDEX(90,90),
12  * COUTA(90,90),TERE1(90,90),TERE2(90,90),COUCHA(90,90),IST(20,20),
13  * Q(10),B(10),COURRA(20,20),SEae(30),SEas(30),SEai(30),SEee(30),
14  * SEes(30),TETEV(30),TETAB(30),EXDMEL(30),EXEV(30),EXAB(30),
15  * SEA(30),SEE(30),SES(30),EXMELA(30),HA(30),HE(30),HS(30),XEV(30)
16  OPEN(2,FILE='PACA-ANALEXERG')
17  WRITE(2,1954)
18 1954  FORMAT(/,13x,'MEILLEURS SYSTEMES ENTRE UN REJET A Tr ET UN',/,
19  * 17x,'PROCEDE A Tp POUR UNE PACA II-PURE')
20  WRITE(2,30)
21  WRITE(*,*)'environnement:Tenv,DTenv,To'
22  READ(*,*)Tenv,DTenv,To
23  WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
24  READ(*,*)D,DTab
25  WRITE(*,*)'region adiabatique aux absorbeurs % ADab'
26  READ(*,*)ADab
27  WRITE(*,*)'duree de vie'
28  READ(*,*)NV
29  WRITE(*,*)'procédé:Qp'
30  READ(*,*)Qp
31 51  FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
32 52  FORMAT(2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
33  * f5.2,3x,'hei=',f5.2)
34  DTr=10.0
35  DTp=10.0
36  WRITE(*,*)'DT'
37  READ(*,*)DT
38  DTei=5.0
39  hev=1.5
40  hcd=1.5
41  hab=3.0
42  hde=3.0
43  hei=0.8
44 30  FORMAT(/,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
45  WRITE(2,65)
46  WRITE(2,66)Tenv,DTenv,To
47  WRITE(2,67)
48  WRITE(2,68)DT,D,DTab,DTei
49 63  FORMAT(/,2x,'PROCEDE')
50 64  FORMAT(2x,'Tp(°C)=',f5.1,5x,'DTp(°C)=',f4.1,5x,'Qp(MW)=',f5.2)
51 65  FORMAT(2x,'ENVIRONNEMENT')
52 66  FORMAT(2x,'Tenv(°C)=',f5.1,5x,'DTenv(°C)=',f4.1,5x,'To(°C)=',
53  * f5.1)
54 67  FORMAT(2x,'PINCEMENTS THERMIQUES(°C)')
55 68  FORMAT(2x,'DT=',f4.1,5x,'D=',f4.1,5x,'DTab=',f4.1,5x,
56  * 'DTei=',f4.1)
57 69  FORMAT(/,2x,'PACA AVEC CONCENTRATIONS(%):',
58  * 2x,'Xd=',f4.1,5x,'Xc=',f4.1)
59  WRITE(2,51)
60  WRITE(2,52)hab,hev,hcd,hde,hei
61  WRITE(2,215)ADab
62 215  FORMAT(2x,'REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS=',f5.2,'%')

```

```

63      WRITE (2, 578) NV
64 578  FORMAT (2x, 'VIE UTILE=', i2)
65      WRITE (*, *) 'rejet:Tr'
66      READ (*, *) Tr
67      WRITE (2, 61)
68      WRITE (2, 62) Tr, DTr
69 61   FORMAT (/ , 2x, 'REJET')
70 62   FORMAT (2x, 'Tr (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTr (°C)=' , f4.1)
71      WRITE (*, *) 'procédé:Tp'
72      READ (*, *) Tp
73      WRITE (2, 63)
74      WRITE (2, 64) Tp, DTP, Qp
75      CM=65.0
76      DO 444 m=1, 5
77      Y (m)=40.0+ (m-1) *5.0
78      V=Y (m)
79      DO 555 k=1, 3
80      Z (k)=V+ (k*5.0)
81      W=Z (k)
82      IF (W.GT.CM) THEN
83      VPOPT (m, k)=0.0
84      GOTO 555
85      ELSE
86      ENDIF
87      Xd=V
88      Xc=W
89      WRITE (2, 69) Xd, Xc
90
91 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
92
93      Tm=Tp+DT
94      Tcd=Tenv+DTenv+DT
95      TC=Tcd
96      Pcd=P (Tcd)
97      TSde=TS (TC, Xd)
98      TSds=TS (TC, Xc)
99      TR=Tr-DT
100     IF (TSds.GT.TR) THEN
101     VPOPT (m, k)=0.0
102     GOTO 555
103     ELSE
104     ENDIF
105     I=1
106     Tev (I)=Tr-DTr-DT
107 20   TE=TEv (I)
108     Pev (I)=P (TE)
109     TSas (I)=TS (TE, Xd)
110     TSae (I)=TSas (I) -DT
111     TSAet (I)=TS (TE, Xc)
112     TSai (I)=TSAet (I) -D
113     IF (TSai (I) .GT. Tm) THEN
114     TPM=Tp-DTP+DT
115     IF (TSas (I) .LE. TPM) THEN
116     GOTO 356
117     ELSE
118     GOTO 357
119     ENDIF
120     ELSE
121 356  I=I+1
122     K=I-1
123     Tev (I)=TSas (K) -DT
124     GOTO 20

```



```

125     ENDIF
126 357  IST(m,k)=I
127     WRITE(2,225)
128     WRITE(2,250)
129     WRITE(2,300)Tcd,Pcd,TSde,TSds
130     WRITE(2,115) I
131     WRITE(2,150)
132     DO 1 i=1,I
133     K=i
134     WRITE(2,400) K,TeV(K),TSae(K),TSas(K),TSai(K),Pev(K)
135 1     CONTINUE
136
137 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
138
139     r=Pev(I)/Pev(1)
140     WRITE(2,450)r
141
142 C   CALCUL DE f
143
144     f=Xc/(Xc-Xd)
145     WRITE(2,550)f
146
147 C   CALCUL DES ENTHALPIES
148
149     TC=Tcd
150     Hce=V(TC)
151     Hcs=4.189*TC
152     Hde=H(TSde,Xd)
153     Hds=H(TSds,Xc)
154     WRITE(2,625)
155     WRITE(2,650)
156     WRITE(2,700) Hce,Hcs,Hde,Hds
157     WRITE(2,725)
158     DO 2 i=1,I
159     TV=TeV(i)
160     Hee(i)=4.189*TV
161     Hes(i)=V(TV)
162     TA=TSas(i)
163     Has(i)=H(TA,Xd)
164     TT=TSae(i)
165     Hae(i)=H(TT,Xc)
166 2     CONTINUE
167     WRITE(2,750)
168     DO 3 i=1,I
169     WRITE(2,800) i, Hee(i),Hes(i),Has(i),Hae(i)
170 3     CONTINUE
171
172 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
173
174     qcd=Hce-Hcs
175     qde=Hce+(f-1)*Hds-f*Hde
176     WRITE(2,825)
177     WRITE(2,850)
178     WRITE(2,900) qcd,qde
179     WRITE(2,925)
180     WRITE(2,950)
181     DO 4 i=1,I
182     qev(i)=Hes(i)-Hee(i)
183     qab(i)=Hes(i)+(f-1)*Hae(i)-f*Has(i)
184     WRITE(2,1000) i,qev(i),qab(i)
185 4     CONTINUE
186

```

```

187 C  CALCUL DES DEBITS MASSIQUES D'EAU
188
189     WRITE (2,1125)
190     Mev(1)=1
191     DO 5 i=2,I
192     j=i-1
193     Mev(i)=qab(j)*Mev(j)/(Hes(i)-Hee(i))
194     WRITE(2,1050) i, Mev(i)
195 5   CONTINUE
196
197 C  CALCUL DU DEBIT TOTAL D'EAU
198
199     MTE(1)=1
200     DO 6 i=2,I
201     j=i-1
202     MTE(i)=MTE(j)+Mev(i)
203 6   CONTINUE
204     WRITE(2,1150) MTE(I)
205
206 C  CALCUL DU COP
207
208     COP=(qab(I)*Mev(I))/(qev(1)+MTE(I)*qde+0.02*qab(I)*Mev(I))
209     WRITE(2,1300) COP
210     COPE(m,k)=COP
211
212 C  CALCUL DU REX EXTERNE
213
214     TLab=(DT)/(Log((Tp+273)/(Tp-DT+273)))
215     TLev=(DT)/(Log((Tr+273)/(Tr-DT+273)))
216     TLcd=(DTenv)/(Log((Tenv+DTenv+273.)/(Tenv+273.)))
217     TETAab=1-(To+273)/TLab
218     TETAev=1-(To+273)/TLev
219     TETAcd=1-(To+273)/TLcd
220 9   FORMAT(/,2x,'TEMPERATURES DE CARNOT')
221 11  FORMAT(2x,'TETAab',3x,'TETAev',3x,'TETAcd')
222 13  FORMAT(2x,f6.5,3x,f6.5,3x,f6.5)
223     WRITE(2,9)
224     WRITE(2,11)
225     WRITE(2,13) TETAab, TETAev, TETAcd
226     REX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab)/((qev(1)+MTE(I)*qde)*TETAev
227
228     *      + 0.02*qab(I)*Mev(I))
229     EFEX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab+qcd*MTE(I)*TETAcd)/((qev(1)+MTE(I)*
230
231     *      qde)*TETAev+0.02*qab(I)*Mev(I))
232     EFUX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab-qev(1)*TETAev)/((qde*TETAev-qcd*
233     *      TETAcd)*MTE(I)+0.02*qab(I)*Mev(I))
234     RENDEX(m,k)=REX
235     WRITE(2,1350) REX
236     WRITE(2,1595) EFEX, EFUX
237 1595  FORMAT(/,2x,'EFEX=',f6.5,3x,'EFUX=',f6.5)
238
239
240 C  ANALYSE EXERGETIQUE INTERNE
241
242 C  CALCUL DES ENTROPIES
243
244     SEce=SV(TC)
245     SEcs=SL(TC)
246     SEde=SS(TSde,Xd)
247     SEds=SS(TSds,Xc)
248     TETDE=1-((273+To)/((TSds-TSde)/Log((273+TSds+DTab)/(273+TSde+

```

```

249      * DTab)))
250      TETCD=1-(273+To)/(273+TC)
251      WRITE(2,5001)SEde,SEds,SEce,SEcs,TETCD,TETDE
252 5001  FORMAT(/,2x,'SEPARATEUR-ENTROPIES (kJ/kgK)',/,5x,'Sde',7x,'Sds',
253      * 4x,'Sce',7x,'Scs',4x'TETACD',4x,'TETADE',/,2x,f7.4,2x,f7.4,4x,
254      * f6.4,3x,f6.4,3x,f6.4,3x,f6.4)
255      WRITE(2,5002)
256 5002  FORMAT(/,2x,'MELANGEUR-ENTROPIES (kJ/kgK)',/,3x,'i',4x,'See',5x,
257      * 'Ses',8x,'Sae',7x,'Sas',5x,'TETAEV',3x,'TETAB')
258      DO 5120 i=1,I
259      TV=Tev(i)
260      SEee(i)=SL(TV)
261      SEes(i)=SV(TV)
262      TA=TSas(i)
263      TT=TSae(i)
264      SEae(i)=SS(TT,Xc)
265      SEas(i)=SS(TA,Xd)
266      TETEV(i)=1-((To+273)/(TV+273))
267      TETAB(i)=1-((To+273)/((TSai(i)-TSas(i))/Log((273+TSai(i))/(273+
268      * TSas(i))))))
269      WRITE(2,5003)i,SEee(i),SEes(i),SEae(i),SEas(i),TETEV(i),TETAB(i)
270 5003  FORMAT(2x,i2,f7.4,3x,f7.4,3x,f7.4,3x,f7.4,3x,f6.4,3x,f6.4)
271 5120  CONTINUE
272
273 C ANALYSE EXERGETIQUE DU SEPARATEUR
274
275      EXDcd=MTE(I)*((Hce-Hcs-(273+To)*(SEce-SEcs))-qcd*TETACd)
276      EXDsep=MTE(I)*(qde*TETAev+f*Hde-(f-1)*Hds-Hce-(To+273)*(f*SEde
277      * -(f-1)*SEds-SEce))
278      EXDGsep=MTE(I)*(qde*TETAev-qcd*TETACd+f*Hde-(f-1)*Hds-Hcs-
279      * (273+To)*(f*SEde-(f-1)*SEds-SEcs))
280      WRITE(2,5121)EXDcd,EXDsep,EXDGsep
281 5121  FORMAT(/,2x,'EXERGIE DETRUITE DANS LE SEPARATEUR',/,4x,'EXDcd',
282      * 5x,'EXDsep',5x,'EXDGsep',/,4x,f7.1,4x,f7.1,4x,f7.1,
283      * 5x,f7.1)
284      EXSEP=-MTE(I)*(f*Hde-(f-1)*Hds-Hcs-(To+273)*(f*SEde-(f-1)*SEds-
285      * SEcs))
286      EXQD=MTE(I)*qde*TETAev
287      EXQC=MTE(I)*qcd*TETACd
288      WRITE(2,6120)EXSEP,EXQC,EXQD
289 6120  FORMAT(/,2x,'FLUX D EXERGIE DANS LE DESORBEUR(kJ/kgeau)',/,4x,
290      * 'EXSEP',5x,'EXQCD',5x,'EXQDE',/,4x,f7.1,4x,f7.1,4x,f7.1)
291
292
293 C ANALYSE EXERGETIQUE DU MELANGEUR
294
295      TETEV(I+1)=TETAab
296      WRITE(2,7503)
297 7503  FORMAT(/,2x,'FLUX ET EXERGIE DETRUITE DANS LE MELANGEUR(kJ/kgeau
298      * )',/,3x,'i',4x,'XEV',6x,'EXAB',6x,'EXMELA',6x,'EXDMEL')
299      DO 7501 i=1,I
300      XEV(i)=(Hes(i)-Hee(i)-(273+To)*(SEes(i)-SEee(i)))*Mev(i)
301      IF(i.LT.I)THEN
302      XEV(i)=(Hes(i+1)-Hee(i+1)-(273+To)*(SEes(i+1)-SEee(i+1)))*
303      * Mev(i+1)
304      GOTO 45201
305      ELSE
306      XEV(i)=Mev(i)*qab(i)*TETAab
307      ENDIF
308 45201  WRITE(*,*)XEV(i)
309      EXMELA(i)=(f*Has(i)-(f-1)*Hae(i)-Hee(i)-(To+273)*(f*SEas(i)-(f-1)
310      * SEae(i)-SEee(i)))*Mev(i)

```

```

311      EXAB(I)=EXEV(I)-EXMELA(I)
312      EXDMEL(I)=EXAB(I)-XEV(I)
313      WRITE(2,7502)I,EXEV(I),EXAB(I),EXMELA(I),EXDMEL(I)
314 7502  FORMAT(2X,I2,3X,F7.1,3X,F7.1,3X,F7.1,3X,F7.1)
315 7501  CONTINUE
316      SEA(1)=SEae(1)
317      SEE(1)=SEee(1)
318      SES(1)=SEas(1)
319      HE(1)=Hee(1)
320      HA(1)=Hae(1)
321      HS(1)=Has(1)
322      DO 7512 I=2,I
323          J=I-1
324      SEA(I)=SEA(J)+SEae(I)*Mev(I)
325      SES(I)=SES(J)+SEas(I)*Mev(I)
326      SEE(I)=SEE(J)+SEee(I)*Mev(I)
327      HA(I)=HA(J)+Hae(I)*Mev(I)
328      HS(I)=HS(J)+Has(I)*Mev(I)
329      HE(I)=HE(J)+Hee(I)*Mev(I)
330 7512  CONTINUE
331      EXMELG=f*HS(I)-(f-1)*HA(I)-HE(I)-(273+To)*(f*SES(I)-(f-1)*SEA(I)
332      * -SEE(I))
333      EXREJ=qev(1)*TETAev
334      EXPRO=qab(I)*Mev(I)*TETAab
335      EXDETR=EXREJ-EXMELG-EXPRO
336      WRITE(2,7542)EXREJ,EXMELG,EXPRO,EXDETR
337 7542  FORMAT(/,2X,'BILAN D EXERGIE DANS LE MELANGEUR',/,5X,'EXREJ',7X,
338      * 'EXMELG',7X,'EXPRO',5X,'EXDETR',/,3X,F8.1,4X,F8.1,4X,F8.1,4X,
339      * F8.1)
340      REXSEP=EXSEP/(EXQD-EXQC)
341      REXMEL=(EXPRO-EXREJ)/(-EXMELG)
342      REFEX=REXSEP*REXMEL
343      WRITE(2,7412)REXSEP,REXMEL,REFEX
344 7412  FORMAT(/,2X,'RENDEMENTS EXERGETIQUES DU SEPARATEUR ET MELANGEUR'
345      * ,/,2X,'REXSEP=',F6.4,8X,'REXMEL=',F6.4,8X,'REFEX=',F6.4,/,/,
346      * '*****')
347
348 C IMPRESSIONS
349
350 50    FORMAT(2X,'Tr',5X,'DTr',3X,'Tp',5X,'DTp',3X,'Tenv',5X,'DTenv',
351      * 3X,'DT',3X,'D',3X,'Xd',4X,'Xc')
352 100   FORMAT(2X,F4.1,3X,F4.1,2X,F5.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,
353      * F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1)
354 115   FORMAT(/,2X,'CONDITIONS AU MELANGEUR :NOMBRE D ETAGES=',I2)
355 225   FORMAT(/,2X,'CONDITIONS AU SEPARATEUR')
356 250   FORMAT(2X,'Tcd',5X,'Pcd',5X,'TSde',5X,'TSds')
357 300   FORMAT(2X,F5.1,2X,F6.1,2X,F5.1,2X,F5.1)
358 150   FORMAT(/,3X,'i',5X,'Tev',5X,'TSae',5X,'TSas',
359      * 5X,'TSai',5X,'Pev')
360 400   FORMAT(2X,I2,2X,F5.1,4X,F5.1,4X,F5.1,4X,F5.1,4X,F5.1)
361 450   FORMAT(/,2X,'RAPPORT DE PRESSIONS AU MELANGEUR=',F7.2)
362 550   FORMAT(/,2X,'RAPPORT Xc/(Xc-Xd)=f=',F5.2)
363 625   FORMAT(/,2X,'SEPARATEUR/ENTHALPIES (kJ/kg)')
364 650   FORMAT(2X,'Hce',6X,'Hcs',6X,'Hde',6X,'Hds')
365 700   FORMAT(2X,F6.1,2X,F6.1,2X,F6.1,2X,F6.1,2X,F6.1)
366 725   FORMAT(/,2X,'MELANGEUR/ENTHALPIES (kJ/kg)')
367 750   FORMAT(3X,'i',5X,'Hee',9X,'Hes',9X,'Has',9X,'Hae')
368 800   FORMAT(2X,I2,2X,F6.1,7X,F6.1,7X,F6.1,7X,F6.1)
369 825   FORMAT(/,2X,'SEPARATEUR/FLUX DE CHALEUR (kJ/kgeau)')
370 850   FORMAT(2X,'qcd',8X,'qde')
371 900   FORMAT(2X,F6.1,6X,F6.1)
372 925   FORMAT(/,2X,'MELANGEUR/FLUX DE CHALEUR (kJ/kgeau)')

```



```

373 950      FORMAT(3x,'i',5x,'qev',7x,'qab')
374 1000     FORMAT(2x,i2,2x,f6.1,6x,f6.1)
375 1125     FORMAT(/,2x,'DEBITS MASSIQUE D EAU AU MELANGEUR(SPECIFIQUES)')
376 1050     FORMAT(2x,'Mev(',i1,')=',f6.4)
377 1150     FORMAT(/,2x,'DEBIT MASSIQUE TOTAL D EAU(SPECIFIQUE) MTE=',
378          * f6.4)
379 1300     FORMAT(/,2x,'COP=',f6.4)
380 1350     FORMAT(/,2x,'RENDEMENT EXERGETIQUE=',f6.4)
381 C
382 555      CONTINUE
383 444      CONTINUE
384 C
385 C
386 676      END
387
388 C
389 C-----
390 C
391 C
392          FUNCTION P(T)
393 C          P en bar
394          P=10** (7.05-1596.49/(273+T)-104095.5/((273+T)**2))
395          RETURN
396          END
397
398 C-----
399
400
401          FUNCTION L(T)
402 C          L=(4.189*(T))
403          RETURN
404          END
405
406 C-----
407
408
409          FUNCTION V(T)
410          V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
411          RETURN
412          END
413
414 C-----
415
416
417          FUNCTION H(TS,X)
418          A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
419          * -(1.400261E-4)*X**4
420          B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
421          * (4.80097E-7)*X**4
422          C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
423          * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
424          H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
425          RETURN
426          END
427
428
429 C-----
430
431
432          FUNCTION TS(T,X)
433          D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
434          E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3

```

```
435      TS=T*D+E
436      RETURN
437      END
438
439 C-----
440
441      FUNCTION SL(T)
442      tk=273.0+T
443      SL=-6.1846+0.0326*tk-4.375E-5*tk**2+2.711E-8*tk**3
444      RETURN
445      END
446
447 C-----
448
449
450      FUNCTION SV(T)
451      tk=T+273.0
452      SV=229.1489*tk**(-0.5803)
453      RETURN
454      END
455
456 C-----
457
458
459      FUNCTION SS(TS,X)
460      T=TS+273
461      IF (X.EQ.40) THEN
462      SS=-2.0121+0.0077*T
463      GOTO 1985
464      ELSE
465      ENDIF
466      IF (X.EQ.45) THEN
467      SS=-1.894+0.0072*T
468      GOTO 1985
469      ELSE
470      ENDIF
471      IF (X.EQ.50) THEN
472      SS=-1.7828+0.0068*T
473      GOTO 1985
474      ELSE
475      ENDIF
476      IF (X.EQ.55) THEN
477      SS=-1.6783+0.0063*T
478      GOTO 1985
479      ELSE
480      ENDIF
481      IF (X.EQ.60) THEN
482      SS=-1.567+0.0059*T
483      GOTO 1985
484      ELSE
485      ENDIF
486      IF (X.EQ.65) THEN
487      SS=-1.4453+0.0055*T
488      GOTO 1985
489      ELSE
490      ENDIF
491 1985  RETURN
492      END
493
494 C-----
495
```

1
2 CARACTERISTIQUES D'UN THERMOTRANSFORMATEUR QUI
3 OPERE ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp
4
5 CONDITIONS D OPERATION
6
7 ENVIRONNEMENT
8 Tenv(°C)= 20.0 DTenv(°C)= 5.0 To(°C)= 20.0
9 PINCEMENTS THERMIQUES(°C)
10 DT= 5.0 D= 1.0 DTab= 2.0 DTei= 5.0
11 COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
12 hab= 3.00 hev= 1.50 hcd= 1.50 hde= 3.00 hei= .80
13 REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS= .10%
14 VIE UTILLE=15
15
16 REJET
17 Tr(°C)= 80.0 DTr(°C)=10.0
18
19 PROCEDE
20 Tp(°C)=100.0 DTp(°C)=10.0 Qp(MW)= 1.00
21
22 PACA AVEC CONCENTRATIONS(%): Xd=40.0 Xc=45.0
23
24 CONDITIONS AU SEPARATEUR
25 Tcd(°C) Pcd(kPa) TSde(°C) TSds(°C)
26 30.0 4.4 40.1 46.3
27
28 CONDITIONS AU MELANGEUR :NOMBRE D ETAGES= 5
29
30 i Tev(°C) TSae(°C) TSas(°C) TSai(°C) Pev(k(Pa)
31 1 65.0 71.3 76.3 83.3 26.0
32 2 71.3 77.8 82.8 90.2 34.3
33 3 77.8 84.5 89.5 97.3 45.0
34 4 84.5 91.5 96.5 104.6 59.0
35 5 91.5 98.7 103.7 112.2 77.1
36
37 RAPPORT DE PRESSIONS AU MELANGEUR= 2.96
38
39 RAPPORT Xc/(Xc-Xd)=f= 9.00
40
41 SEPARATEUR/ENTHALPIES (kJ/kg)
42 Hce Hcs Hde Hds
43 2555.4 125.7 82.7 94.2
44
45 MELANGEUR/ENTHALPIES (kJ/kg)
46 i Hee Hes Has Hae
47 1 272.3 2618.8 171.8 152.3
48 2 298.7 2629.6 188.0 167.5
49 3 325.9 2640.5 204.7 183.3
50 4 354.2 2651.4 222.1 199.6
51 5 383.4 2662.5 240.1 216.5
52
53 SEPARATEUR/FLUX DE CHALEUR(kJ/kgeau)
54 qcd qde
55 2429.8 2564.9
56
57 MELANGEUR/FLUX DE CHALEUR(kJ/kgeau)
58 i qev qab
59 1 2346.6 2291.2
60 2 2330.9 2278.1
61 3 2314.5 2264.2
62 4 2297.3 2249.5

```

63      5 2279.2      2233.8
64
65  DEBITS MASSIQUE D EAU AU MELANGEUR(SPECIFIQUES)
66  Mev(2)= .9830
67  Mev(3)= .9675
68  Mev(4)= .9536
69  Mev(5)= .9411
70
71  DEBIT MASSIQUE TOTAL D EAU(SPECIFIQUE) MTE=4.8452
72
73  COP= .1419
74
75  TEMPERATURES DE CARNOT
76  TETAab  TETAev  TETAcd
77  .20917  .16404  .00844
78
79  RENDEMENT EXERGETIQUE= .1784
80
81  EFEX=.21866  EFUX=.02767
82
83  SEPARATEUR-ENTROPIES (kJ/kgK)
84      Sde      Sds      Sce      Scs      TETACD      TETADE
85      .3987      .4046      8.3203      .4307      .0330      .0791
86
87  MELANGEUR-ENTROPIES (kJ/kgK)
88      i      See      Ses      Sae      Sas      TETAEV      TETAB
89      1      .8829      7.8089      .5849      .6775      .1331      .1695
90      2      .9598      7.7257      .6318      .7276      .1490      .1849
91      3 1.0380      7.6421      .6803      .7795      .1648      .2003
92      4 1.1176      7.5582      .7305      .8332      .1805      .2156
93      5 1.1985      7.4740      .7824      .8887      .1962      .2308
94
95  EXERGIE DETRUIITE DANS LE SEPARATEUR(kJ/kgeau)
96      EXDcd      EXDsep      EXDGsep
97      473.0      925.1      1398.1
98
99  FLUX D EXERGIE DANS LE DESORBEUR(kJ/kgeau)
100     EXSEP      EXQCD      EXQDE
101     541.1      99.3      2038.5
102
103  FLUX ET EXERGIE DETRUIITE DANS LE MELANGEUR(kJ/kgeau)
104     i      EXEV      EXAB      EXMELA      EXDMEL
105     1      317.2      418.6      -101.4      76.1
106     2      342.6      444.5      -102.0      77.4
107     3      367.2      470.1      -103.0      79.0
108     4      391.1      495.5      -104.4      81.0
109     5      414.5      520.8      -106.3      81.1
110
111  BILAN D EXERGIE DANS LE MELANGEUR
112     EXREJ      EXMELG      EXPRO      EXDETR
113     384.9      -517.0      439.7      462.2
114
115  RENDEMENTS EXERGETIQUES DU SEPARATEUR ET MELANGEUR
116  REXSEP= .2790      REXMEL= .1060      REFEX= .0296
117
118  *****

```

ANNEXE IV

**ANALYSE ENTROPIQUE D'UN FILM
RUISSELANT EN ECHAUFFEMENT**

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

ANALYSE ENTROPIQUE D'UN FILM RUISSELANT EN ECHAUFFEMENT

Considérons un échangeur de chaleur tubulaire à l'intérieur duquel s'écoule de l'eau à température T_c et avec un nombre de Reynolds Re_c . Sur la surface extérieure il y a un mince film d'eau qui ruisselle avec un nombre de Reynolds Re_f , débit massique m_f et température T_f , comme schématisé ci-dessous. La hauteur de l'échangeur est L et la température de la paroi du tube T_p .

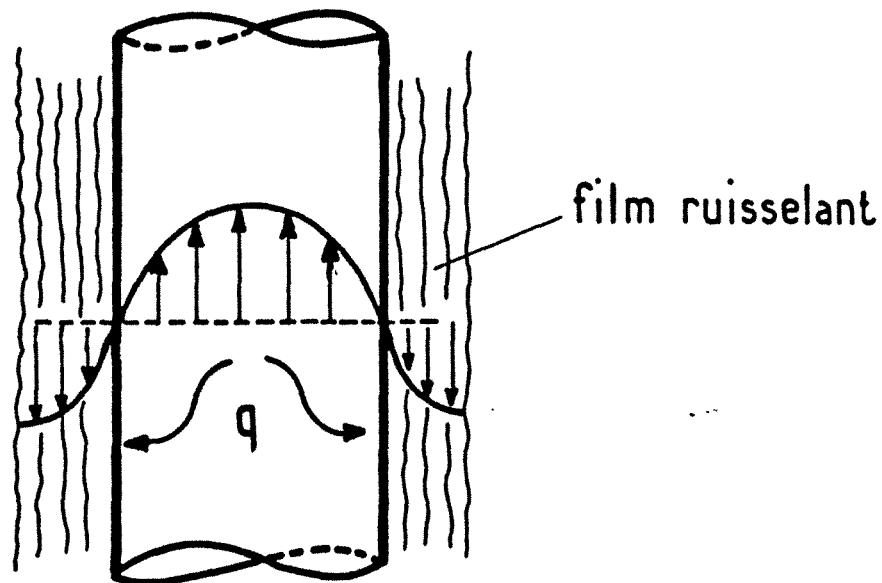


Figure 1 - Echangeur de chaleur tubulaire avec caloporteur et film ruisselant à contre-courant en échauffement

La puissance mécanique dégradée dans le film, W_d , est :

$$W_d = m_f g L \quad (1)$$

Le flux de chaleur spécifique (flux de chaleur par unité de surface) q , transféré au film est

$$q = h_{pf} (T_p - T_f) \quad (2)$$

Donc la production spécifique d'entropie globale dans le film peut être écrite comme :

$$(PSEG)_f = \frac{q \cdot v_f^{2/3}}{k_f g^{1/3} T_f Nu_f} + \frac{T_p \mu_f g Re_f}{T_f \cdot q} \quad (3)$$

avec

$$Nu_f = \frac{h_{pf}}{k_f} (v_f^2/g)^{1/3} = \text{nombre de Nusselt du film}$$

k_f = conductivité thermique du film

v_f = viscosité cinématique du film

g = accélération gravitationnelle

μ_f = viscosité dynamique du film

Pour un film en régime turbulent d'échauffement nous pouvons utiliser la corrélation de Wilke (voir référence 24 de la Partie 1) :

$$Nu_f = 0,0026 Re_f^{2/3} Pr_f^{0,344} \quad (4)$$

avec

Pr_f = nombre de Prandtl du film

Ainsi l'expression de la $(PSEG)_f$ devient :

$$(PSEG)_f = \frac{a}{T_p} Re_f^{2/3} q + \frac{T_p}{T_f} b Re_f q^{-1} \quad (5)$$

avec

$$a = 384,6 v_f^{2/3} g^{-1/3} k_f^{-1} Pr_f^{0,344}$$

$$b = \mu_f g$$

Pour le caloporteur l'expression de la PSEG est :

$$(PSEG)_c = \frac{q}{T_c h_{cp}} + \frac{T_p \cdot \mu_c^3 \cdot Re_c^3 \cdot f}{2 \cdot T_c \cdot \rho_c^2 \cdot d_h^3} q^{-1} \quad (6)$$

avec

h_{cp} = coefficient de transfert de chaleur caloporteur-paroi

μ_c = viscosité dynamique du caloporteur

d_h = diamètre hydraulique

ρ_c = masse spécifique du caloporteur

f = facteur de frottement

Pour le régime turbulent du caloporteur nous pouvons employer les corrélations (voir Le Goff P. "Energétique Industrielle").

$$f/2 = 0,023 Re_c^{-0,20} \quad (7)$$

$$St_c = 0,023 Re_c^{-0,20} \quad (8)$$

avec

St_c : nombre de Stanton du caloporteur.

Ainsi la $(PSEG)_c$ résulte :

$$(PSEG)_c = K_3 \cdot d_h \cdot q \cdot Re^{-0,8} + K_4 d_h^{-3} q^{-1} Re^{2,8}$$

avec

$$K_3 = (0,0023 C_{pc} \mu_c T_c)^{-1} \quad (9)$$

$$K_4 = 0,023 T_p T_c^{-1} \mu_c^3 \rho_c^{-2} \quad (10)$$

et

C_{pc} = chaleur spécifique du caloporteur

ANNEXE V

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES THERMOTRANSFORMATEURS A
ABSORPTION PURE**


```

1
2 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
3 C économiques d une PACA type II multi-étagé au mélangeur,
4 C définition du système optimal pour chaque condition d'opérati-
5 C on, Tr, Tp, Qp
6
7 C LECTURE DES DONNEES
8
9 REAL Mev(90),MTE(90)
10 DIMENSION Tev(90),Pev(90),TSae(90),TSas(90),TSai(90),Tsaet(90),
11 * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
12 * Sab(90),Sev(90),ST(90),SIS(90),SIE(90),SAS(90),SIST(90),Y(90)
13 * ,Z(90),U(10),SIES(10),VPOPT(90,90),COPE(90,90),RENDEX(90,90),
14 * COUTA(90,90),TERE1(90,90),TERE2(90,90),COUCHA(90,90),IST(20,20),
15 * Q(10),B(10),COURRA(20,20),VALO(20,20)
16 OPEN(2,FILE='IIIFall')
17 WRITE(2,1954)
18 1954 FORMAT(/,13x,'MEILLEURS SYSTEMES ENTRE UN REJET A Tr ET UN',/,
19 * 17x,'PROCEDE A Tp POUR UNE PACA II-PURE')
20 WRITE(2,30)
21 WRITE(*,*)'environnement:Tenv,DTenv,To'
22 READ(*,*)Tenv,DTenv,To
23 WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
24 READ(*,*)D,DTab
25 WRITE(*,*)'region adiabatique aux absorbeurs % ADab'
26 READ(*,*)ADab
27 WRITE(*,*)'duree de vie'
28 READ(*,*)NV
29 WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
30 * 2(vr=-0.05)'
31 READ(*,*)vr
32 WRITE(*,*)'cout de l électricité:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
33 * 2(ve=0.50)'
34 READ(*,*)ve
35 DO 7113 ml=1,5
36 IF(ml.EQ.1)THEN
37 B(ml)=0.1
38 GOTO 7650
39 ELSE
40 ENDIF
41 IF(ml.LT.4)THEN
42 B(ml)=(ml-1)*0.5
43 GOTO 7650
44 ELSE
45 B(ml)=(ml-3)*2.5
46 ENDIF
47 7650 Qp=B(ml)
48 51 FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
49 52 FORMAT(2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
50 * f5.2,3x,'hei=',f5.2)
51 DTr=10.0
52 DTP=10.0
53 DT=5.0
54 DTei=5.0
55 hev=1.5
56 hcd=1.5
57 hab=3.0
58 hde=3.0
59 hei=0.8
60 30 FORMAT(/,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
61 WRITE(2,65)
62 WRITE(2,66)Tenv,DTenv,To

```

```

63      WRITE (2, 67)
64      WRITE (2, 68) DT, D, DTab, DTei
65 63    FORMAT (/, 2x, 'PROCEDE')
66 64    FORMAT (2x, 'Tp (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTp (°C)=' , f4.1, 5x, 'Qp (MW)=' , f5.2)
67 65    FORMAT (2x, 'ENVIRONNEMENT')
68 66    FORMAT (2x, 'Tenv (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTenv (°C)=' , f4.1, 5x, 'To (°C)=' ,
69      * f5.1)
70 67    FORMAT (2x, 'PINCEMENTS THERMIQUES (°C)')
71 68    FORMAT (2x, 'DT=' , f4.1, 5x, 'D=' , f4.1, 5x, 'DTab=' , f4.1, 5x,
72      * 'DTei=' , f4.1)
73 69    FORMAT (/, 2x, 'PACA AVEC CONCENTRATIONS (%) : ' ,
74      * 2x, 'Xd=' , f4.1, 5x, 'Xc=' , f4.1)
75      WRITE (2, 51)
76      WRITE (2, 52) hab, hev, hcd, hde, hei
77      WRITE (2, 215) ADab
78 215   FORMAT (2x, 'REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS=' , f5.2, '%' )
79      WRITE (2, 578) NV
80 578   FORMAT (2x, 'VIE UTILLE=' , i2)
81      DO 1985 lj=1, 4
82      Q(lj)=60.0+(lj-1)*10.0
83      Tr=Q(lj)
84      WRITE (2, 61)
85      WRITE (2, 62) Tr, DTr
86 61    FORMAT (/, 2x, 'REJET')
87 62    FORMAT (2x, 'Tr (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTr (°C)=' , f4.1)
88      DO 676 n=1, 6
89      U(n)=130.0+(n-1)*10.0
90      Tp=U(n)
91      WRITE (2, 63)
92      WRITE (2, 64) Tp, DTp, Qp
93      CM=65.0
94      DO 444 m=1, 16
95      Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
96      V=Y(m)
97      DO 555 k=1, 3
98      Z(k)=V+(k*5.0)
99      W=Z(k)
100     IF (W.GT.CM) THEN
101     VPOPT(m, k)=0.0
102     GOTO 555
103     ELSE
104     ENDIF
105     Xd=V
106     Xc=W
107
108 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
109
110     Tm=Tp+DT
111     Tcd=Tenv+DTenv+DT
112     TC=Tcd
113     Pcd=P(Tcd)
114     TSde=TS(TC, Xd)
115     TSds=TS(TC, Xc)
116     TR=Tr-DT
117     IF (TSds.GT.TR) THEN
118     VPOPT(m, k)=0.0
119     GOTO 555
120     ELSE
121     ENDIF
122     I=1
123     Tev(I)=Tr-DTr-DT
124 20    TE=Tev(I)

```

```

125         Pev(I)=P(TE)
126         TSas(I)=TS(TE,Xd)
127         TSae(I)=TSas(I)-DT
128         TSaet(I)=TS(TE,Xc)
129         TSai(I)=TSaet(I)-D
130         IF(TSai(I).GT.Tm) THEN
131             TPM=Tp-DTp+DT
132             IF(TSas(I).LE.TPM) THEN
133                 GOTO 356
134             ELSE
135                 GOTO 357
136         ENDIF
137         ELSE
138 356         I=I+1
139             K=I-1
140             Tev(I)=TSas(K)-DT
141             GOTO 20
142         ENDIF
143 357         IST(m,k)=I
144
145
146 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
147
148         r=Pev(I)/Pev(1)
149
150 C   CALCUL DE f
151
152         f=Xc/(Xc-Xd)
153
154 C   CALCUL DES ENTHALPIES
155
156         TC=Tcd
157         Hce=V(TC)
158         Hcs=4.189*TC
159         Hde=H(TSde,Xd)
160         Hds=H(TSds,Xc)
161         DO 2 i=1,I
162             TV=Tev(i)
163             Hee(i)=4.189*TV
164             Hes(i)=V(TV)
165             TA=TSas(i)
166             Has(i)=H(TA,Xd)
167             TT=TSae(i)
168             Hae(i)=H(TT,Xc)
169 2         CONTINUE
170
171 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
172
173         qcd=Hce-Hcs
174         qde=Hce+(f-1)*Hds-f*Hde
175         DO 4 i=1,I
176             qev(i)=Hes(i)-Hee(i)
177             qab(i)=Hes(i)+(f-1)*Hae(i)-f*Has(i)
178 4         CONTINUE
179
180 C   CALCUL DES DEBITS MASSIQUES D'EAU
181
182         Mev(1)=1
183         DO 5 i=2,I
184             j=i-1
185             Mev(i)=qab(j)*Mev(j)/(Hes(i)-Hee(i))
186 5         CONTINUE

```

```

187
188 C   CALCUL DU DEBIT TOTAL D'EAU
189
190     MTE(1)=1
191     DO 6 i=2,I
192     j=i-1
193     MTE(i)=MTE(j)+Mev(i)
194 6    CONTINUE
195
196 C   CALCUL DU COP
197
198     COP=(qab(I)*Mev(I))/(qev(1)+MTE(I)*qde+0.02*qab(I)*Mev(I))
199     COPE(m,k)=COP
200
201 C   CALCUL DU REX EXTERNE
202
203     TLab=(DT)/(Log((Tp+273)/(Tp-DT+273)))
204     TLev=(DT)/(Log((Tr+273)/(Tr-DT+273)))
205     TLcd=(DTenv)/(Log((Tenv+DTenv+273.)/(Tenv+273.)))
206     TETAab=1-(To+273)/TLab
207     TETAev=1-(To+273)/TLev
208     TETAcd=1-(To+273)/TLcd
209 9    FORMAT(/,2x,'TEMPERATURES DE CARNOT')
210 11   FORMAT(2x,'TETAab',3x,'TETAev',3x,'TETAcd')
211 13   FORMAT(2x,f6.5,3x,f6.5,3x,f6.5)
212     REX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab)/((qev(1)+MTE(I)*qde)*TETAev
213
214     *   + 0.02*qab(I)*Mev(I))
215     EFEX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab+qcd*MTE(I)*TETAcd)/((qev(1)+MTE(I)*
216
217     *   qde)*TETAev+0.02*qab(I)*Mev(I))
218     EFUX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab-qev(1)*TETAev)/((qde*TETAev-qcd*
219     *   TETAcd)*MTE(I)+0.02*qab(I)*Mev(I))
220     RENDEX(m,k)=REX
221
222 C   CALCULS TECHNIQUES
223
224 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
225
226     x=(Qp/(qab(I)*Mev(I)))*1000
227     Qcd=(MTE(I)*qcd*x)/1000
228     Qde=(MTE(I)*qde*x)/1000
229     DO 353 i=1,I
230     Qev(i)=(Mev(i)*qev(i)*x)/1000
231     Qab(i)=(Mev(i)*qab(i)*x)/1000
232 353  CONTINUE
233
234 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
235
236     Wp=0.02*Qab(I)
237
238
239 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
240
241     Scd=(Qcd/(hcd*(DTenv/Log((Tcd-Tenv)/(Tcd-Tenv-DTenv)))))*1000
242     Sde=(Qde/(hde*DTab))*1000
243     Sev(1)=(Qev(1)/(hev*(DTr)/Log((Tr-Tev(1))/(Tr-DTr-Tev(1)))))*
244     *   1000
245     DO 27 i=1,I
246     Sab(i)=(((1.0+ADab)*Qab(i))/(hab*DTab))*1000
247 27   CONTINUE
248     IF(I.GT.1) THEN

```



```

249         DO 29 i=2,I
250           j=i-1
251           Sev(i)=(1.0-ADab)*Sab(j)
252 29        CONTINUE
253           ELSE
254           ENDIF
255         DO 31 i=1,I
256 31        CONTINUE
257
258 C SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+AB+CD+DE)
259
260         ST(1)=Scd+Sde+Sev(1)+Sab(1)
261         DO 32 i=2,I
262           j=i-1
263           ST(i)=ST(j)+Sab(i)
264 32        CONTINUE
265
266 C SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C
267
268         SAS(1)=0.00
269         TA=150.0
270         DO 19 i=1,I
271           j=i+1
272           IF (TSai(i).GT.TA) THEN
273             SAS(j)=SAS(i)+Sab(i)
274           ELSE
275             SAS(j)=0.0
276           ENDIF
277 19        CONTINUE
278         J=I+1
279
280 C SURFACE AVEC T<150°C
281
282         STF=ST(I)-SAS(J)
283
284 C SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
285
286         SIST(1)=0.00
287         DO 54 i=1,I
288           SIS(i)=((x*Mev(i)*(f-1)*(Hae(i)-Hds))/(hei*DTei))
289           SIE(i)=((x*Mev(i)*(Hee(i)-Hcs))/(hei*DTei))
290           j=i+1
291           SIST(j)=SIST(i)+SIS(i)+SIE(i)
292 111       FORMAT(/,3x,'i',5x,'SIS',10x,'SIE')
293 54        CONTINUE
294         J=I+1
295
296
297 C SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
298
299         SIES(1)=0.0
300         DO 137 ip=1,I
301           iq=ip+1
302           IF (TSas(ip).GT.TA) THEN
303             SIES(iq)=SIES(ip)+SIE(ip)
304           ELSE
305             SIES(iq)=0.0
306           ENDIF
307 137       CONTINUE
308         J=I+1
309
310

```

```

311 C  CALCULS ECONOMIQUES
312
313
314      CSTF=2.8*STF
315      CSAS=2.8*SAS(J)*1.5
316      CSIES=2.5*SIES(J)*1.5
317      CSIEF=2.5*(SIST(J)-SIES(J))
318      CST=(CSTF+CSAS+CSIES+CSIEF)*1.2
319      CP=(583.29*Wp*1000+18362)*1.2/1000
320      CT=(CST+CP)*2
321      COUTA(m,k)=CT
322      IF(ve.EQ.0) THEN
323          cele=0.3
324          GOTO 9550
325      ELSE
326          IF(ve.EQ.1) THEN
327              cele=0.2
328              GOTO 9550
329          ELSE
330              cele=0.5
331          ENDIF
332      ENDIF
333 9550  WRITE(*,*) cele
334          IF(vr.EQ.0) THEN
335              cere=0.0
336              GOTO 955
337          ELSE
338              IF(vr.EQ.1) THEN
339                  cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
340                  GOTO 955
341              ELSE
342                  cere=-0.05
343              ENDIF
344          ENDIF
345 955   WRITE(*,*) cere
346          IF(vr.EQ.1) THEN
347              cvap=cele*(1-(To+273)/(Tp+273))
348              GOTO 15223
349          ELSE
350              cvap=0.1
351          ENDIF
352 15223 WRITE(*,*) cvap
353          RECO=cvap/(0.02*cele)
354          Cchaud=(1.22*(1000*Qp)**0.99)*1.2*2
355          rnt1=CT/(8000*Qp*(cvap-0.02*cele-cere*(Qev(1)+Qde)/Qp))
356          TERE1(m,k)=rnt1
357          VTE2=REX*((273+Tp)/(273+Tr))*(Cchaud/CT)
358          VPOPT(m,k)=VTE2
359          creel=(CT*1000+3*8000*1000*(0.02*cele*Qp+cere*(Qev(1)+Qde)))/
360          * (3*8000*Qp*1000)
361          ccm=(CT*1000+NV*8000*1000*(0.02*cele*Qp+cere*(Qev(1)+Qde)))/
362          * (NV*8000*Qp*1000)
363          VTE1=(REX*(Tp/Tr)*ABS(cvap/ccm))**0.33
364          VALO(m,k)=VTE1
365          WRITE(*,*) ccm
366          COURRA(m,k)=ccm
367          COUCHA(m,k)=creel
368 50    FORMAT(2x,'Tr',5x,'DTr',3x,'Tp',5x,'DTp',3x,'Tenv',5x,'DTenv',
369          * 3x,'DT',3x,'D',3x,'Xd',4x,'Xc')
370 100   FORMAT(2x,f4.1,3x,f4.1,2x,f5.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,
371          * f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1)
372 C

```

```

373 555     CONTINUE
374 444     CONTINUE
375
376 C     CHOIX DU SYSTEME OPTIMALE
377
378         ROPTU=0.0
379         DO 3501 m=1,16
380         DO 3502 k=1,3
381         TEST=VPOPT(m,k)
382         IF (TEST.GT.ROPTU) THEN
383         ROPTU=VPOPT(m,k)
384         MI=m
385         KI=k
386         ITAG=IST(m,k)
387         COPOT=COPE(m,k)
388         REDOT=RENDEX(m,k)
389         COTOT=COUTA(m,k)
390         TROT1=TERE1(m,k)
391         VUM=VALO(m,k)
392         CHAT=COUCHA(m,k)
393         COUMA=COURRA(m,k)
394         GOTO 3502
395         ELSE
396         ENDIF
397 3502     CONTINUE
398 3501     CONTINUE
399         IF (ROPTU.EQ.0.0) THEN
400         WRITE(2,3513)
401 3513     FORMAT(/,2x,'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',
402 *        /,/,2x,'*****')
403         GOTO 676
404         ELSE
405         ENDIF
406         XDO=45.0+(MI-1)*1.0
407         XCO=XDO+KI*5.0
408         m=MI
409         k=KI
410         WRITE(2,11541) cele,cere,cvap
411 11541     FORMAT(/,2x,'ve (FF/kWh)=' ,f6.4,4x,'vr (FF/kWh)=' ,f6.4,
412 *        4x,'vvap (FF/kWh)=' ,f6.4)
413         WRITE(2,3503) XDO,XCO,ITAG,VUM,COPOT,REDOT,
414 *        COTOT,CHAT,COUMA,TROT1
415 3503     FORMAT(/,2x,'SYSTEME OPTIMUM',4x,
416 *        'Xd=' ,f4.1,3x,'Xc=' ,f4.1,3x,'I=' ,i2,/,2x,
417 *        'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE=' ,f5.2,
418 *        /,2x,'COP=' ,f5.3,6x,'REX=' ,f5.3,/,2x,'COUT TOTAL (kFF)='
419 *        ,f8.1,3x,'COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
420 *        'COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
421 *        'TEMPS DE RETOUR(an) n1=' ,f6.1,/,/,2x,
422 *        '*****')
423 676     CONTINUE
424         WRITE(2,1987)
425 1987     FORMAT(/,2x,'
426 1985     CONTINUE
427         WRITE(2,8542)
428 8542     FORMAT(/,2x,'#####'
429 *        )
430 7113     CONTINUE
431 C
432 C
433         END
434

```

```
435 C
436 C-----
437 C
438 C
439     FUNCTION P(T)
440 C     P en bar
441     P=10**(7.05-1596.49/(273+T)-104095.5/((273+T)**2))
442     RETURN
443     END
444
445 C-----
446
447
448     FUNCTION L(T)
449 C     L=(4.189*(T))
450     RETURN
451     END
452
453 C-----
454
455
456     FUNCTION V(T)
457     V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
458     RETURN
459     END
460
461 C-----
462
463
464     FUNCTION H(TS,X)
465     A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
466     * - (1.400261E-4)*X**4
467     B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
468     * (4.80097E-7)*X**4
469     C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
470     * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
471     H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
472     RETURN
473     END
474
475
476 C-----
477
478
479     FUNCTION TS(T,X)
480     D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
481     E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
482     TS=T*D+E
483     RETURN
484     END
485
486 C
487
488
```

```

1
2           MEILLEURS SYSTEMES ENTRE UN REJET A Tr ET UN
3           PROCEDE A Tp POUR UNE PACA II-PURE
4
5   CONDITIONS D OPERATION
6
7   ENVIRONNEMENT
8   Tenv(°C)= 20.0      DTenv(°C)= 5.0      To(°C)= 20.0
9   PINCEMENTS THERMIQUES(°C)
10  DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0      DTei= 5.0
11  COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
12  hab= 3.00    hev= 1.50    hcd= 1.50    hde= 3.00    hei= .80
13  REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS= .10%
14  VIE UTILE=15
15
16  REJET
17  Tr(°C)= 80.0      DTr(°C)=10.0
18
19  PROCEDE
20  Tp(°C)=130.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 1.00
21
22  ve(FF/kWh)= .3000    vr(FF/kWh)= .0000    vvap(FF/kWh)= .1000
23
24  SYSTEME OPTIMUM    Xd=54.0    Xc=59.0    I= 2
25  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.02
26  COP= .303      REX= .481
27  COUT TOTAL(kFF)= 8216.9    COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .348
28  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .074
29  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 10.9
30
31  *****
32
33  PROCEDE
34  Tp(°C)=140.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 1.00
35
36  ve(FF/kWh)= .3000    vr(FF/kWh)= .0000    vvap(FF/kWh)= .1000
37
38  SYSTEME OPTIMUM    Xd=54.0    Xc=59.0    I= 2
39  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.06
40  COP= .303      REX= .513
41  COUT TOTAL(kFF)= 8216.9    COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .348
42  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .074
43  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 10.9
44
45  *****
46
47  PROCEDE
48  Tp(°C)=150.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 1.00
49
50  ve(FF/kWh)= .3000    vr(FF/kWh)= .0000    vvap(FF/kWh)= .1000
51
52  SYSTEME OPTIMUM    Xd=50.0    Xc=60.0    I= 3
53  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .93
54  COP= .240      REX= .433
55  COUT TOTAL(kFF)= 11270.2    COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .476
56  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .100
57  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 15.0
58
59  *****
60
61  PROCEDE
62  Tp(°C)=160.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 1.00

```

```

63
64   ve (FF/kWh) = .3000   vr (FF/kWh) = .0000   vvap (FF/kWh) = .1000
65
66   SYSTEME OPTIMUM   Xd=52.0   Xc=57.0   I= 3
67   VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE = .89
68   COP = .223   REX = .424
69   COUT TOTAL (kFF) = 13587.4   COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .572
70   COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .119
71   TEMPS DE RETOUR(an) n1 = 18.1
72
73   *****
74
75   PROCEDE
76   Tp (°C) = 170.0   DTp (°C) = 10.0   Qp (MW) = 1.00
77
78   ve (FF/kWh) = .3000   vr (FF/kWh) = .0000   vvap (FF/kWh) = .1000
79
80   SYSTEME OPTIMUM   Xd=53.0   Xc=58.0   I= 3
81   VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE = .93
82   COP = .224   REX = .446
83   COUT TOTAL (kFF) = 13661.9   COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .575
84   COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .120
85   TEMPS DE RETOUR(an) n1 = 18.2
86
87   *****
88
89   PROCEDE
90   Tp (°C) = 180.0   DTp (°C) = 10.0   Qp (MW) = 1.00
91
92   ve (FF/kWh) = .3000   vr (FF/kWh) = .0000   vvap (FF/kWh) = .1000
93
94   SYSTEME OPTIMUM   Xd=54.0   Xc=59.0   I= 3
95   VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE = .96
96   COP = .224   REX = .468
97   COUT TOTAL (kFF) = 13741.1   COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .579
98   COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .121
99   TEMPS DE RETOUR(an) n1 = 18.3
100
101   *****
102
103
104
105   #####
106

```

ANNEXE VI

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES THERMOTRANSFORMATEURS A
COMPRESSION PURE**

the 1990s, the population of *S. taylori* in the western Mediterranean has increased and is now considered to be recovering (Mansueti et al. 2012).

As a result of the increasing number of *S. taylori* specimens, the genetic diversity of the species has been investigated (Mansueti et al. 2012). The authors found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is high, and that the species is recovering from a genetic bottleneck that occurred in the 1970s.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.

The authors also found that the genetic diversity of *S. taylori* in the western Mediterranean is higher than that of the species in the eastern Mediterranean. This is likely due to the fact that the western Mediterranean has a larger population of *S. taylori* and a longer history of genetic diversity.


```
1
2
3 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
4 C économiques d'une PACC RECOMPRESSION MECANIQUE DE VAPEUR(fer-
5 C mée), définition du système optimal pour chaque condition d'ope-
6 C ration, Tr, Tp, Qp
7
8 C LECTURE DES DONNEES
9 implicit double precision(a-h,o-z)
10 REAL Mev(90),MTE(90)
11 DIMENSION Y(90),Z(90),U(90),
12 * PCE(90),PCS(90),TEC(90),TSC(90),RP(90),
13 * SCE(90),TCSI(90),TCSR(90),HEC(90),HSCI(90),HSCR(90),WCP(90),
14 * WCPT(90),REL(90),VO(90),CCP(90),CCPT(90),Q(10),B(20)
15 OPEN(2,FILE='RECFall1')
16 WRITE(2,1954)
17 1954 FORMAT(/,13x,'MEILLEURS SYSTEMES DE RECOMPRESSION DE VAPEUR',
18 * /,15x,'ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp')
19 WRITE(*,*)'environnement:To'
20 READ(*,*)To
21 WRITE(*,*)'duree de vie'
22 READ(*,*)NV
23 WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
24 * 2(vr=-0.05)'
25 READ(*,*)vr
26 WRITE(*,*)'cout de l électricité:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
27 * 2(ve=0.50)'
28 READ(*,*)ve
29 DO 7113 ml=1,5
30 IF(ml.EQ.1)THEN
31 B(ml)=0.1
32 GOTO 7650
33 ELSE
34 ENDIF
35 IF(ml.LT.4)THEN
36 B(ml)=(ml-1)*0.5
37 GOTO 7650
38 ELSE
39 B(ml)=(ml-3)*2.5
40 ENDIF
41 7650 Qp=B(ml)
42 51 FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
43 52 FORMAT(2x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2)
44 DTr=10.0
45 DTp=10.0
46 DT=5.0
47 hev=1.5
48 hcd=1.5
49 30 FORMAT(/,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
50 WRITE(2,65)
51 WRITE(2,66)To
52 WRITE(2,67)
53 WRITE(2,68)DT
54 63 FORMAT(/,/,2x,'PROCEDE')
55 64 FORMAT(2x,'Tp(°C)=' ,f5.1,5x,'DTp(°C)=' ,f4.1,5x,'Qp(MW)=' ,f5.2)
56 65 FORMAT(/,2x,'ENVIRONNEMENT(°C)')
57 66 FORMAT(2x,'To=' ,f5.1)
58 67 FORMAT(2x,'PINCEMENTS THERMIQUES(°C)')
59 68 FORMAT(2x,'DT=' ,f4.1)
60 WRITE(2,51)
61 WRITE(2,52)hev,hcd
62 IF(Qp.LT.0.5)THEN
```

```

63      CPC=1
64      GOTO 6532
65      ELSE
66      CPC=2
67      ENDIF
68 6532  IF (CPC.EQ.1) THEN
69      WRITE (2, 2950)
70 2950  FORMAT (2x, 'TYPE DU COMPRESSEUR:A VIS')
71      GOTO 2951
72      ELSE
73      WRITE (2, 2952)
74 2952  FORMAT (2x, 'TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE')
75      ENDIF
76 2951  DO 1985 1j=1,4
77      Q(1j)=60.0+(1j-1)*10.0
78      Tr=Q(1j)
79      WRITE (2, 61)
80      WRITE (2, 62) Tr, DTr
81 61    FORMAT (/ , 2x, 'REJET')
82 62    FORMAT (2x, 'Tr (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTr (°C)=' , f4.1)
83      DO 676 n=1,6
84      U(n)=130.0+(n-1)*10.0
85      Tp=U(n)
86      WRITE (2, 63)
87      WRITE (2, 64) Tp, DTP, Qp
88
89 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
90
91      Tcd=Tp+DT
92      TC=Tcd
93      Pcd=PP (Tcd)
94      Tev=Tr-DTr-DT
95      TE=Tev
96      Pev=PP (TE)
97
98 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS MELANGEUR/SEPARATEUR
99
100     r=Pcd/Pev
101     WRITE (2, 450) r
102
103
104 C   CALCUL DU COMPRESSEUR
105
106 C   NOMBRE D'ETAGES DE COMPRESSION
107
108     IF (CPC.EQ.1) THEN
109     rmax=4
110     ELSE
111     rmax=2.5
112     ENDIF
113     nc=r/rmax
114     M=1
115     PCE (M) =Pev
116     IF (rmax.GT.r) THEN
117     PCS (M) =PCE (M) *r
118     M=M+1
119     PCE (M) =PCS (M-1)
120     PCS (M) =Pcd
121     N=M
122     GOTO 3115
123     ELSE
124     ENDIF

```

```
125 3105 PCS(M)=PCE(M)*rmax
126 M=M+1
127 PCE(M)=PCS(M-1)
128 RET=Pcd/PCE(M)
129 J=1
130 IF(RET.GT.rmax) THEN
131 3118 EX=1.0/M
132 RP(J)=RET**(EX)
133 IF(rmax.GT.RP(J)) THEN
134 DO 3117 i=2,M+1
135 PCS(i)=PCS(i-1)*RP(J)
136 PCE(i)=PCS(i-1)
137 3117 CONTINUE
138 N=M+1
139 GOTO 3115
140 ELSE
141 M=M+1
142 J=J+1
143 GOTO 3118
144 ENDIF
145 ELSE
146 PCS(M)=Pcd
147 N=M
148 GOTO 3115
149 ENDIF
150 3115 WRITE(2,3106)N
151 3106 FORMAT(2x,'NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION=',i2)
152 3107 FORMAT(3x,i2,3x,f5.3,5x,f6.2,2x,f7.2,2x,f6.2)
153 DO 3225 i=1,N
154 REL(i)=PCS(i)/PCE(i)
155 3225 CONTINUE
156
157 C CALCUL DES TEMPERATURES D ENTREE DES ETAGES
158
159 DO 3110 i=1,N
160 w=PCE(i)
161 x0=50.0
162 eps=0
163 itmax=100
164 CALL dsec1(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
165 TEC(i)=xsol
166 3110 CONTINUE
167 w=PCS(N)
168 x0=50.0
169 eps=0
170 itmax=100
171 CALL dsec1(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
172 TEC(N+1)=xsol
173
174 C CALCUL DES TEMPERATURES DE SORTIE ET DES ETAGES DE COMPRESSION
175
176 DO 3218 i=1,N
177 tt=TEC(i)
178 tv=TEC(i)
179 SCE(i)=Sss(tt,tv)
180 b=TEC(i+1)
181 c=SCE(i)
182 x0=TEC(i+1)
183 eps=0
184 itmax=100
185 CALL dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
186 TCSI(i)=xsol
```

```

187 3218   CONTINUE
188       DO 3219 i=1,N
189         ti=TEC(i)
190         to=TEC(i)
191         pu=PCE(i)
192         HEC(i)=HVS(ti,to,pu)
193         te=TEC(i+1)
194         ta=TCSI(i)
195         pa=PCS(i)
196         HSCI(i)=HVS(te,ta,pa)
197         IF (CPC.EQ.1) THEN
198           eta=0.6
199         ELSE
200           eta=0.8
201         ENDIF
202         HSCR(i)=(1./eta)*(HSCI(i)-HEC(i))+HEC(i)
203         WCP(i)=HSCR(i)-HEC(i)
204         x0=TCSI(i)+273.
205         ts=TEC(i+1)+273.
206         P=PCS(i)/100.
207         hv=HSCR(i)
208         eps=0
209         itmax=100
210         CALL dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
211         TCSR(i)=xsol-273.
212 3219   CONTINUE
213         WCPT(1)=WCP(1)
214         DO 3220 i=2,N
215           WCPT(i)=WCPT(i-1)+WCP(i)
216 3220   CONTINUE
217         WCPTO=WCPT(N)
218         ETAM=0.9
219         ETAE=0.9
220         ETAT=ETAM*ETAE
221         WCPTE=(1.0/ETAT)*WCPTO
222
223
224 C   CALCUL DES ENTHALPIES
225
226         TC=Tcd
227         Hce=HSCR(N)
228         Hcs=4.189*TC
229         TV=Tev
230         Hee=4.189*TC
231         Hes=V(TV)
232
233
234 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
235
236         qcd=Hce-Hcs
237         qev=Hes-Hee
238
239 C   CALCUL DES COP
240
241         COP=qcd/(qev+WCPTE)
242         COPC=qcd/(WCPTE)
243         WRITE(2,1300) COP,COPC
244
245 C   CALCUL DU REX EXTERNE
246
247         TLcd=(DTp)/(Log((Tp+273.)/(Tp-DTp+273.)))
248         TLev=(DTr)/(Log((Tr+273.)/(Tr-DTr+273.)))

```

```

249      TETAcd=1.-(To+273.)/TLcd
250      TETAev=1.-(To+273.)/TLev
251      REX=(qcd*TETAcd)/(qev*TETAev+WCPTE)
252      WRITE(2,1350) REX
253
254
255 C   CALCULS TECHNIQUES
256
257 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
258
259      x=(Qp/qcd)*1000
260      Qev=(qev*x)/1000
261      WRITE(2,81)x
262 81   FORMAT(2x,'DEBIT MASSIQUE D EAU =',f6.3)
263      Qcd=(qcd*x)/1000
264
265
266 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR
267
268      WCOMP=x*WCPTE/1000.
269      WRITE(2,3210)WCOMP,N
270 3210  FORMAT(2x,'PUISSANCE DU COMPRESSEUR(MW)=' ,f6.4,4x,'Ncomp=' ,i2)
271
272
273
274 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
275
276
277      Scd=(Qcd/(hcd*((DTp/Log((Tcd-Tp+DTp)/(Tcd-Tp))))))*1000.
278      Sev=(Qev/(hev*((DTr/Log((DTr+DT)/(DT))))))*1000.
279
280 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+CD)
281
282      ST=Sev+Scd
283      WRITE(2,98)ST
284 98   FORMAT(2x,'SURFACE D ECHANGE ST(m2)=' ,f8.2)
285
286
287 C   CALCULS ECONOMIQUES
288
289 C   COUT DES COMPRESSEURS
290
291      DO 2006 j=1,N
292      VO(j)=(112.0772*(10**(-0.0185*TEC(j))))*x*3600
293 2006  CONTINUE
294      IF(CPC.EQ.2) THEN
295      GOTO 2009
296      ELSE
297      ENDIF
298      IF(VO(1).LT.4000) THEN
299      DO 2007 i=1,N
300      CCP(i)=14.4*(VO(i)**0.45)
301 2007  CONTINUE
302      GOTO 2010
303      ELSE
304      DO 2008 i=1,N
305      CCP(i)=0.77*(VO(i)**0.81)
306 2008  CONTINUE
307      ENDIF
308      GOTO 2010
309 2009  IF(VO(1).LT.30000) THEN
310      DO 2011 i=1,N

```

```

311      CCP(i)=26.4*(VO(i)**0.37)
312 2011  CONTINUE
313      GOTO 2010
314      ELSE
315      DO 2012 i=1,N
316      CCP(i)=4.2*(VO(i)**0.54)
317 2012  CONTINUE
318      ENDIF
319 2010  CCPT(1)=CCP(1)
320      DO 2013 i=2,N
321      j=i-1
322      CCPT(i)=CCPT(j)+CCP(i)
323 2013  CONTINUE
324      CCOMP=(CCPT(N)+0.55*1000*WCOMP)*1.2
325
326 C   COUT DES ECHANGEURS
327
328      CET=2.8*ST
329      WRITE(*,*)CCOMP,CET
330
331
332 C   COUT TOTAL
333
334      CT=1.2*(CET+CCOMP/1.2)*2
335      WRITE(2,2045)CT,CCOMP
336 2045  FORMAT(2x,'COUT TOTAL(kFF)=' ,f8.1,2x,'COUT DU COMPRESSEUR(kFF)=
337      * ',f7.1)
338
339 C   COUT D OPERATION
340
341      IF(ve.EQ.0) THEN
342      cele=0.3
343      GOTO 9550
344      ELSE
345      IF(ve.EQ.1) THEN
346      cele=0.2
347      GOTO 9550
348      ELSE
349      cere=0.5
350      ENDIF
351      ENDIF
352 9550  WRITE(*,*)cele
353      IF(vr.EQ.0) THEN
354      cere=0.0
355      GOTO 955
356      ELSE
357      IF(vr.EQ.1) THEN
358      cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
359      GOTO 955
360      ELSE
361      cere=-0.5
362      ENDIF
363      ENDIF
364 955   WRITE(*,*)cere
365      IF(vr.EQ.1) THEN
366      cvap=cele*(1-(To+273)/(Tp+273))
367      GOTO 15223
368      ELSE
369      cvap=0.1
370      ENDIF
371 15223 WRITE(*,*)cvap
372      RECO=cvap/(WCOMP/Qp*cele)

```

```

373      Cchaud=(1.22*(1000*Qp)**0.99)*1.2*2
374      rnt1=CT/(8000*Qp*(cvap-(WCOMP/Qp)*cele))
375      VTE2=REX*((273+Tp)/(273+Tr))*RECO*(Cchaud/CT)
376      creel=CT/(3*8000*Qp)+WCOMP*cele/Qp+cere*Qev/Qp
377      cm=CT/(NV*8000*Qp)+WCOMP*cele/Qp+cere*Qev/Qp
378      VTE1=(REX*(Tp/Tr)*ABS(cvap/cm))**0.33
379      WRITE(2,11541) cele, cere, cvap
380 11541  FORMAT(/,2x,'ve (FF/kWh)=' ,f6.4,4x,'vr (FF/kWh)=' ,f6.4,
381      * 4x,'vvap (FF/kWh)=' ,f6.4)
382      WRITE(2,2035) Cchaud,RECO,rnt1,VTE1,creel,cm
383 2035  FORMAT(2x,'COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF)=' ,f8.1,/,2x,
384      * 'RENDEMENT ECONOMIQUE=' ,f5.1,/,2x,'TEMPS DE RETOUR (an):n1=' ,
385      * f6.1,/,2x,'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE=' ,
386      * f5.2,/,2x,'COUT DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,
387      * /,2x,'COUT MOYEN DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3)
388
389
390 C IMPRESSIONS
391
392
393      WRITE(2,113)
394 113   FORMAT(/,/, '-----')
395 50   FORMAT(2x,'Tr',5x,'DTr',3x,'Tp',5x,'DTp',3x,'Tenv',5x,'DTenv',
396      * 3x,'DT',3x,'D',3x,'Xd',4x,'Xc')
397 100  FORMAT(2x,f4.1,3x,f4.1,2x,f5.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,
398      * f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1)
399 225  FORMAT(/,2x,'CONDITIONS A L EVAPORATEUR ET CONDENSEUR')
400 250  FORMAT(2x,'Tev',5x,'Tcd',5x,'Pev',5x,'Pcd')
401 300  FORMAT(2x,f5.1,2x,f5.1,2x,f5.1,2x,f6.1)
402 450  FORMAT(/,2x,'RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR=' ,
403      * f7.2)
404 625  FORMAT(/,2x,'CONDENSEUR/ENTHALPIES (kJ/kg) ')
405 650  FORMAT(2x,'Hce',9x,'Hcs')
406 700  FORMAT(2x,f6.1,6x,f6.1)
407 725  FORMAT(/,2x,'EVAPORATEUR/ENTHALPIES (kJ/kg) ')
408 750  FORMAT(3x,'Hee',8x,'Hes')
409 800  FORMAT(2x,f6.1,4x,f6.1)
410 925  FORMAT(/,2x,'FLUX DE CHALEUR SPECIFIQUES (kJ/kgeau) ')
411 950  FORMAT(3x,'qev',10x,'qcd')
412 1000 FORMAT(2x,f6.1,6x,f6.1)
413 1300 FORMAT(2x,'COP=' ,f6.4,3x,'COPC=' ,f6.4)
414 1350 FORMAT(2x,'RENDEMENT EXERGETIQUE=' ,f6.4)
415 C
416 676  CONTINUE
417      WRITE(2,1987)
418 1987  FORMAT(/,2x, '
419 1985  CONTINUE
420      WRITE(2,8542)
421 8542  FORMAT(/,2x, '#####'
422      * )
423 7113  CONTINUE
424 C
425 C
426      END
427
428 C
429
430 C-----
431 C
432 C
433      FUNCTION PP(T)
434      implicit double precision(a-h,o-z)

```

```

435 C      P en kPa
436      PP=10.**(7.05-1596.49/(273.+T)-104095.5/((273.+T)**2.))
437      RETURN
438      END
439
440 C-----
441
442
443      FUNCTION L(T)
444 C      L=(4.189*(T))
445      RETURN
446      END
447
448 C-----
449
450
451      FUNCTION V(T)
452      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
453      RETURN
454      END
455
456 C-----
457
458
459      FUNCTION H(TS,X)
460      A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
461      * -(1.400261E-4)*X**4
462      B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
463      * (4.80097E-7)*X**4
464      C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
465      * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
466      H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
467      RETURN
468      END
469
470
471 C-----
472
473
474      FUNCTION TS(T,X)
475      D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
476      E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
477      TS=T*D+E
478      RETURN
479      END
480
481 C-----
482
483
484
485
486      subroutine fonc(x,f,w)
487      implicit double precision(a-h,o-z)
488      f=10.**(7.05-1596.49/(273.+x)-104095.5/((273.+x)**2.))-w
489      return
490      end
491 C-----
492
493
494      subroutine dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
495 C=====
496

```



```

497     implicit double precision(a-h,o-z)
498     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
499     call fonc(x0,f0,w)
500     hc=eps*x0
501     xh=x0+hc
502     call fonc(xh,fh,w)
503     ac=(fh-f0)/hc
504     x1=x0-f0/ac
505     iter=0
506     xmoins=x0
507     xc=x1
508     call fonc(xc,fc,w)
509 10    iter=iter+1
510     if(itmax.gt.iter) go to 40
511         xsol=xc
512         residu=fc
513         ierr=1
514         return
515 40    call fonc(xmoins,fmoins,w)
516     call fonc(xc,fc,w)
517     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
518     xplus=xc-fc/ac
519     err=abs((xplus-xc)/xplus)
520     if(err.gt.(eps*xplus)) then
521         xmoins=xc
522         xc=xplus
523         go to 10
524     else
525         ierr=0
526         xsol=xc
527         residu=fc
528         itmax=iter
529         return
530     endif
531 c          ----- fin du sous programme dsecl -----
532     end
533
534 c-----
535
536     FUNCTION Sss(tsat,tss)
537     implicit double precision(a-h,o-z)
538     Tsat=tsat+273.
539     Tss=273.+tss
540     y=(Tsat+Tss)/200.
541     Ssatt=244.9618*Tsat**(-0.5916)
542     DSss=(7.9526-10.2037*y**0.25+4.6004*y**0.5-0.20563*y)*
543 *     log(Tss/Tsat)
544     Sss=Ssatt+DSss
545     RETURN
546     END
547
548 c-----
549
550     SUBROUTINE foncl(x,f,b,c)
551     implicit double precision(a-h,o-z)
552     f=244.9618*(b+273.)**(-0.5916)+log((x+273.)/(b+273.))*(7.9526
553 *     -10.2037*((b+x+546.)/200.)**0.25+4.6004*((b+x+546.)/200.)**0.5
554 *     -0.20563*((b+x+546.)/200.))-c
555     RETURN
556     END
557
558 c-----

```

```

559
560     subroutine dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
561
562
563     implicit double precision(a-h,o-z)
564     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
565     call foncl(x0,f0,b,c)
566     hc=eps*x0
567     xh=x0+hc
568     call foncl(xh,fh,b,c)
569     ac=(fh-f0)/hc
570     x1=x0-f0/ac
571     iter=0
572     xmoins=x0
573     xc=x1
574     call foncl(xc,fc,b,c)
575 10    iter=iter+1
576     if(itmax.gt.iter) go to 40
577         xsol=xc
578         residu=fc
579         ierr=1
580     return
581 40    call foncl(xmoins,fmoins,b,c)
582     call foncl(xc,fc,b,c)
583     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
584     xplus=xc-fc/ac
585     err=abs((xplus-xc)/xplus)
586     if(err.gt.(eps*xplus)) then
587         xmoins=xc
588         xc=xplus
589         go to 10
590     else
591         ierr=0
592         xsol=xc
593         residu=fc
594         itmax=iter
595     return
596 endif
597 c          ----- fin du sous programme dsec2 -----
598 end
599
600 c-----
601
602
603     FUNCTION HVS(ts,t,P)
604     implicit double precision(a-h,o-z)
605     Ts=ts+273.
606     T=t+273.
607     PI=P/100.
608     A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T*(1.610693+
609 * 5.47205E-2*PI+7.517537E-4*PI**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*PI
610 * -2.87409E-7*PI**2)*T**2
611     B=exp((Ts-T)/4.5E1)
612     C=-(1.70782E3-1.699419E1*Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*
613 * Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)
614     HVS=A+B*C
615     RETURN
616     END
617
618 c-----
619
620

```

```

621     SUBROUTINE fonc2(x,f,ts,P,hv)
622     implicit double precision(a-h,o-z)
623     f=2.04121E3-4.040021E1*P-4.8095E-1*P**2+x*(1.610693+
624     * 5.47205E-2*P+7.517537E-4*P**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*P
625     * -2.87409E-7*P**2)*x**2-exp((ts-x)/4.5E1)*(1.70782E3-1.69941E1*
626     * ts+6.2746295E-2*ts**2-1.028425E-4*
627     * ts**3+6.4561298E-8*ts**4)-hv
628     RETURN
629     END
630
631
632 C-----
633
634     subroutine dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
635
636
637     implicit double precision(a-h,o-z)
638     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
639     call fonc2(x0,f0,ts,P,hv)
640     hc=eps*x0
641     xh=x0+hc
642     call fonc2(xh,fh,ts,P,hv)
643     ac=(fh-f0)/hc
644     x1=x0-f0/ac
645     iter=0
646     xmoins=x0
647     xc=x1
648     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
649 10   iter=iter+1
650     if(itmax.gt.iter) go to 40
651         xsol=xc
652         residu=fc
653         ierr=1
654         return
655 40   call fonc2(xmoins,fmoins,ts,P,hv)
656     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
657     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
658     xplus=xc-fc/ac
659     err=abs((xplus-xc)/xplus)
660     if(err.gt.(eps*xplus)) then
661         xmoins=xc
662         xc=xplus
663         go to 10
664     else
665         ierr=0
666         xsol=xc
667         residu=fc
668         itmax=iter
669         return
670     endif
671 c           ----- fin du sous programme dsec3 -----
672     end
673

```

1
 2 MEILLEURS SYSTEMES DE RECOMPRESSION DE VAPEUR
 3 ENTRE UN REJET A T_r ET UN PROCEDE A T_p
 4
 5 ENVIRONNEMENT (°C)
 6 $T_o = 20.0$
 7 PINCEMENTS THERMIQUES (°C)
 8 $DT = 5.0$
 9 COEF. DE TRANSFER (kW/m²K)
 10 $h_{ev} = 1.50$ $h_{cd} = 1.50$
 11 TYPE DU COMPRESSEUR: CENTRIFUGE
 12
 13 REJET
 14 T_r (°C) = 90.0 DT_r (°C) = 10.0
 15
 16 ve (FF/kWh) = .3000 vr (FF/kWh) = .0000 $vvap$ (FF/kWh) = .1000
 17
 18 PROCEDE
 19 T_p (°C) = 130.0 DT_p (°C) = 10.0 Q_p (MW) = 1.00
 20
 21 RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR = 8.11
 22 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION = 3
 23 $COP = .8507$ $COPC = 3.6399$
 24 RENDEMENT EXERGETIQUE = .6019
 25 DEBIT MASSIQUE D EAU (kg/s) = .435
 26 PUISSANCE DU COMPRESSEUR (MW) = .2747 $N_{comp} = 3$
 27 SURFACE D ECHANGE ST (m²) = 139.21
 28 COUT TOTAL (kFF) = 5047.9 COUT DU COMPRESSEUR (kFF) = 2056.2
 29 COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF) = 2732.6
 30 RENDEMENT ECONOMIQUE = 1.2
 31 TEMPS DE RETOUR (an): $n_1 = 35.9$
 32 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE = .89
 33 COUT DE LA VAPEUR A T_p (FF/kWh) = .293
 34 COUT MOYEN DE LA VAPEUR A T_p (FF/kWh) = .124
 35
 36
 37 -----
 38
 39
 40 PROCEDE
 41 T_p (°C) = 140.0 DT_p (°C) = 10.0 Q_p (MW) = 1.00
 42
 43 RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR = 10.77
 44 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION = 3
 45 $COP = .8352$ $COPC = 3.1219$
 46 RENDEMENT EXERGETIQUE = .5877
 47 DEBIT MASSIQUE D EAU (kg/s) = .432
 48 PUISSANCE DU COMPRESSEUR (MW) = .3203 $N_{comp} = 3$
 49 SURFACE D ECHANGE ST (m²) = 137.47
 50 COUT TOTAL (kFF) = 5028.0 COUT DU COMPRESSEUR (kFF) = 2052.1
 51 COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF) = 2732.6
 52 RENDEMENT ECONOMIQUE = 1.0
 53 TEMPS DE RETOUR (an): $n_1 = 161.0$
 54 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE = .87
 55 COUT DE LA VAPEUR A T_p (FF/kWh) = .306
 56 COUT MOYEN DE LA VAPEUR A T_p (FF/kWh) = .138
 57
 58
 59 -----
 60
 61
 62 PROCEDE

63 Tp (°C)=150.0 DTP (°C)=10.0 Qp (MW) = 1.00
64
65 RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR= 14.09
66 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION= 3
67 COP= .8204 COPC=2.7340
68 RENDEMENT EXERGETIQUE= .5743
69 DEBIT MASSIQUE D EAU (kg/s) = .429
70 PUISSANCE DU COMPRESSEUR (MW)= .3658 Ncomp= 3
71 SURFACE D ECHANGE ST (m2)= 135.72
72 COUT TOTAL (kFF)= 5012.9 COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 2050.4
73 COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF)= 2732.6
74 RENDEMENT ECONOMIQUE= .9
75 TEMPS DE RETOUR (an):n1= -64.4
76 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .86
77 COUT DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .319
78 COUT MOYEN DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .152
79

80

81

82

83

84 PROCEDE

85 Tp (°C)=160.0 DTP (°C)=10.0 Qp (MW) = 1.00

86

87 RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR= 18.18

88 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION= 4

89 COP= .7808 COPC=2.3745

90 RENDEMENT EXERGETIQUE= .5464

91 DEBIT MASSIQUE D EAU (kg/s) = .442

92 PUISSANCE DU COMPRESSEUR (MW)= .4211 Ncomp= 4

93 SURFACE D ECHANGE ST (m2)= 136.20

94 COUT TOTAL (kFF)= 5822.5 COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 2453.6

95 COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF)= 2732.6

96 RENDEMENT ECONOMIQUE= .8

97 TEMPS DE RETOUR (an):n1= -27.6

98 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .82

99 COUT DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .369

100 COUT MOYEN DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .175
101

102

103

104

105

106

107 PROCEDE

108 Tp (°C)=170.0 DTP (°C)=10.0 Qp (MW) = 1.00

109

110 RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR= 23.17

111 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION= 4

112 COP= .7643 COPC=2.1325

113 RENDEMENT EXERGETIQUE= .5328

114 DEBIT MASSIQUE D EAU (kg/s) = .441

115 PUISSANCE DU COMPRESSEUR (MW)= .4689 Ncomp= 4

116 SURFACE D ECHANGE ST (m2)= 134.73

117 COUT TOTAL (kFF)= 5785.4 COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 2440.0

118 COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF)= 2732.6

119 RENDEMENT ECONOMIQUE= .7

120 TEMPS DE RETOUR (an):n1= -17.8

121 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .81

122 COUT DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .382

123 COUT MOYEN DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .189
124

125 -----
126
127
128 PROCEDE
129 Tp (°C)=180.0 DTp (°C)=10.0 Qp (MW)= 1.00
130
131 RAPPORT DE PRESSIONS CONDENSATEUR/EVAPORATEUR= 29.18
132 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION= 4
133 COP= .7487 COPC=1.9357
134 RENDEMENT EXERGETIQUE= .5200
135 DEBIT MASSIQUE D EAU(kg/s) = .440
136 PUISSANCE DU COMPRESSEUR(MW)= .5166 Ncomp= 4
137 SURFACE D ECHANGE ST(m2)= 133.23
138 COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE (kFF)= 2732.6
139 RENDEMENT ECONOMIQUE= .6
140 TEMPS DE RETOUR(an):n1= -13.1
141 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .80
142 COUT DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .395
143 COUT MOYEN DE LA VAPEUR A Tp (FF/kWh)= .203
144
145
146 -----
147
148

ANNEXE VII

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES THERMOTRANSFORMATEURS HYBRIDES
A COMPRESSION-ABSORPTION**

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...

...the ... of ...


```

1
2
3 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
4 C   économiques d'une PACA type II HYBRIDE COMPRESSION-ABSORPTION,
5 C   définition du système optimal pour chaque condition d'opération,
6 C   Tr, Tp, Qp
7
8 C LECTURE DES DONNEES
9   implicit double precision(a-h,o-z)
10  REAL Mev(90),MTE(90)
11  DIMENSION Tev(90),Pev(90),TSae(90),TSas(90),TSai(90),TSaet(90),
12  * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
13  * Sab(90),Sev(90),Y(90),SIS(90),SIE(90)
14  * ,Z(90),U(10),PCE(90),PCS(90),TEC(90),TSC(90),RP(90),
15  * SCE(90),TCSI(90),TCSR(90),HEC(90),HSCI(90),HSCR(90),WCP(90),
16  * WCPT(90),REL(90),TON(90),VO(90),CCP(90),CCPT(90),
17  * VPOPT(20,20,20),COPE(20,20,20),RENDEX(20,20,20),COUTA(20,20,20),
18  * TERE1(20,20,20),COUCHA(20,20,20),WASA(20,20,20),
19  * CUCOMP(20,20,20),Q(10),B(10),COURRA(20,20,20),IESTA(20,20,20),
20  * COPEA(20,20,20),VALO(20,20,20)
21  OPEN(2,FILE='IVbisFallall')
22  WRITE(2,1954)
23 1954 FORMAT(/,13x,'MEILLEURS SYSTEMES DE PACAS HYBRIDES COMP/ABS',
24  * /,15x,'ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp')
25  WRITE(2,30)
26  WRITE(*,*)'environnement:Tenv,DTenv,To'
27  READ(*,*)Tenv,DTenv,To
28  WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
29  READ(*,*)D,DTab
30  WRITE(*,*)'region adiabatique aux absorbeurs % ADab'
31  READ(*,*)ADab
32  WRITE(*,*)'duree de vie'
33  READ(*,*)NV
34  WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
35  * 2(vr=-0.05)'
36  READ(*,*)vr
37  WRITE(*,*)'cout de l électricité:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
38  * 2(ve=0.50)'
39  READ(*,*)ve
40  DO 7113 ml=1,5
41  IF(ml.EQ.1)THEN
42  B(ml)=0.1
43  GOTO 7650
44  ELSE
45  ENDIF
46  IF(ml.LT.4)THEN
47  B(ml)=(ml-1)*0.5
48  GOTO 7650
49  ELSE
50  B(ml)=(ml-3)*2.5
51  ENDIF
52 7650 Qp=B(ml)
53  IF(Qp.LT.0.5)THEN
54  CPC=1
55  GOTO 6532
56  ELSE
57  CPC=2
58  ENDIF
59 6532 IF(CPC.EQ.1)THEN
60  WRITE(2,2950)
61 2950 FORMAT(2x,'TYPE DU COMPRESSEUR:A VIS')
62  GOTO 2971

```

```

63         ELSE
64         WRITE (2, 2952)
65 2952     FORMAT (2x, 'TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE')
66         ENDIF
67 51      FORMAT (2x, 'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
68 52      FORMAT (2x, 'hab=', f5.2, 3x, 'hev=', f5.2, 3x, 'hcd=', f5.2, 3x, 'hde=',
69         *   f5.2, 3x, 'hei=', f5.2)
70 2971    DTr=10.0
71         DTp=10.0
72         DT=5.0
73         DTei=5.0
74         hev=1.5
75         hcd=1.5
76         hab=3.0
77         hde=3.0
78         hei=0.8
79 30      FORMAT (/, 2x, 'CONDITIONS', 2x, 'D OPERATION')
80         WRITE (2, 65)
81         WRITE (2, 66) Tenv, DTenv, To
82         WRITE (2, 67)
83         WRITE (2, 68) DT, D, DTab, DTei
84 63      FORMAT (/, /, 2x, 'PROCEDE')
85 64      FORMAT (2x, 'Tp (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTp (°C)=' , f4.1, 5x, 'Qp (MW)=' , f5.2)
86 65      FORMAT (2x, 'ENVIRONNEMENT (°C)')
87 66      FORMAT (2x, 'Tenv=' , f5.1, 5x, 'DTenv=' , f4.1, 5x, 'To=' , f5.1)
88 67      FORMAT (2x, 'PINCEMENTS THERMIQUES (°C)')
89 68      FORMAT (2x, 'DT=' , f4.1, 5x, 'D=' , f4.1, 5x, 'DTab=' , f4.1, 5x,
90         *   'DTei=' , f4.1)
91         WRITE (2, 51)
92         WRITE (2, 52) hab, hev, hcd, hde, hei
93         WRITE (2, 215) ADab
94 215     FORMAT (2x, 'REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS=' , f5.2, '%'')
95 2951    DO 1985 l j=1, 4
96         Q(l j)=60.0+(l j-1)*10.0
97         Tr=Q(l j)
98         WRITE (2, 61)
99         WRITE (2, 62) Tr, DTr
100 61     FORMAT (/, 2x, 'REJET')
101 62     FORMAT (2x, 'Tr (°C)=' , f5.1, 5x, 'DTr (°C)=' , f4.1)
102         DO 676 n=1, 6
103         U(n)=130.0+(n-1)*10.0
104         Tp=U(n)
105         WRITE (2, 63)
106         WRITE (2, 64) Tp, DTp, Qp
107         CM=65.0
108         DO 444 m=1, 16
109         Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
110         V=Y(m)
111         DO 555 k=1, 4
112         Z(k)=V+(k*5.0)
113         W=Z(k)
114         IF (W.GT.CM) THEN
115         VPOPT(m, k, k j)=0.0
116         GOTO 555
117         ELSE
118         ENDIF
119         Xd=V
120         Xc=W
121
122 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
123
124         Tm=Tp+DT

```

```

125      TR=Tr-DT
126      TCON=Tenv+DTenv+DT
127      DO 2999 kj=1,10
128      TON(kj)=TCON+(kj-1)*5.0
129      IF (TON(kj).GE.TR) THEN
130      VPOPT(m,k,kj)=0.0
131      GOTO 2999
132      ELSE
133      ENDIF
134      TC=TON(kj)
135      Tcd=TC
136      Pcd=PP(Tcd)
137      TSde=TS(TC,Xd)
138      TSds=TS(TC,Xc)
139      IF (TSds.GT.TR) THEN
140      VPOPT(m,k,kj)=0.0
141      GOTO 2999
142      ELSE
143      ENDIF
144      I=1
145      Tev(I)=Tr-DTr-DT
146 20    TE=Tev(I)
147      Pev(I)=PP(TE)
148      TSas(I)=TS(TE,Xd)
149      TSae(I)=TSas(I)-DT
150      TSaet(I)=TS(TE,Xc)
151      TSai(I)=TSaet(I)-D
152      IF (TSai(I).GT.Tm) THEN
153      TPM=Tp-DTp+DT
154      IF (TSas(I).LE.TPM) THEN
155      GOTO 356
156      ELSE
157      GOTO 357
158      ENDIF
159      ELSE
160 356   I=I+1
161      K=I-1
162      Tev(I)=TSas(K)-DT
163      write(*,*)Tev(I)
164      GOTO 20
165      ENDIF
166
167 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS MELANGEUR/SEPARATEUR
168
169 357   r=Pev(I)/Pcd
170
171 C   CALCUL DE f
172
173      f=Xc/(Xc-Xd)
174
175
176 C   CALCUL DU COMPRESSEUR
177
178 C   NOMBRE D'ETAGES DE COMPRESSION
179
180      IF (CPC.EQ.1) THEN
181      rmax=4
182      ELSE
183      rmax=2.5
184      ENDIF
185      nc=r/rmax
186      RMIN=1.0

```

```
187         IF (r.GT.RMIN) THEN
188             GOTO 3103
189         ELSE
190             ENDDIF
191         GOTO 555
192 3103     M=1
193         PCE (M)=Pcd
194         IF (rmax.GT.r) THEN
195             PCS (M)=PCE (M) *r
196             M=M+1
197             PCE (M)=PCS (M-1)
198             PCS (M)=Pev (I)
199             N=M
200             GOTO 3115
201         ELSE
202             ENDDIF
203 3105     PCS (M)=PCE (M) *rmax
204             M=M+1
205             PCE (M)=PCS (M-1)
206             RET=Pev (I) /PCE (M)
207             J=1
208             IF (RET.GT.rmax) THEN
209 3118     EX=1.0/M
210             RP (J)=RET** (EX)
211             IF (rmax.GT.RP (J) ) THEN
212                 DO 3117 i=2,M+1
213                     PCS (i)=PCS (i-1) *RP (J)
214                     PCE (i)=PCS (i-1)
215 3117     CONTINUE
216                 N=M+1
217                 GOTO 3115
218             ELSE
219                 M=M+1
220                 J=J+1
221                 GOTO 3118
222             ENDDIF
223         ELSE
224             PCS (M)=Pev (I)
225             N=M
226             GOTO3115
227         ENDDIF
228 3106     FORMAT (2x, 'NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION=',i2)
229 3107     FORMAT (3x,i2,3x,f5.3,5x,f6.2,2x,f6.2,2x,f6.2)
230 3115     DO 3225 i=1,N
231             REL (i)=PCS (i) /PCE (i)
232 3225     CONTINUE
233
234 C  CALCUL DES TEMPERATURES D ENTREE  DES ETAGES
235
236         DO 3110 i=1,N
237             w=PCE (i)
238             x0=50.0
239             eps=0
240             itmax=100
241             CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
242             TEC (i)=xsol
243 3110     CONTINUE
244             w=PCS (N)
245             x0=50.0
246             eps=0
247             itmax=100
248             CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
```

```

249         TEC(N+1)=xsol
250
251 C   CALCUL DES TEMPERATURES DE SORTIE ET DES ETAGES DE COMPRESSION
252
253         DO 3218 i=1,N
254         tt=TEC(i)
255         tv=TEC(i)
256         SCE(i)=Sss(tt,tv)
257         b=TEC(i+1)
258         c=SCE(i)
259         x0=TEC(i+1)
260         eps=0
261         itmax=100
262         CALL dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
263         TCSI(i)=xsol
264 3218    CONTINUE
265         DO 3219 i=1,N
266         ti=TEC(i)
267         to=TEC(i)
268         pu=PCE(i)
269         HEC(i)=HVS(ti,to,pu)
270         te=TEC(i+1)
271         ta=TCSI(i)
272         pa=PCS(i)
273         HSCI(i)=HVS(te,ta,pa)
274         IF (CPC.EQ.1) THEN
275         eta=0.6
276         ELSE
277         eta=0.8
278         ENDIF
279         HSCR(i)=(1./eta)*(HSCI(i)-HEC(i))+HEC(i)
280         WCP(i)=HSCR(i)-HEC(i)
281         x0=TCSI(i)+273.
282         ts=TEC(i+1)+273.
283         P=PCS(i)/100.
284         hv=HSCR(i)
285         eps=0
286         itmax=100
287         CALL dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
288         TCSR(i)=xsol-273.
289 3219    CONTINUE
290         WCPT(1)=WCP(1)
291         DO 3220 i=2,N
292         WCPT(i)=WCPT(i-1)+WCP(i)
293 3220    CONTINUE
294         WCPTO=WCPT(N)
295         ETAM=0.9
296         ETAE=0.9
297         ETAT=ETAM*ETAE
298         WCPTE=(1.0/ETAT)*WCPTO
299         IESTA(m,k,kj)=N
300
301
302 C   CALCUL DES ENTHALPIES
303
304         TC=Tcd
305         Hce=V(TC)
306         Hde=H(TSde,Xd)
307         Hds=H(TSds,Xc)
308         TV=Tev(1)
309         Hee(1)=4.189*TV
310         Hes(1)=V(TV)

```

```

311      TAI=TSas (I)
312      Has (I)=H (TAI, Xd)
313      TTI=TSae (I)
314      Hae (I)=H (TTI, Xc)
315
316
317 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
318
319      qde=Hce+ (f-1) *Hds-f*Hde
320      qab (I)=HSCR (N) + (f-1) *Hae (I) -f*Has (I)
321
322 C   CALCUL DES COP
323
324      COP=qab (I) / (qde+0.02*qab (I) +WCPTE)
325      COPC=qab (I) / (0.02*qab (I) +WCPTE)
326      COPE (m, k, kj)=COPC
327      COPEA (m, k, kj)=COP
328
329 C   CALCUL DU REX EXTERNE
330
331      TLab= (DTp) / (Log ( (Tp+273.) / (Tp-DTp+273.) ))
332      TLde= (DTr) / (Log ( (Tr+273.) / (Tr-DTr+273.) ))
333      TETAab=1.- (To+273.) /TLab
334      TETAde=1.- (To+273.) /TLde
335      REX= (qab (I) *TETAab) / (qde*TETAde
336
337      *      + 0.02*qab (I) +WCPTE)
338      RENDEX (m, k, kj)=REX
339
340
341 C   CALCULS TECHNIQUES
342
343 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
344
345      x= (Qp/qab (I) ) *1000
346      Qde= (qde*x) /1000
347      Qab (I)= (qab (I) *x) /1000
348
349
350 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
351
352      Wp=0.02*Qab (I)
353
354 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR
355
356      WCOMP=x*WCPTE/1000.
357      WASA (m, k, kj)=WCOMP
358
359
360
361 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
362
363
364      Sde= (Qde/ (hde*DTab) ) *1000
365      Sab (I)= ( (1.0+ADab) *Qab (I) ) / (hab*DTab) ) *1000
366
367 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (AB+DE)
368
369      ST=Sde+Sab (I)
370
371 C   SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C
372

```

```
373         TA=150.0
374         IF (TSai (I) .GT. TA) THEN
375             SAS=Sab (I)
376         ELSE
377             SAS=0.0
378         ENDIF
379
380 C SURFACE AVEC T<150°C
381
382         STF=ST-SAS
383
384 C SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
385
386         SIS (I)=((x*(f-1)*(Hae (I)-Hds))/(hei*DTei))
387         SIST=SIS (I)
388
389
390 C SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
391
392         IF (TSas (I) .GT. TA) THEN
393             SIES=SIS (I)
394             GOTO 2156
395         ELSE
396             SIES=0.0
397         ENDIF
398
399
400 C CALCULS ECONOMIQUES
401
402 C COUT DES COMPRESSEURS
403
404 2156     DO 2006 j=1,N
405         VO (j)=(112.0772*(10**(-0.0185*TEC (j))))*x*3600
406 2006     CONTINUE
407         IF (CPC.EQ.2) THEN
408             GOTO 2009
409         ELSE
410             ENDIF
411         IF (VO (1) .LT. 4000) THEN
412             DO 2007 i=1,N
413                 CCP (i)=14.4*(VO (i)**0.45)
414 2007     CONTINUE
415                 GOTO 2010
416             ELSE
417                 DO 2008 i=1,N
418                     CCP (i)=0.77*(VO (i)**0.81)
419 2008     CONTINUE
420                 ENDIF
421                 GOTO 2010
422 2009     IF (VO (1) .LT. 30000) THEN
423                 DO 2011 i=1,N
424                     CCP (i)=26.4*(VO (i)**0.37)
425 2011     CONTINUE
426                 GOTO 2010
427             ELSE
428                 DO 2012 i=1,N
429                     CCP (i)=4.2*(VO (i)**0.54)
430 2012     CONTINUE
431                 ENDIF
432 2010     CCPT (1)=CCP (1)
433             DO 2013 i=2,N
434                 j=i-1
```

```

435          CCPT (i)=CCPT (j)+CCP (i)
436 2013      CONTINUE
437          CCOMP=CCPT (N)+0.55*1000*WCOMP
438          CUCOMP (m, k, kj)=1.2*CCOMP
439
440 C   COUT DES ECHANGEURS
441
442          CSAS=2.8*SAS*1.5
443          CSTF=2.8*STF
444          CSIES=2.5*SIES*1.5
445          CSIEF=2.5*(SIST-SIES)
446          WRITE (*, *) CSAS, CSTF, CSIES, CSIEF
447          CET=CSAS+CSTF+CSIES+CSIEF
448          WRITE (*, *) CCOMP, CET
449
450 C   COUT DES POMPES
451
452          CP=(583.29*Wp*1000+18362)/1000
453
454 C   COUT TOTAL
455
456          CT=1.2*(CP+CET+CCOMP)*2
457          COUTA (m, k, kj)=CT
458
459 C   COUT D OPERATION
460
461          IF (ve.EQ.0) THEN
462             cele=0.3
463             GOTO 9550
464          ELSE
465             IF (ve.EQ.1) THEN
466                cele=0.2
467                GOTO 9550
468             ELSE
469                cele=0.5
470             ENDIF
471          ENDIF
472 9550      WRITE (*, *) cele
473             IF (vr.EQ.0) THEN
474                cere=0.0
475                GOTO 955
476             ELSE
477                IF (vr.EQ.1) THEN
478                   cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
479                   GOTO 955
480                ELSE
481                   cere=-0.5
482                ENDIF
483             ENDIF
484 955      WRITE (*, *) cere
485             IF (vr.EQ.1) THEN
486                cvap=cele*(1-(To+273)/(Tp+273))
487                GOTO 15223
488             ELSE
489                cvap=0.1
490             ENDIF
491 15223    WRITE (*, *) cvap
492          RECO=cvap/( (WCOMP/Qp+0.02)*cele)
493          Cchaud=(1.22*(1000*Qp)**0.99)*1.2*2
494          rnt1=CT/(8000*Qp*(cvap-(WCOMP/Qp+0.02)*cele+cere*Qde/Qp))
495          VTE2=REX*((273+Tp)/(273+Tr))*RECO*(Cchaud/CT)
496          creel=CT*1000/(3*8000*Qp*1000)+(WCOMP/Qp+0.02)*cele+cere*Qde/Qp

```



```

497      ccm=CT*1000/(NV*8000*Qp*1000)+(WCOMP/Qp+0.02)*cele+cere*Qde/Qp
498      VTE1=(REX*(Tp/Tr)*ABS(cvap/ccm))**0.33
499      TERE1(m,k,kj)=rnt1
500      VPOPT(m,k,kj)=VTE2
501      VALO(m,k,kj)=VTE1
502      COUCHA(m,k,kj)=creel
503      COURRA(m,k,kj)=ccm
504
505
506 C IMPRESSIONS
507
508 50      FORMAT(2x,'Tr',5x,'DTr',3x,'Tp',5x,'DTp',3x,'Tenv',5x,'DTenv',
509 *        3x,'DT',3x,'D',3x,'Xd',4x,'Xc')
510 100     FORMAT(2x,f4.1,3x,f4.1,2x,f5.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,
511 *        f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1)
512 C
513 2999    CONTINUE
514 555    CONTINUE
515 444    CONTINUE
516
517 C CHOIX DU SYSTEME OPTIMALE
518
519      ROPTU=0.0
520      DO 3501 m=1,16
521      DO 3502 k=1,3
522      DO 3505 kj=1,10
523      TEST=VPOPT(m,k,kj)
524      IF(TEST.GT.ROPTU) THEN
525      ROPTU=VPOPT(m,k,kj)
526      TCOPT=TON(kj)
527      MI=m
528      KI=k
529      COPOT=COPE(m,k,kj)
530      COPOV=COPEA(m,k,kj)
531      REDOT=RENDEX(m,k,kj)
532      COTOT=COUTA(m,k,kj)
533      TROT1=TERE1(m,k,kj)
534      CHAT=COUCHA(m,k,kj)
535      COUMA=COURRA(m,k,kj)
536      IST=IESTA(m,k,kj)
537      PRICP=CUCOMP(m,k,kj)
538      VUM=VALO(m,k,kj)
539      GOTO 3505
540      ELSE
541      ENDIF
542 3505    CONTINUE
543 3502    CONTINUE
544 3501    CONTINUE
545      IF(ROPTU.EQ.0.0) THEN
546      WRITE(2,3513)
547 3513 *  FORMAT(/,2x,'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',
548 *        /,/,2x,'*****')
549      GOTO 676
550      ELSE
551      ENDIF
552      XDO=45.0+(MI-1)*1.0
553      XCO=XDO+KI*5.0
554      m=MI
555      k=KI
556      WRITE(2,11541) cele,cere,cvap
557 11541 *  FORMAT(/,2x,'ve(FF/kWh)=' ,f6.4,4x,'vr(FF/kWh)=' ,f6.4,
558 *        4x,'vvap(FF/kWh)=' ,f6.4)

```

```

559      WRITE (2, 3503) XDO, XCO, TCOPT, VUM, COPOV, COPOT, REDOT,
560      * COTOT, PRICP, IST, CHAT, COUMA, TROT1
561 3503  FORMAT (/ , 2x, 'SYSTEME OPTIMUM', 4x,
562      * 'Xd=', f4.1, 3x, 'Xc=', f4.1, 3x, 'Tc(°C)=' , f4.1, / , 2x,
563      * 'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE=' , f5.2,
564      * / , 2x, 'COP=' , f5.3, 6x, 'COP*=' , f5.3, /
565      * , 2x, 'REX=' , f5.3, / , 2x, 'COUT TOTAL (kFF)='
566      * , f8.1, / , 2x, 'COUT DU COMPRESSEUR (kFF)=' , f8.1, 4x, 'Ncomp=' , i2
567      * , / , 2x, 'COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)=' , f5.3, / , 2x,
568      * 'COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)=' , f5.3, / , 2x,
569      * 'TEMPS DE RETOUR (an) n1=' , f5.1, / , / , 2x,
570      * '*****')
571 676  CONTINUE
572      WRITE (2, 1987)
573 1987  FORMAT (/ , 2x, '                                ')
574 1985  CONTINUE
575      WRITE (2, 5640)
576 5640  FORMAT (/ , 2x, '                                ')
577 7113  CONTINUE
578 C
579 C
580      END
581
582 C
583
584 C-----
585 C
586 C
587      FUNCTION PP(T)
588      implicit double precision(a-h,o-z)
589 C      P en kPa
590      PP=10.** (7.05-1596.49/(273.+T)-104095.5/((273.+T)**2.))
591      RETURN
592      END
593
594 C-----
595 C
596 C
597      FUNCTION L(T)
598 C      L=(4.189*(T))
599      RETURN
600      END
601
602 C-----
603 C
604 C
605      FUNCTION V(T)
606      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
607      RETURN
608      END
609
610 C-----
611 C
612 C
613      FUNCTION H(TS, X)
614      A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
615      * -(1.400261E-4)*X**4
616      B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
617      * (4.80097E-7)*X**4
618      C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
619      * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
620      H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)

```

```

621         RETURN
622         END
623
624
625 C-----
626
627
628         FUNCTION TS(T,X)
629         D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
630         E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
631         TS=T*D+E
632         RETURN
633         END
634
635 C-----
636
637
638
639
640         subroutine fonc(x,f,w)
641         implicit double precision(a-h,o-z)
642         f=10.** (7.05-1596.49/(273.+x)-104095.5/((273.+x)**2.))-w
643         return
644         end
645 C-----
646
647
648         subroutine dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
649 C=====
650
651         implicit double precision(a-h,o-z)
652         if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
653         call fonc(x0,f0,w)
654         hc=eps*x0
655         xh=x0+hc
656         call fonc(xh,fh,w)
657         ac=(fh-f0)/hc
658         x1=x0-f0/ac
659         iter=0
660         xmoins=x0
661         xc=x1
662         call fonc(xc,fc,w)
663 10      iter=iter+1
664         if(itmax.gt.iter) go to 40
665             xsol=xc
666             residu=fc
667             ierr=1
668             return
669 40      call fonc(xmoins,fmoins,w)
670         call fonc(xc,fc,w)
671         ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
672         xplus=xc-fc/ac
673         err=abs((xplus-xc)/xplus)
674         if(err.gt.(eps*xplus)) then
675             xmoins=xc
676             xc=xplus
677             go to 10
678         else
679             ierr=0
680             xsol=xc
681             residu=fc
682             itmax=iter

```

```

683         return
684     endif
685 c         ----- fin du sous programme dsec1 -----
686     end
687
688 c-----
689
690     FUNCTION Sss(tsat,tss)
691     implicit double precision(a-h,o-z)
692     Tsat=tsat+273.
693     Tss=273.+tss
694     y=(Tsat+Tss)/200.
695     Ssatt=244.9618*Tsat**(-0.5916)
696     DSss=(7.9526-10.2037*y**0.25+4.6004*y**0.5-0.20563*y) *
697 *   log(Tss/Tsat)
698     Sss=Ssatt+DSss
699     RETURN
700     END
701
702 c-----
703
704     SUBROUTINE foncl(x,f,b,c)
705     implicit double precision(a-h,o-z)
706     f=244.9618*(b+273.)**(-0.5916)+log((x+273.)/(b+273.))*(7.9526
707 *   -10.2037*((b+x+546.)/200.)**0.25+4.6004*((b+x+546.)/200.)**0.5
708 *   -0.20563*((b+x+546.)/200.))-c
709     RETURN
710     END
711
712 c-----
713
714     subroutine dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
715
716     implicit double precision(a-h,o-z)
717     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
718     call foncl(x0,f0,b,c)
719     hc=eps*x0
720     xh=x0+hc
721     call foncl(xh,fh,b,c)
722     ac=(fh-f0)/hc
723     x1=x0-f0/ac
724     iter=0
725     xmoins=x0
726     xc=x1
727     call foncl(xc,fc,b,c)
728     10  iter=iter+1
729     if(itmax.gt.iter) go to 40
730     xsol=xc
731     residu=fc
732     ierr=1
733     return
734     40  call foncl(xmoins,fmoins,b,c)
735     call foncl(xc,fc,b,c)
736     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
737     xplus=xc-fc/ac
738     err=abs((xplus-xc)/xplus)
739     if(err.gt.(eps*xplus)) then
740         xmoins=xc
741         xc=xplus
742         go to 10
743     else
744

```

```

745         ierr=0
746         xsol=xc
747         residu=fc
748         itmax=iter
749         return
750     endif
751 c         ----- fin du sous programme dsec2 -----
752     end
753
754 c-----
755
756
757     FUNCTION HVS(ts,t,P)
758     implicit double precision(a-h,o-z)
759     Ts=ts+273.
760     T=t+273.
761     PI=P/100.
762     A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T*(1.610693+
763 * 5.47205E-2*PI+7.517537E-4*PI**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*PI
764 * -2.87409E-7*PI**2)*T**2
765     B=exp((Ts-T)/4.5E1)
766     C=- (1.70782E3-1.699419E1*Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*
767 * Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)
768     HVS=A+B*C
769     RETURN
770     END
771
772 c-----
773
774
775     SUBROUTINE fonc2(x,f,ts,P,hv)
776     implicit double precision(a-h,o-z)
777     f=2.04121E3-4.040021E1*P-4.8095E-1*P**2+x*(1.610693+
778 * 5.47205E-2*P+7.517537E-4*P**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*P
779 * -2.87409E-7*P**2)*x**2-exp((ts-x)/4.5E1)*(1.70782E3-1.69941E1*
780 * ts+6.2746295E-2*ts**2-1.028425E-4*
781 * ts**3+6.4561298E-8*ts**4)-hv
782     RETURN
783     END
784
785
786 c-----
787
788     subroutine dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
789
790
791     implicit double precision(a-h,o-z)
792     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
793     call fonc2(x0,f0,ts,P,hv)
794     hc=eps*x0
795     xh=x0+hc
796     call fonc2(xh,fh,ts,P,hv)
797     ac=(fh-f0)/hc
798     x1=x0-f0/ac
799     iter=0
800     xmoins=x0
801     xc=x1
802     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
803 10    iter=iter+1
804     if(itmax.gt.iter) go to 40
805         xsol=xc
806         residu=fc

```

```
807         ierr=1
808         return
809 40      call fonc2(xmoins, fmoins, ts, P, hv)
810        call fonc2(xc, fc, ts, P, hv)
811        ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
812        xplus=xc-fc/ac
813        err=abs((xplus-xc)/xplus)
814        if(err.gt.(eps*xplus)) then
815            xmoins=xc
816            xc=xplus
817            go to 10
818        else
819            ierr=0
820            xsol=xc
821            residu=fc
822            itmax=iter
823            return
824        endif
825 c      ----- fin du sous programme dsec3 -----
826        end
827
```

1
2
3 MEILLEURS SYSTEMES DE PACAS HYBRIDES COMP/ABS
4 ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp
5
6 TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE
7 ENVIRONNEMENT (°C)
8 Tenv= 30.0 DTenv= 5.0 To= 30.0
9 PINCEMENTS THERMIQUES (°C)
10 DT= 5.0 D= 1.0 DTab= 2.0 DTei= 5.0
11 COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
12 hab= 3.00 hev= 1.50 hcd= 1.50 hde= 3.00 hei= .80
13 REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS= .10%

14
15
16 REJET
17 Tr (°C)= 90.0 DTr (°C)=10.0
18
19 ve (FF/kWh)= .3000 vr (FF/kWh)= .0000 vvap (FF/kWh)= .1000
20
21 PROCEDE
22 Tp (°C)=130.0 DTP (°C)=10.0 Qp (MW)= 1.00
23
24 SYSTEME OPTIMUM Xd=49.0 Xc=54.0 Tc (°C)=50.0
25 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .84
26 COP= .735 COP*=4.344
27 REX= .591
28 COUT TOTAL (kFF)= 9125.2
29 COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 3026.7 Ncomp= 3
30 COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .449
31 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .145
32 TEMPS DE RETOUR (an) n1= 36.9
33
34 *****
35
36
37 PROCEDE
38 Tp (°C)=140.0 DTP (°C)=10.0 Qp (MW)= 1.00
39
40 SYSTEME OPTIMUM Xd=46.0 Xc=51.0 Tc (°C)=55.0
41 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .84
42 COP= .720 COP*=3.699
43 REX= .582
44 COUT TOTAL (kFF)= 8757.6
45 COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 2795.6 Ncomp= 3
46 COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .446
47 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .154
48 TEMPS DE RETOUR (an) n1= 57.9
49
50 *****
51
52
53 PROCEDE
54 Tp (°C)=150.0 DTP (°C)=10.0 Qp (MW)= 1.00
55
56 SYSTEME OPTIMUM Xd=48.0 Xc=53.0 Tc (°C)=50.0
57 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .80
58 COP= .697 COP*=3.079
59 REX= .555
60 COUT TOTAL (kFF)= 9917.1
61 COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 2979.6 Ncomp= 3
62 COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .511

```

63  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh) = .180
64  TEMPS DE RETOUR(an) n1=484.1
65
66  *****
67
68
69  PROCEDE
70  Tp (°C)=160.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW) = 1.00
71
72  SYSTEME OPTIMUM   Xd=46.0   Xc=51.0   Tc (°C)=55.0
73  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .78
74  COP= .666        COP*=2.724
75  REX= .539
76  COUT TOTAL (kFF)= 11284.9
77  COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 3360.4   Ncomp= 4
78  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .580
79  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .204
80  TEMPS DE RETOUR(an) n1=*****
81
82  *****
83
84
85  PROCEDE
86  Tp (°C)=170.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW) = 1.00
87
88  SYSTEME OPTIMUM   Xd=47.0   Xc=57.0   Tc (°C)=45.0
89  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .77
90  COP= .657        COP*=2.371
91  REX= .522
92  COUT TOTAL (kFF)= 11364.8
93  COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 3765.5   Ncomp= 4
94  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .600
95  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .221
96  TEMPS DE RETOUR(an) n1=-53.6
97
98  *****
99
100
101  PROCEDE
102  Tp (°C)=180.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW) = 1.00
103
104  SYSTEME OPTIMUM   Xd=52.0   Xc=57.0   Tc (°C)=45.0
105  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .78
106  COP= .639        COP*=2.386
107  REX= .544
108  COUT TOTAL (kFF)= 12518.5
109  COUT DU COMPRESSEUR (kFF)= 3805.5   Ncomp= 4
110  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .647
111  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .230
112  TEMPS DE RETOUR(an) n1=-60.8
113
114  *****
115
116

```


ANNEXE VIII

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES THERMOTRANSFORMATEURS HYBRIDES
A ABSORPTION-COMPRESSION**


```

1
2
3 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
4 C économiques d'une PACA type II, HYBRIDE ABSORPTION-COMPRESSION,
5 C définition du système optimal pour chaque condition d'opération,
6 C Tr, Tp, Qp
7
8 C LECTURE DES DONNEES
9 implicit double precision(a-h,o-z)
10 REAL Mev(90),MTE(90)
11 DIMENSION Tev(90),Pev(90),TSae(90),TSas(90),TSai(90),Tsaet(90),
12 * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
13 * Sab(90),Sev(90),Y(90),SIS(90),SIE(90)
14 * ,Z(90),U(10),PCE(90),PCS(90),TEC(90),TSC(90),RP(90),
15 * SCE(90),TCSI(90),TCSR(90),HEC(90),HSCI(90),HSCR(90),WCP(90),
16 * WCPT(90),REL(90),VO(90),CCP(90),CCPT(90),VPOPT(30,30),
17 * COPE(30,30),RENDEX(30,30),COUTA(30,30),TERE1(30,30)
18 * ,COUCHA(30,30),CUCOMP(30,30),WASA(30,30),Q(10),B(10),
19 * COURRA(30,30),IESTA(30,30),VALO(30,30)
20 OPEN(2,FILE='IVFallall')
21 WRITE(2,1954)
22 1954 FORMAT(/,13x,'MEILLEURS SYSTEMES DE PACAS HYBRIDES ABS/COMP',
23 * /,15x,'ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp')
24 WRITE(2,30)
25 WRITE(*,*)'environnement:Tenv,DTenv,To'
26 READ(*,*)Tenv,DTenv,To
27 WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
28 READ(*,*)D,DTab
29 WRITE(*,*)'region adiabatique aux absorbeurs % ADab'
30 READ(*,*)ADab
31 WRITE(*,*)'duree de vie'
32 READ(*,*)NV
33 WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
34 * 2(vr=-0.05)'
35 READ(*,*)vr
36 WRITE(*,*)'cout de l'électricité:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
37 * 2(ve=0.50)'
38 READ(*,*)ve
39 DO 7113 ml=1,5
40 IF(ml.EQ.1)THEN
41 B(ml)=0.1
42 GOTO 7650
43 ELSE
44 ENDIF
45 IF(ml.LT.4)THEN
46 B(ml)=(ml-1)*0.5
47 GOTO 7650
48 ELSE
49 B(ml)=(ml-3)*2.5
50 ENDIF
51 7650 Qp=B(ml)
52 51 FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
53 52 FORMAT(2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
54 * f5.2,3x,'hei=',f5.2)
55 DTr=10.0
56 DTp=10.0
57 DT=5.0
58 DTei=5.0
59 hev=1.5
60 hcd=1.5
61 hab=3.0
62 hde=3.0

```



```

63      hei=0.8
64 30    FORMAT(/,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
65      WRITE(2,65)
66      WRITE(2,66) Tenv,DTenv,To
67      WRITE(2,67)
68      WRITE(2,68) DT,D,DTab,DTei
69 63    FORMAT(/,/,2x,'PROCEDE')
70 64    FORMAT(2x,'Tp(°C)=' ,f5.1,5x,'DTp(°C)=' ,f4.1,5x,'Qp(MW)=' ,f5.2)
71 65    FORMAT(2x,'ENVIRONNEMENT(°C)')
72 66    FORMAT(2x,'Tenv=' ,f5.1,5x,'DTenv=' ,f4.1,5x,'To=' ,f5.1)
73 67    FORMAT(2x,'PINCEMENTS THERMIQUES(°C)')
74 68    FORMAT(2x,'DT=' ,f4.1,5x,'D=' ,f4.1,5x,'DTab=' ,f4.1,5x,
75      * 'DTei=' ,f4.1)
76      WRITE(2,51)
77      WRITE(2,52) hab,hev,hcd,hde,hei
78      WRITE(2,215) ADab
79 215   FORMAT(2x,'REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS=' ,f5.2,'%')
80      IF (Qp.LT.0.5) THEN
81      CPC=1
82      GOTO 6532
83      ELSE
84      CPC=2
85      ENDIF
86 6532  IF (CPC.EQ.1) THEN
87      WRITE(2,2950)
88 2950  FORMAT(2x,'TYPE DU COMPRESSEUR:A VIS')
89      GOTO 2971
90      ELSE
91      WRITE(2,2952)
92 2952  FORMAT(2x,'TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE')
93      ENDIF
94 2971  DO 1985 lj=1,4
95      Q(lj)=60.0+(lj-1)*10.0
96      Tr=Q(lj)
97      WRITE(2,61)
98      WRITE(2,62) Tr,DTr
99 61    FORMAT(/,2x,'REJET')
100 62   FORMAT(2x,'Tr(°C)=' ,f5.1,5x,'DTr(°C)=' ,f4.1)
101      DO 676 n=1,6
102      U(n)=130.0+(n-1)*10.0
103      Tp=U(n)
104      WRITE(2,63)
105      WRITE(2,64) Tp,DTP,Qp
106      CM=65.0
107      DO 444 m=1,16
108      Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
109      V=Y(m)
110      DO 555 k=1,10
111      Z(k)=V+(k*5.0)
112      W=Z(k)
113      IF (W.GT.CM) THEN
114      VPOPT(m,k)=0.0
115      GOTO 555
116      ELSE
117      ENDIF
118      Xd=V
119      Xc=W
120
121 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
122
123 2951  Tm=Tp+DT
124      Tcd=Tenv+DTenv+DT

```

```

125      TC=Tcd
126      Pcd=PP (Tcd)
127      TSde=TS (TC,Xd)
128      TSds=TS (TC,Xc)
129      TR=Tr-DT
130      IF (TSds.GT.TR) THEN
131      VPOPT (m, k)=0.0
132      GOTO 555
133      ELSE
134      ENDIF
135      I=1
136      Tev (I)=Tr-DTr-DT
137 20    TE=Tev (I)
138      Pev (I)=PP (TE)
139      TSas (I)=TS (TE,Xd)
140      TSae (I)=TSas (I)-DT
141      TSAet (I)=TS (TE,Xc)
142      TSai (I)=TSAet (I)-D
143      IF (TSai (I).GT.Tm) THEN
144      TPM=Tp-DTp+DT
145      IF (TSas (I).LE.TPM) THEN
146      GOTO 356
147      ELSE
148      GOTO 357
149      ENDIF
150      ELSE
151 356    I=I+1
152      K=I-1
153      Tev (I)=TSas (K)-DT
154      GOTO 20
155      ENDIF
156 357    TSM=Tp+10.0
157      IF (TSai (K).GT.TSM) THEN
158      ELSE
159      ENDIF
160
161  C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
162
163      r=Pev (I) /Pev (1)
164
165  C   CALCUL DE f
166
167      f=Xc/ (Xc-Xd)
168
169
170  C   CALCUL DU COMPRESSEUR
171
172  C   NOMBRE D'ETAGES DE COMPRESSION
173
174      IF (CPC.EQ.1) THEN
175      rmax=4
176      ELSE
177      rmax=2.5
178      ENDIF
179      nc=r/rmax
180      RMIN=1.0
181      IF (r.GT.RMIN) THEN
182      GOTO 3103
183      ELSE
184      ENDIF
185      GOTO 555
186 3103  M=1

```

```

187     PCE (M) =Pev (1)
188     IF (rmax.GT.r) THEN
189     PCS (M) =PCE (M) *r
190     M=M+1
191     PCE (M) =PCS (M-1)
192     PCS (M) =Pev (I)
193     N=M
194     GOTO 3115
195     ELSE
196     ENDIF
197 3105   PCS (M) =PCE (M) *rmax
198     M=M+1
199     PCE (M) =PCS (M-1)
200     RET=Pev (I) /PCE (M)
201     J=1
202     IF (RET.GT.rmax) THEN
203 3118   EX=1.0/M
204     RP (J) =RET** (EX)
205     IF (rmax.GT.RP (J) ) THEN
206     DO 3117 i=2,M+1
207     PCS (i) =PCS (i-1) *RP (J)
208     PCE (i) =PCS (i-1)
209 3117   CONTINUE
210     N=M+1
211     GOTO 3115
212     ELSE
213     M=M+1
214     J=J+1
215     GOTO 3118
216     ENDIF
217     ELSE
218     PCS (M) =Pev (I)
219     N=M
220     ENDIF
221 3115   DO 3225 i=1,N
222     REL (i) =PCS (i) /PCE (i)
223 3225   CONTINUE
224
225 C   CALCUL DES TEMPERATURES D ENTREE  DES ETAGES
226
227     DO 3110 i=1,N
228     w=PCE (i)
229     x0=50.0
230     eps=0
231     itmax=100
232     CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
233     TEC (i) =xsol
234 3110   CONTINUE
235     w=PCS (N)
236     x0=50.0
237     eps=0
238     itmax=100
239     CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
240     TEC (N+1) =xsol
241
242 C   CALCUL DES TEMPERATURES DE SORTIE ET DES ETAGES DE COMPRESSION
243
244     DO 3218 i=1,N
245     tt=TEC (i)
246     tv=TEC (i)
247     SCE (i) =Sss (tt,tv)
248     b=TEC (i+1)

```

```

249      c=SCE(i)
250      x0=TEC(i+1)
251      eps=0
252      itmax=100
253      CALL dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
254      TCSI(i)=xsol
255 3218  CONTINUE
256      DO 3219 i=1,N
257      ti=TEC(i)
258      to=TEC(i)
259      pu=PCE(i)
260      HEC(i)=HVS(ti,to,pu)
261      te=TEC(i+1)
262      ta=TCSI(i)
263      pa=PCS(i)
264      HSCI(i)=HVS(te,ta,pa)
265      IF(CPC.EQ.1) THEN
266      eta=0.6
267      ELSE
268      eta=0.8
269      ENDIF
270      HSCR(i)=(1./eta)*(HSCI(i)-HEC(i))+HEC(i)
271      WCP(i)=HSCR(i)-HEC(i)
272      x0=TCSI(i)+273.
273      ts=TEC(i+1)+273.
274      P=PCS(i)/100.
275      hv=HSCR(i)
276      eps=0
277      itmax=100
278      CALL dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
279      TCSR(i)=xsol-273.
280 3219  CONTINUE
281      WCPT(1)=WCP(1)
282      DO 3220 i=2,N
283      WCPT(i)=WCPT(i-1)+WCP(i)
284 3220  CONTINUE
285      WCPTO=WCPT(N)
286      ETAM=0.9
287      ETAE=0.9
288      ETAT=ETAM*ETAE
289      WCPTE=(1.0/ETAT)*WCPTO
290      IESTA(m,k)=N
291
292
293 C  CALCUL DES ENTHALPIES
294
295      TC=Tcd
296      Hce=V(TC)
297      Hcs=4.189*TC
298      Hde=H(TSde,Xd)
299      Hds=H(TSds,Xc)
300      TV=Tev(1)
301      Hee(1)=4.189*TV
302      Hes(1)=V(TV)
303      TAI=TSas(I)
304      Has(I)=H(TAI,Xd)
305      TTI=TSae(I)
306      Hae(I)=H(TTI,Xc)
307
308
309 C  CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
310

```

```

311      qcd=Hce-Hcs
312      qde=Hce+ (f-1) *Hds-f*Hde
313      qev (1)=Hes (1) -Hee (1)
314      qab (I)=HSCR (N) + (f-1) *Hae (I) -f*Has (I)
315
316 C   CALCUL DU COP
317
318      COP=qab (I) / (qev (1) +qde+0.02*qab (I) +WCPTE)
319      COPE (m, k)=COP
320
321 C   CALCUL DU REX EXTERNE
322
323      TLab=(DTp) / (Log ((Tp+273.) / (Tp-DTp+273.)))
324      TLev=(DTr) / (Log ((Tr+273.) / (Tr-DTr+273.)))
325      TLcd=(DTenv) / (Log ((Tenv+DTenv+273.) / (Tenv+273.)))
326      TETAcd=1.- (To+273.) /TLcd
327      TETAab=1.- (To+273.) /TLab
328      TETAev=1.- (To+273.) /TLev
329      REX=(qab (I) *TETAab) / ((qev (1) +qde) *TETAev
330
331      *      + 0.02*qab (I) +WCPTE)
332      EFEX=(qab (I) *TETAab+qcd*TETAcd) / ((qev (1) +qde) *TETAev
333
334      *      + 0.02*qab (I) +WCPTE)
335      EFUX=(qab (I) *TETAab-qev (1) *TETAev) / (qde*TETAev-qcd*TETAcd+
336      *      0.02*qab (I) +WCPTE)
337 2310  FORMAT (2x, 'REND EXERGETIQUES:REX=', f5.3, 3x,
338      *      'EFEX=', f5.3, 3x, 'EFUX=', f5.3)
339      RENDEX (m, k)=REX
340
341 C   CALCULS TECHNIQUES
342
343 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
344
345      x=(Qp/qab (I)) *1000
346      Qcd=(qcd*x) /1000
347      Qde=(qde*x) /1000
348      Qev (1)=(qev (1) *x) /1000
349      Qab (I)=(qab (I) *x) /1000
350
351
352 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
353
354      Wp=0.02*Qab (I)
355
356 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR
357
358      WCOMP=x*WCPTE/1000.
359      WASA (m, k)=WCOMP
360
361
362
363
364 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
365
366      Scd=(Qcd/ (hcd* ( (DTenv/Log ((Tcd-Tenv) / (Tcd-Tenv-DTenv) ) ) ) ) ) *1000
367      Sde=(Qde/ (hde*DTab)) *1000
368      Sev (1)=(Qev (1) / (hev * ( (DTr) /Log ((Tr-Tev (1)) / (Tr-DTr-Tev (1)) ) ) ) ) *
369      *      1000
370      Sab (I)= ( ( (1.0+ADab) *Qab (I) ) / (hab*DTab) ) *1000
371
372 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+AB+CD+DE)

```



```
373
374      ST=Scd+Sde+Sev(1)+Sab(I)
375
376 C  SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C
377
378      TA=150.0
379      IF (TSai(I) .GT. TA) THEN
380      SAS=Sab(I)
381      ELSE
382      SAS=0.0
383      ENDIF
384
385 C  SURFACE AVEC T<150°C
386
387      STF=ST-SAS
388
389 C  SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
390
391      SIS(I)=((x*(f-1)*(Hae(I)-Hds))/(hei*DTei))
392      SIE(1)=((x*(Hee(1)-Hcs))/(hei*DTei))
393      SIST=SIS(I)+SIE(1)
394
395
396 C  SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
397
398      IF (TSas(I) .GT. TA) THEN
399      SIES=SIS(I)
400      GOTO 2115
401      ELSE
402      SIES=0.0
403      ENDIF
404
405 C  CALCULS ECONOMIQUES
406
407 C  COUT DES COMPRESSEURS
408
409 2115 DO 2006 j=1,N
410      VO(j)=(112.0772*(10**(-0.0185*TEC(j))))*x*3600
411 2006 CONTINUE
412      IF (CPC.EQ.2) THEN
413      GOTO 2009
414      ELSE
415      ENDIF
416      IF (VO(1) .LT. 4000) THEN
417      DO 2007 i=1,N
418      CCP(i)=14.4*(VO(i)**0.45)
419 2007 CONTINUE
420      GOTO 2010
421      ELSE
422      DO 2008 i=1,N
423      CCP(i)=0.77*(VO(i)**0.81)
424 2008 CONTINUE
425      ENDIF
426      GOTO 2010
427 2009 IF (VO(1) .LT. 30000) THEN
428      DO 2011 i=1,N
429      CCP(i)=26.4*(VO(i)**0.37)
430 2011 CONTINUE
431      GOTO 2010
432      ELSE
433      DO 2012 i=1,N
434      CCP(i)=4.2*(VO(i)**0.54)
```

```
435 2012    CONTINUE
436        ENDIF
437 2010    CCPT(1)=CCP(1)
438        DO 2013 i=2,N
439            j=i-1
440            CCPT(i)=CCPT(j)+CCP(i)
441 2013    CONTINUE
442        CCOMP=CCPT(N)+0.55*1000*WCOMP
443        CUCOMP(m,k)=CCOMP*1.2
444
445 C   COUT DES ECHANGEURS
446
447        CSAS=2.8*SAS*1.5
448        CSTF=2.8*STF
449        CSIES=2.5*SIES*1.5
450        CSIEF=2.5*(SIST-SIES)
451        WRITE(*,*) CSAS, CSTF, CSIES, CSIEF
452        CET=CSAS+CSTF+CSIES+CSIEF
453        WRITE(*,*) CCOMP, CET
454
455 C   COUT DES POMPES
456
457        CP=(583.29*Wp*1000+18362)/1000
458
459 C   COUT TOTAL
460
461        CT=1.2*(CP+CET+CCOMP)*2
462        COUTA(m,k)=CT
463
464 C   COUT D OPERATION
465
466        IF (ve.EQ.0) THEN
467            cele=0.3
468            GOTO 9550
469        ELSE
470            IF (ve.EQ.1) THEN
471                cele=0.2
472                GOTO 9550
473            ELSE
474                cele=0.5
475            ENDIF
476        ENDIF
477 9550    WRITE(*,*) cele
478        IF (vr.EQ.0) THEN
479            cere=0.0
480            GOTO 955
481        ELSE
482            IF (vr.EQ.1) THEN
483                cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
484            GOTO 955
485        ELSE
486            cere=-0.05
487        ENDIF
488    ENDIF
489 955    WRITE(*,*) cere
490        IF (vr.EQ.1) THEN
491            cvap=cele*(1-(To+273)/(Tp+273))
492            GOTO 15223
493        ELSE
494            cvap=0.1
495        ENDIF
496 15223  WRITE(*,*) cvap
```

```

497 RECO=cvap/((WCOMP/Qp+0.02)*cele)
498 Cchaud=(1.22*(1000*Qp)**0.99)*1.2*2
499 rnt1=CT/(8000*Qp*(cvap-(WCOMP/Qp+0.02)*cele-
500 * (Qev(1)+Qde)*cere/Qp))
501 VTE2=(REX*((Tp)/(Tr))*(Cchaud/CT))**0.33
502 creel=(CT*1000/(3*8000*Qp*1000))+cele*(0.02+WCOMP/Qp)+
503 * (Qev(1)+Qde)*cere/Qp
504 ccm=(CT*1000/(NV*8000*Qp*1000))+cele*(0.02+WCOMP/Qp)+
505 * (Qev(1)+Qde)*cere/Qp
506 VTE1=(REX*((Tp)/(Tr))*ABS(cvap/ccm))**0.33
507 TERE1(m,k)=rnt1
508 VPOPT(m,k)=VTE2
509 VALO(m,k)=VTE1
510 COUCHA(m,k)=creel
511 COURRA(m,k)=ccm
512
513
514 C IMPRESSIONS
515
516 50 FORMAT(2x,'Tr',5x,'DTr',3x,'Tp',5x,'DTp',3x,'Tenv',5x,'DTenv',
517 * 3x,'DT',3x,'D',3x,'Xd',4x,'Xc')
518 100 FORMAT(2x,f4.1,3x,f4.1,2x,f5.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,
519 * f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1)
520 C
521 555 CONTINUE
522 444 CONTINUE
523
524 C CHOIX DU SYSTEME OPTIMALE
525
526 ROPTU=0.0
527 DO 3501 m=1,16
528 DO 3502 k=1,3
529 TEST=VPOPT(m,k)
530 IF(TEST.GT.ROPTU)THEN
531 ROPTU=VPOPT(m,k)
532 MI=m
533 KI=k
534 CUM=CUCOMP(m,k)
535 WUM=WASA(m,k)
536 COPOT=COPE(m,k)
537 REDOT=RENDEX(m,k)
538 COTOT=COUTA(m,k)
539 TROT1=TERE1(m,k)
540 CHAT=COUCHA(m,k)
541 COUMA=COURRA(m,k)
542 IST=IESTA(m,k)
543 VUM=VALO(m,k)
544 GOTO 3502
545 ELSE
546 ENDIF
547 3502 CONTINUE
548 3501 CONTINUE
549 IF(ROPTU.EQ.0.0)THEN
550 WRITE(2,3513)
551 3513 FORMAT(/,2x,'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',
552 * /,/,2x,'*****')
553 GOTO 676
554 ELSE
555 ENDIF
556 XDO=45.0+(MI-1)*1.0
557 XCO=XDO+KI*5.0
558 m=MI

```

```

559      k=KI
560      WRITE (2,11541) cele, cere, cvap
561 11541  FORMAT (/ , 2x, 've (FF/kWh)=' , f6.4, 4x, 'vr (FF/kWh)=' , f6.4,
562      * 4x, 'vvap (FF/kWh)=' , f6.4)
563      WRITE (2, 3503) XDO, XCO, IST, VUM, COBOT, REDOT, WUM, COTOT,
564      * CUM, CHAT, COUMA, TROT1
565 3503  FORMAT (/ , / , 2x, 'SYSTEME OPTIMUM' , 4x,
566      * 'Xd=' , f4.1, 3x, 'Xc=' , f4.1, 3x, 'Ncomp=' , i2,
567      * / , 2x, 'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE=' , f5.2,
568      * / , 2x, 'COP=' , f5.3, 6x, 'REX=' , f5.3, / , 2x, 'PUISSANCE DU COMPRESSEUR (
569      * MW)=' , f5.3, / , 2x, 'COUT TOTAL (kFF)=' , f8.1, 2x, 'COUT DU COMPRESSEUR (
570      * kFF)=' , f8.1, / , 2x, 'COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)=' , f5.3, / , 2x,
571      * 'COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)=' , f5.3, / , 2x,
572      * 'TEMPS DE RETOUR (an) n1=' , f6.1, / , / , 2x,
573      * '*****')
574 676  CONTINUE
575      WRITE (2,1987)
576 1987  FORMAT (/ , 2x, '
577 1985  CONTINUE
578      WRITE (2, 8542)
579 8542  FORMAT (/ , 2x, '#####'
580      * )
581 7113  CONTINUE
582 C
583 C
584      END
585
586 C
587
588 C-----
589 C
590 C
591      FUNCTION PP(T)
592      implicit double precision(a-h,o-z)
593 C      P en kPa
594      PP=10.** (7.05-1596.49/(273.+T)-104095.5/((273.+T)**2.))
595      RETURN
596      END
597
598 C-----
599
600
601      FUNCTION L(T)
602 C      L=(4.189*(T))
603      RETURN
604      END
605
606 C-----
607
608
609      FUNCTION V(T)
610      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
611      RETURN
612      END
613
614 C-----
615
616
617      FUNCTION H(TS,X)
618      A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
619      * -(1.400261E-4)*X**4
620      B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+

```

```

621      * (4.80097E-7)*X**4
622      C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
623      * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
624      H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
625      RETURN
626      END
627
628
629 C-----
630
631
632      FUNCTION TS(T,X)
633      D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
634      E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
635      TS=T*D+E
636      RETURN
637      END
638
639 C-----
640
641
642
643
644      subroutine fonc(x,f,w)
645      implicit double precision(a-h,o-z)
646      f=10.**(7.05-1596.49/(273.+x)-104095.5/((273.+x)**2.))-w
647      return
648      end
649 C-----
650
651
652      subroutine dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
653 C=====
654
655      implicit double precision(a-h,o-z)
656      if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
657      call fonc(x0,f0,w)
658      hc=eps*x0
659      xh=x0+hc
660      call fonc(xh,fh,w)
661      ac=(fh-f0)/hc
662      x1=x0-f0/ac
663      iter=0
664      xmoins=x0
665      xc=x1
666      call fonc(xc,fc,w)
667 10   iter=iter+1
668      if(itmax.gt.iter) go to 40
669          xsol=xc
670          residu=fc
671          ierr=1
672          return
673 40   call fonc(xmoins,fmoins,w)
674      call fonc(xc,fc,w)
675      ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
676      xplus=xc-fc/ac
677      err=abs((xplus-xc)/xplus)
678      if(err.gt.(eps*xplus)) then
679          xmoins=xc
680          xc=xplus
681          go to 10
682      else

```

```

683         ierr=0
684         xsol=xc
685         residu=fc
686         itmax=iter
687         return
688     endif
689 c         ----- fin du sous programme dsec1 -----
690     end
691
692 c-----
693
694     FUNCTION Sss(tsat,tss)
695     implicit double precision(a-h,o-z)
696     Tsat=tsat+273.
697     Tss=273.+tss
698     y=(Tsat+Tss)/200.
699     Ssatt=244.9618*Tsat**(-0.5916)
700     DSss=(7.9526-10.2037*y**0.25+4.6004*y**0.5-0.20563*y)*
701 * log(Tss/Tsat)
702     Sss=Ssatt+DSss
703     RETURN
704     END
705
706 c-----
707
708     SUBROUTINE foncl(x,f,b,c)
709     implicit double precision(a-h,o-z)
710     f=244.9618*(b+273.)**(-0.5916)+log((x+273.)/(b+273.))* (7.9526
711 * -10.2037*((b+x+546.)/200.)**0.25+4.6004*((b+x+546.)/200.)**0.5
712 * -0.20563*((b+x+546.)/200.))-c
713     RETURN
714     END
715
716 c-----
717
718     subroutine dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
719
720
721     implicit double precision(a-h,o-z)
722     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
723     call foncl(x0,f0,b,c)
724     hc=eps*x0
725     xh=x0+hc
726     call foncl(xh,fh,b,c)
727     ac=(fh-f0)/hc
728     x1=x0-f0/ac
729     iter=0
730     xmoins=x0
731     xc=x1
732     call foncl(xc,fc,b,c)
733 10   iter=iter+1
734     if(itmax.gt.iter) go to 40
735         xsol=xc
736         residu=fc
737         ierr=1
738         return
739 40   call foncl(xmoins,fmoins,b,c)
740     call foncl(xc,fc,b,c)
741     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
742     xplus=xc-fc/ac
743     err=abs((xplus-xc)/xplus)
744     if(err.gt.(eps*xplus)) then

```

```

745         xmoins=xc
746         xc=xplus
747         go to 10
748     else
749         ierr=0
750         xsol=xc
751         residu=fc
752         itmax=iter
753         return
754     endif
755 c         ----- fin du sous programme dsec2 -----
756     end
757
758 c-----
759
760
761     FUNCTION HVS(ts,t,P)
762     implicit double precision(a-h,o-z)
763     Ts=ts+273.
764     T=t+273.
765     PI=P/100.
766     A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T*(1.610693+
767 * 5.47205E-2*PI+7.517537E-4*PI**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*PI
768 * -2.87409E-7*PI**2)*T**2
769     B=exp((Ts-T)/4.5E1)
770     C=-(1.70782E3-1.699419E1*Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*
771 * Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)
772     HVS=A+B*C
773     RETURN
774     END
775
776 C-----
777
778
779     SUBROUTINE fonc2(x,f,ts,P,hv)
780     implicit double precision(a-h,o-z)
781     f=2.04121E3-4.040021E1*P-4.8095E-1*P**2+x*(1.610693+
782 * 5.47205E-2*P+7.517537E-4*P**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*P
783 * -2.87409E-7*P**2)*x**2-exp((ts-x)/4.5E1)*(1.70782E3-1.69941E1*
784 * ts+6.2746295E-2*ts**2-1.028425E-4*
785 * ts**3+6.4561298E-8*ts**4)-hv
786     RETURN
787     END
788
789
790 C-----
791
792     subroutine dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
793
794
795     implicit double precision(a-h,o-z)
796     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
797     call fonc2(x0,f0,ts,P,hv)
798     hc=eps*x0
799     xh=x0+hc
800     call fonc2(xh,fh,ts,P,hv)
801     ac=(fh-f0)/hc
802     x1=x0-f0/ac
803     iter=0
804     xmoins=x0
805     xc=x1
806     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)

```

```
807 10   iter=iter+1
808     if(itmax.gt.iter) go to 40
809       xsol=xc
810       residu=fc
811       ierr=1
812       return
813 40   call fonc2(xmoins,fmoins,ts,P,hv)
814     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
815     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
816     xplus=xc-fc/ac
817     err=abs((xplus-xc)/xplus)
818     if(err.gt.(eps*xplus)) then
819       xmoins=xc
820       xc=xplus
821       go to 10
822     else
823       ierr=0
824       xsol=xc
825       residu=fc
826       itmax=iter
827       return
828     endif
829 c     ----- fin du sous programme dsec3 -----
830     end
```



```

1
2           MEILLEURS SYSTEMES DE PACAS HYBRIDES ABS/COMP
3           ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp
4
5   CONDITIONS D OPERATION
6   ENVIRONNEMENT (°C)
7   Tenv= 20.0      DTenv= 5.0      To= 20.0
8   PINCEMENTS THERMIQUES (°C)
9   DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0      DTei= 5.0
10  COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
11  hab= 3.00     hev= 1.50     hcd= 1.50     hde= 3.00     hei= .80
12  REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS= .10%
13  TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE
14
15  REJET
16  Tr (°C)= 90.0      DTr (°C)=10.0
17
18
19  PROCEDE
20  Tp (°C)=130.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW)= 5.00
21
22  ve (FF/kWh)= .3000      vr (FF/kWh)= .0000      vvap (FF/kWh)= .1000
23
24
25  SYSTEME OPTIMUM      Xd=49.0      Xc=59.0      Ncomp= 2
26  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .98
27  COP= .443      REX= .519
28  PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .500
29  COUT TOTAL(kFF)= 25794.6      COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 2611.3
30  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .251
31  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .079
32  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 10.1
33
34  *****
35
36
37  PROCEDE
38  Tp (°C)=140.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW)= 5.00
39
40  ve (FF/kWh)= .3000      vr (FF/kWh)= .0000      vvap (FF/kWh)= .1000
41
42
43  SYSTEME OPTIMUM      Xd=51.0      Xc=61.0      Ncomp= 2
44  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .98
45  COP= .442      REX= .541
46  PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .575
47  COUT TOTAL(kFF)= 28931.2      COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 2620.2
48  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .282
49  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)= .089
50  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 12.2
51
52  *****
53
54
55  PROCEDE
56  Tp (°C)=150.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW)= 5.00
57
58  ve (FF/kWh)= .3000      vr (FF/kWh)= .0000      vvap (FF/kWh)= .1000
59
60
61  SYSTEME OPTIMUM      Xd=54.0      Xc=64.0      Ncomp= 2
62  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .99

```

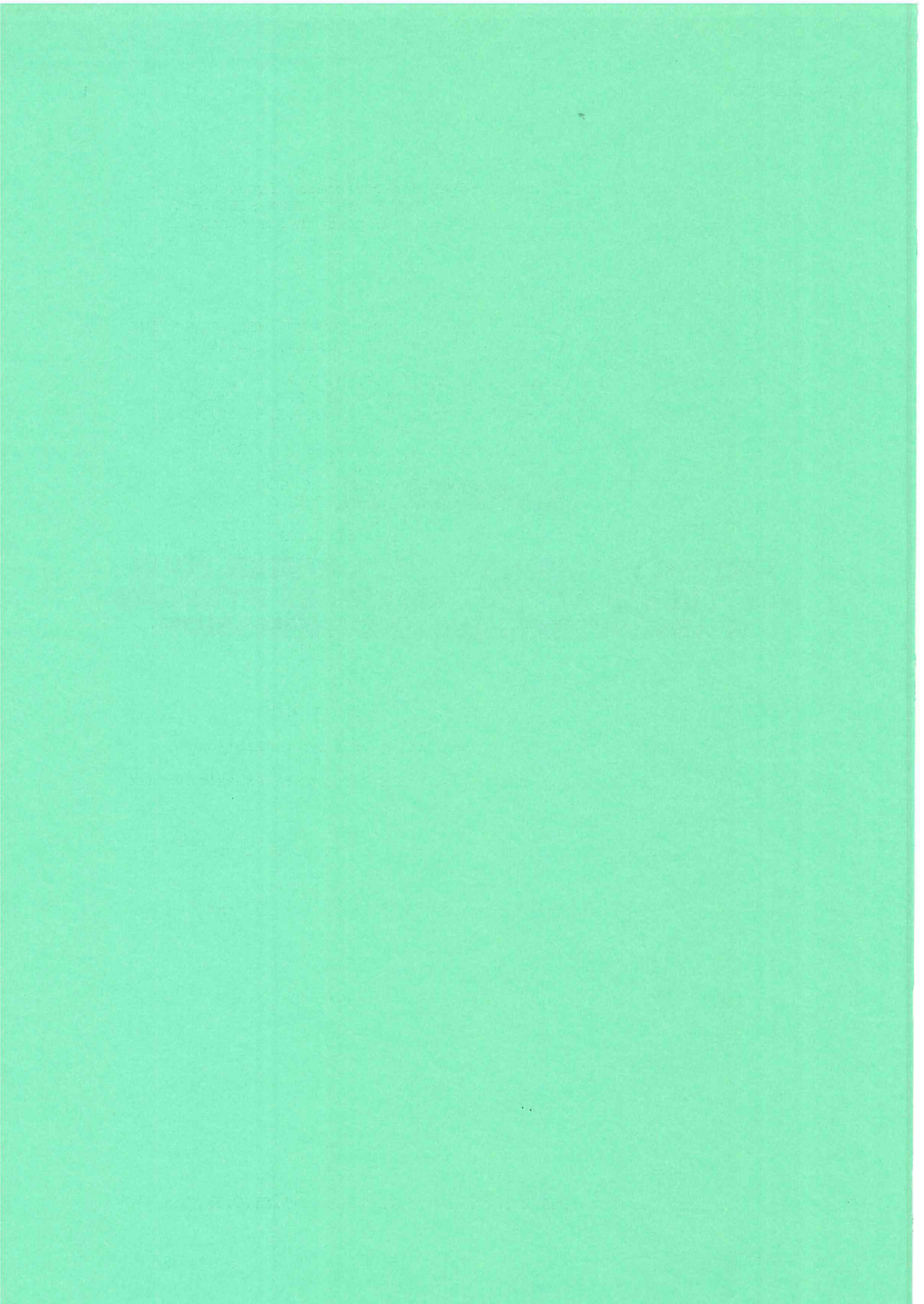
```

63 COP= .444      REX= .556
64 PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .686
65 COUT TOTAL(kFF)= 28994.3 COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 2662.0
66 COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .289
67 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .095
68 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 13.7
69
70 *****
71
72
73 PROCEDE
74 Tp(°C)=160.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 5.00
75
76 ve(FF/kWh)= .3000      vr(FF/kWh)= .0000      vvap(FF/kWh)= .1000
77
78
79 SYSTEME OPTIMUM      Xd=49.0      Xc=64.0      Ncomp= 2
80 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .95
81 COP= .448      REX= .540
82 PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .988
83 COUT TOTAL(kFF)= 28813.7 COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 2828.9
84 COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .305
85 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .113
86 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 20.7
87
88 *****
89
90
91 PROCEDE
92 Tp(°C)=170.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 5.00
93
94 ve(FF/kWh)= .3000      vr(FF/kWh)= .0000      vvap(FF/kWh)= .1000
95
96
97 SYSTEME OPTIMUM      Xd=47.0      Xc=62.0      Ncomp= 3
98 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .88
99 COP= .424      REX= .499
100 PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)=1.335
101 COUT TOTAL(kFF)= 31254.2 COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 3636.1
102 COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .347
103 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .138
104 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 56.3
105
106 *****
107
108
109 PROCEDE
110 Tp(°C)=180.0      DTp(°C)=10.0      Qp(MW)= 5.00
111
112 ve(FF/kWh)= .3000      vr(FF/kWh)= .0000      vvap(FF/kWh)= .1000
113
114
115 SYSTEME OPTIMUM      Xd=60.0      Xc=65.0      Ncomp= 2
116 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .98
117 COP= .432      REX= .580
118 PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .975
119 COUT TOTAL(kFF)= 36244.0 COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 2840.0
120 COUT DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .367
121 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp(FF/kWh)= .125
122 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 25.5
123
124 *****

```

ANNEXE IX

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES THERMOTRANSFORMATEURS HYBRIDES
A ABSORPTION-EJECTO-COMPRESSION**



```

1
2
3 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caracteristiques techno-
4 C      economiques d une PACA type II HYBRIDE ABSORPTION-EJECTO-COM-
5 C      PRESSION,definition du systeme optimal pour chaque condition
6 C      d'operation
7
8 C LECTURE DES DONNEES
9      implicit double precision(a-h,o-z)
10     REAL Mev(10),MTE(10)
11     DIMENSION Tev(30),Pev(30),TSae(30),TSas(30),TSai(30),Tsaet(30),
12     * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
13     * Sab(30),Sev(30),Y(30),SIS(30),SIE(30)
14     * ,Z(30),U(10),PCE(30),PCS(30),TEC(30),TSC(30),RP(30),
15     * SCE(30),TCSI(30),TCSR(30),HEC(30),HSCI(30),HSCR(30),WCP(30),
16     * WCPT(30),REL(30),titra(30),titre(30),HEHI(30),HEHR(30),HEJ(30),
17     * HEJSR(30),HEJE(30),TEJSR(30),Eej(30),EXEj(30),ETej(30),EXTEj(30)
18     * ,SEJSR(30),alfa(30),alfato(30),SEJ(30),HEJSI(30),TEJSI(30),
19     * tix(30),RMACH(30),VEL(30),SON(30),VO(30),DEej(30),CEJ(30)
20     * ,CEJT(30),VPOPT(30,30),BOPE1(30,30),RENDEX1(30,30),
21     * COUTA1(30,30),BOPE2(30,30),RENDEX2(30,30),COUTA2(30,30),
22     * TERE1(30,30),TERE2(30,30),COUCHA1(30,30),TERE3(30,30),
23     * TERE4(30,30),COUCHA2(30,30),Q(20),B(10),COURRA1(30,30),
24     * COURRA2(30,30),RMO(30),COUEJ(30,30),IESTA(30,30),VOLI(30),
25     * VAPT(30,30)
26     OPEN(2,FILE='EJEFall')
27     WRITE(2,1954)
28 1954 FORMAT(/,13x,'MEILLEURS SYSTEMES DE PACAS HYBRIDES ABS/EJECT',
29     * /;15x,'ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp')
30     WRITE(2,30)
31     WRITE(*,*)'environnement:Tenv,D Tenv,To'
32     READ(*,*)Tenv,D Tenv,To
33     WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
34     READ(*,*)D,DTab
35     WRITE(*,*)'region adiabatique aux absorbeurs % ADab'
36     READ(*,*)ADab
37     WRITE(*,*)'Vapeur Haute Pression:PEH;Rapport de Pressions:rmax'
38     READ(*,*)PEH,rmax
39     WRITE(*,*)'duree de vie'
40     READ(*,*)NV
41     WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
42     * 2(vr=-0.05)'
43     READ(*,*)vr
44     WRITE(*,*)'cout de l electricite:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
45     * 2(ve=0.50)'
46     READ(*,*)ve
47     DO 7113 ml=1,5
48     IF(ml.EQ.1)THEN
49     B(ml)=0.1
50     GOTO 7650
51     ELSE
52     ENDIF
53     IF(ml.LT.4)THEN
54     B(ml)=(ml-1)*0.5
55     GOTO 7650
56     ELSE
57     B(ml)=(ml-3)*2.5
58     ENDIF
59 7650 Qp=B(ml)
60 51 FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
61 52 FORMAT(2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
62     * f5.2,3x,'hei=',f5.2)

```

```

63      DTr=10.0
64      DTp=10.0
65      DT=5.0
66      DTei=5.0
67      hev=1.5
68      hcd=1.5
69      hab=3.0
70      hde=3.0
71      hei=0.8
72 30    FORMAT(/,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
73      WRITE(2,65)
74      WRITE(2,66) Tenv,DTenv,To
75      WRITE(2,67)
76      WRITE(2,68)DT,D,DTab,DTei
77 63    FORMAT(/,/,2x,'PROCEDE')
78 64    FORMAT(2x,'Tp (°C)=' ,f5.1,5x,'DTp (°C)=' ,f4.1,5x,'Qp (MW)=' ,f5.2)
79 65    FORMAT(2x,'ENVIRONNEMENT (°C)')
80 66    FORMAT(2x,'Tenv=' ,f5.1,5x,'DTenv=' ,f4.1,5x,'To=' ,f5.1)
81 67    FORMAT(2x,'PINCEMENTS THERMIQUES (°C)')
82 68    FORMAT(2x,'DT=' ,f4.1,5x,'D=' ,f4.1,5x,'DTab=' ,f4.1,5x,
83      * 'DTei=' ,f4.1)
84      WRITE(2,51)
85      WRITE(2,52) hab,hev,hcd,hde,hei
86      WRITE(2,215)ADab
87 215   FORMAT(2x,'REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS=' ,f5.2,'%')
88      WRITE(2,4001)PEH,rmax
89 4001  * FORMAT(2x,'HAUTE PRESSION(kPa)=' ,f8.2,/,2x,'RAPPORT MAX PRESSION
90      =',f5.3)
91      DO 1985 lj=1,4
92      Q(lj)=60.0+(lj-1)*10.0
93      Tr=Q(lj)
94      WRITE(2,61)
95      WRITE(2,62)Tr,DTr
96 61    FORMAT(/,2x,'REJET')
97 62    FORMAT(2x,'Tr (°C)=' ,f5.1,5x,'DTr (°C)=' ,f4.1)
98      DO 676 n=1,6
99      U(n)=130.0+(n-1)*10.0
100     Tp=U(n)
101     WRITE(2,63)
102     WRITE(2,64)Tp,DTp,Qp
103     CM=65.0
104     DO 444 m=1,16
105     Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
106     V=Y(m)
107     DO 555 k=1,3
108     Z(k)=V+(k*5.0)
109     W=Z(k)
110     IF(W.GT.CM) THEN
111     VPOPT(m,k)=0.0
112     GOTO 555
113     ELSE
114     ENDIF
115     Xd=V
116     Xc=W
117
118 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
119
120     Tm=Tp+DT
121     Tcd=Tenv+DTenv+DT
122     TC=Tcd
123     Pcd=PP(Tcd)
124     TSde=TS(TC,Xd)

```

```

125      TSds=TS (TC,Xc)
126      TR=Tr-DT
127      IF (TSds.GT.TR) THEN
128      VPOPT (m,k)=0.0
129      GOTO 555
130      ELSE
131      ENDIF
132      I=1
133      Tev (I)=Tr-DTr-DT
134 20    TE=Tev (I)
135      Pev (I)=PP (TE)
136      TSas (I)=TS (TE,Xd)
137      TSae (I)=TSas (I)-DT
138      TSAet (I)=TS (TE,Xc)
139      TSai (I)=TSAet (I)-D
140      IF (TSai (I).GT.Tm) THEN
141      TPM=Tp-DTp+DT
142      IF (TSas (I).LE.TPM) THEN
143      GOTO 356
144      ELSE
145      GOTO 357
146      ENDIF
147      ELSE
148 356   I=I+1
149      K=I-1
150      Tev (I)=TSas (K)-DT
151      GOTO 20
152      ENDIF
153
154 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
155
156 357   r=Pev (I) /Pev (1)
157
158 C   CALCUL DE f
159
160      f=Xc/ (Xc-Xd)
161
162
163 C   CALCUL DU EJECTO-COMPRESSEUR
164
165 C   NOMBRE D'ETAGES DE COMPRESSION
166
167      nc=r/rmax
168      RMIN=1.0
169      IF (r.GT.RMIN) THEN
170      GOTO 3103
171      ELSE
172      ENDIF
173      GOTO 555
174 3103  M=1
175      PCE (M)=Pev (1)
176      IF (rmax.GT.r) THEN
177      PCS (M)=PCE (M)*r
178      M=M+1
179      PCE (M)=PCS (M-1)
180      PCS (M)=Pev (I)
181      N=M
182      GOTO 3115
183      ELSE
184      ENDIF
185 3105  PCS (M)=PCE (M)*rmax
186      M=M+1

```

```

187         PCE (M) =PCS (M-1)
188         RET=Pev (I) /PCE (M)
189         J=1
190         IF (RET.GT. rmax) THEN
191 3118     EX=1.0/M
192         RP (J) =RET** (EX)
193         IF (rmax.GT. RP (J) ) THEN
194         DO 3117 i=2,M+1
195         PCS (i) =PCS (i-1) *RP (J)
196         PCE (i) =PCS (i-1)
197 3117     CONTINUE
198         N=M+1
199         GOTO 3115
200         ELSE
201         M=M+1
202         J=J+1
203         GOTO 3118
204         ENDIF
205         ELSE
206         PCS (M) =Pev (I)
207         N=M
208         GOTO 3115
209         ENDIF
210 3115     DO 3225 i=1,N
211         REL (i) =PCS (i) /PCE (i)
212 3225     CONTINUE
213
214 C   CALCUL DES TEMPERATURES DE SATURATION A L'ENTREE DES ETAGES
215
216         DO 3110 i=1,N
217         w=PCE (i)
218         x0=50.0
219         eps=0
220         itmax=100
221         CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
222         TEC (i) =xsol
223 3110     CONTINUE
224         w=PCS (N)
225         x0=50.0
226         eps=0
227         itmax=100
228         CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
229         TEC (N+1) =xsol
230
231 C   CALCUL DE LA REGION DE DETENTE ET COMPRESSION DE LA VAPEUR HAUTE
232 C   PRESSION
233
234         w=PEH
235         x0=200.
236         eps=0
237         itmax=100
238         CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
239         TEH=xsol
240         HEH=V (TEH)
241         teh=xsol
242         SEHL=Sls (teh)
243         SEH=Sss (teh,teh)
244         DO 4003 i=1,N
245         teci=TEC (i)
246         SLIQ=Sls (teci)
247         SSVAP=Sss (teci,teci)
248         titre (i) =(SEH-SLIQ) / (SSVAP-SLIQ)

```



```

249      TIC=teci
250      HTECI=V(TIC)
251      HEHI(i)=titre(i)*HTECI+(1.-titre(i))*4.189*TIC
252      HEHR(i)=HEH-0.80*(HEH-HEHI(i))
253 4003  CONTINUE
254      DO 4004 i=1,N+1
255      tt=TEC(i)
256      SCE(i)=Sss(tt,tt)
257      TU=TEC(i)
258      ZU=V(LU)
259 4004  CONTINUE
260      DO 4005 i=1,N
261      teci=TEC(i)
262      SLIQ=Sls(teci)
263      SSVAP=Sss(teci,teci)
264      IF(i.EQ.1) THEN
265      TIC=teci
266      RHTIC=V(TIC)
267      GOTO 9015
268      ELSE
269      RHTIC=ZU
270      ENDIF
271 9015  CACA=(RHTIC+HEHR(i))/2.
272 8008  tir=(CACA-4.189*TIC)/(RHTIC-4.189*TIC)
273      SUJO=tir*SSVAP+(1.-tir)*SLIQ
274      toca=TEC(i+1)
275      SLAQ=Sls(toca)
276      SSVOP=Sss(toca,toca)
277      WRITE(*,*) SSVOP,SUJO
278      IF(SSVOP.GT.SUJO) THEN
279      titri=(SUJO-SLAQ)/(SSVOP-SLAQ)
280      TUC=toca
281      HTUC=V(TUC)
282      RJEJI=titri*HTUC+(1.-titri)*4.189*TUC
283      GOTO 8007
284      ELSE
285      x0=TEC(i+1)
286      b=TEC(i+1)
287      c=SUJO
288      eps=0
289      itmax=100
290      CALL dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
291      TEJI=xsol
292      ts=TEC(i+1)
293      t=TEJI
294      P=PCS(i)
295      RJEJI=HVS(ts,t,P)
296      ENDIF
297 8007  RJEJR=1.25*(RJEJI-CACA)+CACA
298      IF(RJEJR.EQ.RHTIC) THEN
299      CACA=1.01*CACA
300      GOTO 8008
301      ELSE
302      ENDIF
303      IF(RJEJR.EQ.HEH) THEN
304      CACA=1.01*CACA
305      GOTO 8008
306      ELSE
307      ENDIF
308      IF(HTUC.GT.RJEJR) THEN
309      CACA=1.01*CACA
310      GOTO 8008

```

```

311      ELSE
312      ENDIF
313      WRITE (*, *) HEH, RJEJR, HTUC, RHTIC
314      rbota = (RJEJR-HEH) / (RHTIC-RJEJR)
315      IF (rbota.LE.0.0) THEN
316      CACA=0.99*CACA
317      GOTO 8008
318      ELSE
319      ENDIF
320      CICI=RJEJR-(HEH-HEHR(i))/((rbota+1.)**2.)
321      IF (CICI.LT.0.0) THEN
322      anta=CACA
323      CACA=1.01*anta
324      GOTO 8008
325      ELSE
326      ENDIF
327      WRITE (*, *) CACA, CICI
328      IF (CICI.LT.0.95*CACA) THEN
329      anta=(CACA+CICI)/2.
330      CACA=anta
331      GOTO 8008
332      ELSE
333      ENDIF
334      IF (CICI.GT.1.05*CACA) THEN
335      anta=(CACA+CICI)/2.
336      CACA=anta
337      GOTO 8008
338      ELSE
339      ENDIF
340      HEJE(i)=RHTIC
341      HEJ(i)=CACA
342      HEJSI(i)=RJEJI
343      TEJSI(i)=TEJI
344      HEJSR(i)=RJEJR
345      ZU=RJEJR
346      alfa(i)=1./rbota
347      WRITE (*, *)          alfa(i)
348 4005  CONTINUE
349      DO 4007 i=1,N
350      toca=TEC(i+1)
351      SLAQ=Sls(toca)
352      SSVOP=Sss(toca,toca)
353      TIC=TEC(i+1)
354      RHTIC=V(TIC)
355      IF (HEJSR(i).GT.RHTIC) THEN
356      x0=TEC(i)+273.
357      ts=TEC(i+1)+273.
358      P=PCS(i)/100.
359      hv=HEJSR(i)
360      eps=0
361      itmax=100
362      CALL dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
363      TEJSR(i)=xsol-273.
364      tia=TEC(i+1)
365      tic=TEJSR(i)
366      SEJSR(i)=Sss(tia,tic)
367      tix(i)=1.0
368      VEL(i)=((HEJSR(i)-HEJ(i))*2000.)**0.5
369      SON(i)=(1.329*470.7*(273+TEC(i)))**0.5
370      RMACH(i)=VEL(i)/SON(i)
371      GOTO 4007
372      ELSE

```

```

373      TEJSR(i)=TIC
374      tira=(HEJSR(i)-4.189*TIC)/(RHTIC-4.189*TIC)
375      SEJSR(i)=tira*SSVOP+(1.-tira)*SLAQ
376      tix(i)=tira
377      VEL(i)=( (HEJSR(i)-HEJ(i))*2000. )**0.5
378      SON(i)=(1.329*470.7*(273+TEC(i)) )**0.5
379      RMACH(i)=VEL(i)/SON(i)
380      ENDIF
381 4007      CONTINUE
382
383
384 C   CALCUL DE LA PERFORMANCE DES EJECTEURS
385
386      DO 4008 i=1,N
387      Eej(i)=alfa(i)*(HEH-HEJSR(i))
388      EXej(i)=alfa(i)*(HEH-HEJSR(i)-(To+273.)*(SEH-SEJSR(i)))
389 4008      CONTINUE
390      ETej(1)=Eej(1)
391      EXTej(1)=EXej(1)
392      DO 4099 i=2,N
393      ETej(i)=ETej(i-1)+Eej(i)
394      EXTej(i)=EXTej(i-1)+EXej(i)
395 4099      CONTINUE
396      ETej(1)=Eej(1)
397      EXTej(1)=EXej(1)
398      alfato(1)=alfa(1)
399      DO 4015 i=2,N
400      ETej(i)=ETej(i-1)+Eej(i)
401      EXTej(i)=EXTej(i-1)+EXej(i)
402      alfato(i)=alfato(i-1)+alfa(i)
403 4015      CONTINUE
404      IESTA(m,k)=N
405
406
407
408 C   CALCUL DES ENTHALPIES
409
410      TC=Tcd
411      Hce=V(TC)
412      Hcs=4.189*TC
413      Hde=H(TSde,Xd)
414      Hds=H(TSds,Xc)
415      TV=Tev(1)
416      Hee(1)=4.189*TV
417      Hes(1)=V(TV)
418      TAI=TSas(I)
419      Has(I)=H(TAI,Xd)
420      TTI=TSae(I)
421      Hae(I)=H(TTI,Xc)
422
423
424 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
425
426      qcd=Hce-Hcs
427      qde=Hce+(f-1)*Hds-f*Hde
428      qev(1)=Hes(1)-Hee(1)
429      qab(I)=HEJSR(N)+(f-1)*Hae(I)-f*Has(I)
430
431 C   CALCUL DES COP
432
433      COP1=qab(I)/(qev(1)+qde+0.02*qab(I)+ETej(N))
434      COP2=qab(I)/(qev(1)+qde+0.02*qab(I)+alfato(N)*(HEH-4.189*TEH))

```

```

435         BOPE1 (m, k)=COP1
436         BOPE2 (m, k)=COP2
437
438 C   CALCUL DU REX EXTERNE
439
440         TLab=(DTp)/(Log((Tp+273.)/(Tp-DTp+273.)))
441         TLev=(DTr)/(Log((Tr+273.)/(Tr-DTr+273.)))
442         TLcd=(DTenv)/(Log((Tenv+DTenv+273.)/(Tenv+273.)))
443         TETAab=1-(To+273.)/TLab
444         TETAev=1-(To+273.)/TLev
445         TETAcd=1-(To+273.)/TLcd
446         REX1=(qab(I)*TETAab)/((qev(1)+qde)*TETAev
447
448         *       + 0.02*qab(I)+EXTej(N))
449         REX2=(qab(I)*TETAab)/((qev(1)+qde)*TETAev+0.02*qab(I)+
450         *       alfato(N)*(HEH-4.189*TEH-(To+273.)*(SEH-SEHL)))
451         EFEX1=(qab(I)*TETAab+qcd*TETAcd)/((qev(1)+qde)*TETAev
452         *       + 0.02*qab(I)+EXTej(N))
453         EFEX2=(qab(I)*TETAab+qcd*TETAcd)/((qev(1)+qde)*TETAev
454         *       +0.02*qab(I)+alfato(N)*(HEH-4.189*TEH-(To+273.)*(SEH-SEHL)))
455 2350  FORMAT(2x,'EFEX1=',f6.5,3x,'EFEX2=',f6.5)
456         EFUX1=(qab(I)*TETAab-qev(1)*TETAev)/(qde*TETAev-qcd*TETAcd
457         *       +0.02*qab(I)+EXTej(N))
458         EFUX2=(qab(I)*TETAab-qev(1)*TETAev)/(qde*TETAev-qcd*TETAcd
459         *       +0.02*qab(I)+alfato(N)*(HEH-4.189*TEH)/0.9)
460 2597  FORMAT(2x,'EFUX1=',f6.4,3x,'EFUX2=',f6.4)
461         RENDEX1 (m, k)=REX1
462         RENDEX2 (m, k)=REX2
463
464 C   CALCULS TECHNIQUES
465
466 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
467
468         x=(Qp/qab(I))*1000
469         Qcd=(qcd*x)/1000
470         Qde=(qde*x)/1000
471         Qev(1)=(qev(1)*x)/1000
472         Qab(I)=(qab(I)*x)/1000
473
474 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
475
476         Wp=0.02*Qab(I)
477
478 C   CALCUL DE L'ENERGIE CONSOMMEE PAR LES EJECTEURS
479
480         ECEJ1=x*ETej(N)/1000.
481         ECEJ2=x*alfato(N)*(HEH-4.189*TEH)/1000.
482
483
484 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
485
486         Scd=(Qcd/(hcd*((DTenv/Log((Tcd-Tenv)/(Tcd-Tenv-DTenv))))))*1000
487         Sde=(Qde/(hde*DTab))*1000
488         Sev(1)=(Qev(1)/(hev*((DTr)/Log((Tr-Tev(1))/(Tr-DTr-Tev(1))))))*
489         *       1000
490         Sab(I)=(((1.0+ADab)*Qab(I))/(hab*DTab))*1000
491
492 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+AB+CD+DE)
493
494         ST=Scd+Sde+Sev(1)+Sab(I)
495
496 C   SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C

```

```

497
498     TA=150.0
499     IF (TSai(I) .GT. TA) THEN
500     SAS=Sab(I)
501     ELSE
502     SAS=0.0
503     ENDIF
504
505 C   SURFACE AVEC T<150°C
506
507     STF=ST-SAS
508
509 C   SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
510
511     SIS(I)=(x*(f-1)*(Hae(I)-Hds))/(hei*DTei)
512     SIE(1)=(x*(Hee(1)-Hcs))/(hei*DTei)
513     SIST=SIS(I)+SIE(1)
514
515
516
517 C   SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
518
519     IF (TSas(I) .GT. TA) THEN
520     SIES=SIS(I)
521     ELSE
522     SIES=0.0
523     ENDIF
524
525 C   CALCULS ECONOMIQUES
526
527 C   CALCUL DES DIAMETRES ET COUTS DES EJECTEURS
528
529     DO 2110 i=1,N
530     VO(i)=112.0772*(10**(-0.0185*TEC(i)))
531     VOLI(i)=9.989E-4+9.123E-8*TEC(i)+3.697E-9*TEC(i)**2-
532     * 1.433E-12*TEC(i)**3
533     TAC=TEC(i)
534     RSEJ=V(TAC)
535     tej=(HEJ(i)-4.189*TEC(i))/(RSEJ-4.189*TEC(i))
536     VEJA=tej*VO(i)+(1-tej)*VOLI(i)
537     RMO(i)=x*(1+alfa(i))
538     DEej(i)=((4*VEJA*RMO(i))/(3.14*(2000*(HEJSR(i)-HEJ(i))))**0.5))
539     * **0.5
540     WRITE(*,*) 'DEJ=',DEej(i),tej,VOLI(i)
541     CEJ(i)=9.4256*(10**(1.65*DEej(i)))
542 2110 CONTINUE
543     CEJT(1)=CEJ(1)
544     DO 2111 i=2,N
545     j=i-1
546     CEJT(i)=CEJT(j)+CEJ(i)
547 2111 CONTINUE
548     COUEJ(m,k)=CEJT(N)*1.2
549
550 C   COUT DU GENERATEUR DE VAPEUR HAUTE PRESSION
551
552     CGVH1=1.22*((x*alfato(N)*(HEH-4.189*TEH))**0.99)
553     CGVH2=CGVH1*(ETej(N)/(alfato(N)*(HEH-4.189*TEH)))
554
555 C   COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE
556
557     Cchaud=(1.20*(1000*Qp)**0.99)*1.2*2.0
558

```

```

559 C  COUT DES ECHANGEURS
560
561      CSAS=2.8*SAS*1.5
562      CSTF=2.8*STF
563      CSIES=2.5*SIES*1.5
564      CSIEF=2.5*(SIST-SIES)
565      CET=CSAS+CSTF+CSIES+CSIEF
566
567 C  COUT DES POMPES
568
569      CP=(583.29*Wp*1000+18362)/1000
570
571 C  COUT TOTAL
572
573      CT1=1.2*(CP+CET+CEJT(N)+CGVH1)*2
574      CT2=1.2*(CP+CET+CEJT(N)+CGVH2)*2
575
576 C  COUT D OPERATION TEMPS DE RETOUR
577
578      IF (ve.EQ.0) THEN
579      cele=0.3
580      GOTO 9550
581      ELSE
582      IF (ve.EQ.1) THEN
583      cele=0.2
584      GOTO 9550
585      ELSE
586      cele=0.5
587      ENDIF
588      ENDIF
589 9550  WRITE (*,*) cele
590      IF (vr.EQ.0) THEN
591      cere=0.0
592      GOTO 955
593      ELSE
594      IF (vr.EQ.1) THEN
595      cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
596      GOTO 955
597      ELSE
598      cere=-0.05
599      ENDIF
600      ENDIF
601 955  WRITE (*,*) cere
602      IF (vr.EQ.1) THEN
603      cvap=cele*(1-(To+273)/(TEH+273))
604      GOTO 15223
605      ELSE
606      cvap=0.1
607      ENDIF
608 15223 WRITE (*,*) cvap
609      ECJ1=ECEJ1
610      ECJ2=ECEJ2
611      RECO1=cvap/(cvap*ECJ1/Qp+0.02*cele)
612      RECO2=cvap/(cvap*ECJ2/Qp+0.02*cele)
613      rnt11=CT2/(8000*Qp*(cvap-(ECJ1*cvap/Qp+0.02*cele+
614      * cere*(Qev(1)+Qde)/Qp)))
615      rnt12=CT1/(8000*Qp*(cvap-(ECJ2*cvap/Qp+0.02*cele+
616      * cere*(Qev(1)+Qde)/Qp)))
617      creel1=(CT1*1000)/(3*8000*Qp*1000)+ECJ2*cvap/Qp+0.02*cele+
618      * cere*(Qev(1)+Qde)/Qp
619      creel2=(CT2*1000)/(3*8000*Qp*1000)+ECJ1*cvap/Qp+0.02*cele+
620      * cere*(Qev(1)+Qde)/Qp

```

```

621      ccm1=(CT1*1000)/(NV*8000*Qp*1000)+ECJ2*cvap/Qp+0.02*cele+
622      * cere*(Qev(1)+Qde)/Qp
623      ccm2=(CT2*1000)/(NV*8000*Qp*1000)+ECJ1*cvap/Qp+0.02*cele+
624      * cere*(Qev(1)+Qde)/Qp
625      VTE1=(REX1*(Tp/Tr)*ABS(cvap/ccm2))**0.33
626      VTE2=REX1*((Tp)/(Tr))*(Cchaud/CT2)
627      TERE1(m,k)=rnt11
628      TERE3(m,k)=rnt12
629      COUCHA2(m,k)=creel2
630      COUCHA1(m,k)=creel1
631      VPOPT(m,k)=VTE2
632      COUTA1(m,k)=CT1
633      COUTA2(m,k)=CT2
634      COURRA1(m,k)=ccm1
635      COURRA2(m,k)=ccm2
636      VAPT(m,k)=VTE1
637
638
639
640 C IMPRESSIONS
641
642 50      FORMAT(2x,'Tr',5x,'DTr',3x,'Tp',5x,'DTp',3x,'Tenv',5x,'DTenv',
643      * 3x,'DT',3x,'D',3x,'Xd',4x,'Xc')
644 100     FORMAT(2x,f4.1,3x,f4.1,2x,f5.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,
645      * f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1)
646 C
647 555     CONTINUE
648 444     CONTINUE
649
650 C CHOIX DU SYSTEME OPTIMALE
651
652      ROPTU=0.0
653      DO 3501 m=1,16
654      DO 3502 k=1,3
655      TEST=VPOPT(m,k)
656      IF(TEST.GT.ROPTU) THEN
657      ROPTU=VPOPT(m,k)
658      MI=m
659      KI=k
660      COPOT1=BOPE1(m,k)
661      COPOT2=BOPE2(m,k)
662      REDOT1=RENDEX1(m,k)
663      REDOT2=RENDEX2(m,k)
664      COTOT1=COUTA1(m,k)
665      COTOT2=COUTA2(m,k)
666      TROT1=TERE1(m,k)
667      TROT3=TERE3(m,k)
668      CHAT1=COUCHA1(m,k)
669      CHAT2=COUCHA2(m,k)
670      COUMA1=COURRA1(m,k)
671      COUMA2=COURRA2(m,k)
672      PREJ=COUEJ(m,k)
673      ITEJ=IESTA(m,k)
674      VUM=VAPT(m,k)
675      GOTO 3502
676      ELSE
677      ENDDIF
678 3502    CONTINUE
679 3501    CONTINUE
680      IF(ROPTU.EQ.0.0) THEN
681      WRITE(2,3513)
682 3513    FORMAT(/,2x,'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',

```

```

683      *  /,/,2x,'*****')
684      GOTO 676
685      ELSE
686      ENDIF
687      XDO=45.0+(MI-1)*1.0
688      XCO=XDO+KI*5.0
689      m=MI
690      k=KI
691      WRITE (2,11541) cele, cere, cvap
692 11541  FORMAT(/,2x,'ve (FF/kWh)=' ,f6.4,4x,'vr (FF/kWh)=' ,f6.4,
693      *  4x,'vvap (FF/kWh)=' ,f6.4)
694      WRITE (2,3503) XDO,XCO,ITEJ,VUM,COPOT1,COPOT2,REDOT1,REDOT2,PREJ
695      *  ,COTOT1,COTOT2,CHAT1,CHAT2,COUMAL,COUMA2,TROT1,TROT3
696 3503  FORMAT(/,2x,'SYSTEME OPTIMUM',4x,
697      *  'Xd=' ,f4.1,3x,'Xc=' ,f4.1,3x,'Nej=' ,i2,
698      *  /,2x,'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE=' ,f5.2,
699      *  /,2x,'COP1=' ,f5.3,6x,'COP2=' ,f5.3,/,2x,'REX1=' ,f5.3,6x,
700      *  'REX2=' ,f5.3,/,2x,'COUT DES EJECTEURS (kFF)=' ,f7.1,/,2x,
701      *  'COUT TOTAL1 (kFF)=' ,f8.1,2x,'COUT TOTAL2 (kFF)=
702      *  ' ,f8.1,/,2x,'COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1=' ,f5.3,/,2x,
703      *  'COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2=' ,f5.3,/,2x,
704      *  'COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1=' ,f5.3,/,2x,
705      *  'COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2=' ,f5.3,/,2x,
706      *  'TEMPS DE RETOUR(an) n1=' ,f6.1,5x,'n2=' ,f6.1,/,/,2x,
707      *  '*****')
708 676   CONTINUE
709      WRITE (2,1987)
710 1987  FORMAT(/,2x,'
711 1985  CONTINUE
712      WRITE (2,8542)
713 8542  FORMAT(/,2x,'#####'
714      *  )
715 7113  CONTINUE
716 C
717 C
718      END
719
720 C
721 C-----
722 C
723 C
724      FUNCTION PP(T)
725      implicit double precision(a-h,o-z)
726 C      P en kPa
727      PP=10.** (7.05-1596.49/(273.+T)-104095.5/((273.+T)**2.))
728      RETURN
729      END
730
731 C-----
732
733
734      FUNCTION L(T)
735 C      L=(4.189*(T))
736      RETURN
737      END
738
739 C-----
740
741
742      FUNCTION V(T)
743      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
744      RETURN

```



```

745         END
746
747 C-----
748
749
750         FUNCTION H(TS,X)
751         A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
752         * -(1.400261E-4)*X**4
753         B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
754         * (4.80097E-7)*X**4
755         C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
756         * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
757         H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
758         RETURN
759         END
760
761
762 C-----
763
764
765         FUNCTION TS(T,X)
766         D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
767         E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
768         TS=T*D+E
769         RETURN
770         END
771
772 C-----
773
774
775
776
777         subroutine fonc(x,f,w)
778         implicit double precision(a-h,o-z)
779         f=10.**(7.05-1596.49/(273.+x)-104095.5/((273.+x)**2.))-w
780         return
781         end
782 C-----
783
784
785         subroutine dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
786 C=====
787
788         implicit double precision(a-h,o-z)
789         if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
790         call fonc(x0,f0,w)
791         hc=eps*x0
792         xh=x0+hc
793         call fonc(xh,fh,w)
794         ac=(fh-f0)/hc
795         x1=x0-f0/ac
796         iter=0
797         xmoins=x0
798         xc=x1
799         call fonc(xc,fc,w)
800 10      iter=iter+1
801         if(itmax.gt.iter) go to 40
802             xsol=xc
803             residu=fc
804             ierr=1
805             return
806 40      call fonc(xmoins,fmoins,w)

```

```

807      call fonc(xc,fc,w)
808      ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
809      xplus=xc-fc/ac
810      err=abs((xplus-xc)/xplus)
811      if(err.gt.(eps*xplus)) then
812          xmoins=xc
813          xc=xplus
814          go to 10
815      else
816          ierr=0
817          xsol=xc
818          residu=fc
819          itmax=iter
820          return
821      endif
822 c          ----- fin du sous programme dsecl -----
823      end
824
825 c-----
826
827      FUNCTION Sss(tsat,tss)
828      implicit double precision(a-h,o-z)
829      Tsat=tsat+273.
830      Tss=273.+tss
831      y=(Tsat+Tss)/200.
832      Ssatt=244.9618*Tsat**(-0.5916)
833      DSss=(7.9526-10.2037*y**0.25+4.6004*y**0.5-0.20563*y)*
834 * log(Tss/Tsat)
835      Sss=Ssatt+DSss
836      RETURN
837      END
838
839 c-----
840
841      SUBROUTINE foncl(x,f,b,c)
842      implicit double precision(a-h,o-z)
843      f=244.9618*(b+273.)**(-0.5916)+log((x+273.)/(b+273.))* (7.9526
844 * -10.2037*((b+x+546.)/200.)**0.25+4.6004*((b+x+546.)/200.)**0.5
845 * -0.20563*((b+x+546.)/200.))-c
846      RETURN
847      END
848
849 c-----
850
851      subroutine dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
852
853
854      implicit double precision(a-h,o-z)
855      if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
856      call foncl(x0,f0,b,c)
857      hc=eps*x0
858      xh=x0+hc
859      call foncl(xh,fh,b,c)
860      ac=(fh-f0)/hc
861      x1=x0-f0/ac
862      iter=0
863      xmoins=x0
864      xc=x1
865      call foncl(xc,fc,b,c)
866 10     iter=iter+1
867      if(itmax.gt.iter) go to 40
868      xsol=xc

```

```

869         residu=fc
870         ierr=1
871         return
872 40      call fonc1(xmoins,fmoins,b,c)
873         call fonc1(xc,fc,b,c)
874         ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
875         xplus=xc-fc/ac
876         err=abs((xplus-xc)/xplus)
877         if(err.gt.(eps*xplus)) then
878             xmoins=xc
879             xc=xplus
880             go to 10
881         else
882             ierr=0
883             xsol=xc
884             residu=fc
885             itmax=iter
886             return
887         endif
888 c          ----- fin du sous programme dsec2 -----
889         end
890
891 c-----
892
893
894         FUNCTION HVS(ts,t,P)
895         implicit double precision(a-h,o-z)
896         Ts=ts+273.
897         T=t+273.
898         PI=P/100.
899         A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T*(1.610693+
900 * 5.47205E-2*PI+7.517537E-4*PI**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*PI
901 * -2.87409E-7*PI**2)*T**2
902         B=exp((Ts-T)/4.5E1)
903         C=-(1.70782E3-1.699419E1*Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*
904 * Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)
905         HVS=A+B*C
906         RETURN
907         END
908
909 c-----
910
911
912         SUBROUTINE fonc2(x,f,ts,P,hv)
913         implicit double precision(a-h,o-z)
914         f=2.04121E3-4.040021E1*P-4.8095E-1*P**2+x*(1.610693+
915 * 5.47205E-2*P+7.517537E-4*P**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*P
916 * -2.87409E-7*P**2)*x**2-exp((ts-x)/4.5E1)*(1.70782E3-1.69941E1*
917 * ts+6.2746295E-2*ts**2-1.028425E-4*
918 * ts**3+6.4561298E-8*ts**4)-hv
919         RETURN
920         END
921
922
923 c-----
924
925         subroutine dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
926
927
928         implicit double precision(a-h,o-z)
929         if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
930         call fonc2(x0,f0,ts,P,hv)

```

```
931     hc=eps*x0
932     xh=x0+hc
933     call fonc2(xh,fh,ts,P,hv)
934     ac=(fh-f0)/hc
935     x1=x0-f0/ac
936     iter=0
937     xmoins=x0
938     xc=x1
939     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
940 10    iter=iter+1
941     if(itmax.gt.iter) go to 40
942         xsol=xc
943         residu=fc
944         ierr=1
945         return
946 40    call fonc2(xmoins,fmoins,ts,P,hv)
947     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
948     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
949     xplus=xc-fc/ac
950     err=abs((xplus-xc)/xplus)
951     if(err.gt.(eps*xplus)) then
952         xmoins=xc
953         xc=xplus
954         go to 10
955     else
956         ierr=0
957         xsol=xc
958         residu=fc
959         itmax=iter
960         return
961     endif
962 c          ----- fin du sous programme dsec3 -----
963     end
964
965 C-----
966
967     FUNCTION Sls(tlsa)
968     implicit double precision(a-h,o-z)
969     Tls=tlsa+273.
970     Sls=-6.1846+0.0326*Tls-4.375E-5*Tls**2.+2.711E-8*Tls**3.
971     RETURN
972     END
973
974 C-----
```

```

1
2           MEILLEURS SYSTEMES DE PACAS HYBRIDES ABS/EJECT
3           ENTRE UN REJET A Tr ET UN PROCEDE A Tp
4
5   CONDITIONS D OPERATION
6   ENVIRONNEMENT (°C)
7   Tenv= 30.0      DTenv= 5.0      To= 30.0
8   PINCEMENTS THERMIQUES (°C)
9   DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0      DTei= 5.0
10  COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
11  hab= 3.00     hev= 1.50     hcd= 1.50     hde= 3.00     hei= .80
12  REGION ADIABATIQUE AUX ABSORBEURS= .10%
13  HAUTE PRESSION(kPa)= 2100.00
14  RAPPORT MAX PRESSION =2.000
15
16  REJET
17  Tr (°C)= 80.0      DTr (°C)=10.0
18
19
20  PROCEDE
21  Tp (°C)=130.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW)= .10
22
23  ve (FF/kWh)= .3000      vr (FF/kWh)= .0000      vvap (FF/kWh)= .1000
24
25  SYSTEME OPTIMUM      Xd=47.0      Xc=52.0      Nej= 3
26  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.17
27  COP1= .439      COP2= .375
28  REX1= .568      REX2= .512
29  COUT DES EJECTEURS (kFF)= 37.3
30  COUT TOTAL1 (kFF)= 694.1      COUT TOTAL2 (kFF)= 585.3
31  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .337
32  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .253
33  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .105
34  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .058
35  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 8.0      n2= 16.5
36
37  *****
38
39
40  PROCEDE
41  Tp (°C)=140.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW)= .10
42
43  ve (FF/kWh)= .3000      vr (FF/kWh)= .0000      vvap (FF/kWh)= .1000
44
45  SYSTEME OPTIMUM      Xd=45.0      Xc=55.0      Nej= 3
46  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.18
47  COP1= .448      COP2= .354
48  REX1= .561      REX2= .474
49  COUT DES EJECTEURS (kFF)= 37.1
50  COUT TOTAL1 (kFF)= 769.1      COUT TOTAL2 (kFF)= 601.6
51  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .390
52  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .260
53  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .133
54  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .060
55  TEMPS DE RETOUR(an) n1= 8.3      n2= 31.3
56
57  *****
58
59
60  PROCEDE
61  Tp (°C)=150.0      DTp (°C)=10.0      Qp (MW)= .10
62

```

```

63  ve (FF/kWh) = .3000    vr (FF/kWh) = .0000    vvap (FF/kWh) = .1000
64
65  SYSTEME OPTIMUM    Xd=50.0    Xc=55.0    Nej= 3
66  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.17
67  COP1= .434        COP2= .333
68  REX1= .562        REX2= .466
69  COUT DES EJECTEURS (kFF)= 37.2
70  COUT TOTAL1 (kFF)= 865.8    COUT TOTAL2 (kFF)= 671.4
71  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .440
72  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .290
73  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .152
74  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .066
75  TEMPS DE RETOUR (an) n1= 9.3    n2= 52.5
76
77  *****
78
79
80  PROCEDE
81  Tp (°C)=160.0    DTp (°C)=10.0    Qp (MW) = .10
82
83  ve (FF/kWh) = .3000    vr (FF/kWh) = .0000    vvap (FF/kWh) = .1000
84
85  SYSTEME OPTIMUM    Xd=45.0    Xc=55.0    Nej= 4
86  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.16
87  COP1= .437        COP2= .297
88  REX1= .532        REX2= .396
89  COUT DES EJECTEURS (kFF)= 49.0
90  COUT TOTAL1 (kFF)= 971.2    COUT TOTAL2 (kFF)= 671.1
91  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .523
92  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .291
93  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .200
94  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .067
95  TEMPS DE RETOUR (an) n1= 9.4    n2= -65.1
96
97  *****
98
99
100  PROCEDE
101  Tp (°C)=170.0    DTp (°C)=10.0    Qp (MW) = .10
102
103  ve (FF/kWh) = .3000    vr (FF/kWh) = .0000    vvap (FF/kWh) = .1000
104
105  SYSTEME OPTIMUM    Xd=49.0    Xc=54.0    Nej= 4
106  VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.13
107  COP1= .418        COP2= .287
108  REX1= .537        REX2= .407
109  COUT DES EJECTEURS (kFF)= 49.1
110  COUT TOTAL1 (kFF)= 1116.7    COUT TOTAL2 (kFF)= 812.4
111  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .586
112  COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .350
113  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .213
114  COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .079
115  TEMPS DE RETOUR (an) n1= 11.5    n2= -68.9
116
117  *****
118
119
120  PROCEDE
121  Tp (°C)=180.0    DTp (°C)=10.0    Qp (MW) = .10
122
123  ve (FF/kWh) = .3000    vr (FF/kWh) = .0000    vvap (FF/kWh) = .1000
124

```

125 SYSTEME OPTIMUM Xd=45.0 Xc=55.0 Nej= 5
126 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.13
127 COP1= .424 COP2= .230
128 REX1= .475 REX2= .294
129 COUT DES EJECTEURS (kFF)= 60.8
130 COUT TOTAL1 (kFF)= 1280.9 COUT TOTAL2 (kFF)= 727.6
131 COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .746
132 COUT DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .316
133 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)1= .319
134 COUT MOYEN DE LA CHALEUR A Tp (FF/kWh)2= .073
135 TEMPS DE RETOUR (an) n1= 10.4 n2= -14.3
136
137 *****
138



ANNEXE X

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES FRIGO-POMPES A ABSORPTION PURE**

1870
1871
1872

1873
1874
1875

1876
1877
1878

1879
1880
1881

1882
1883
1884

1885
1886
1887

1888
1889
1890

1891
1892
1893

1894
1895
1896

1897
1898
1899

1900
1901
1902

1903
1904
1905

1906
1907
1908

1909
1910
1911


```

1
2 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
3 C économiques d'une PACA type I-FRIGO-POMPE,définition du systè-
4 C me optimal pour chaque condition d'opération,Tr,Tp,Qp
5
6
7 C LECTURE DES DONNEES
8
9 REAL Mev (90),MTE (90)
10 DIMENSION Tev (90),Pev (90),TSae (90),TSas (90),TSai (90),Tsaet (90),
11 * Hae (10),Has (10),Hee (10),Hes (10),qev (10),qab (10),Qab (10),Qev (10),
12 * Sab (90),Sev (90),ST (90),SIS (90),SIE (90),SAS (90),SIST (90),Y (90)
13 * ,Z (90),U (10),SIES (10),VPOPT (20,20),COPE (20,20),RENDEX (20,20),
14 * COUTA (20,20),TERE1 (20,20),COUCHA (20,20),IST (20,20),COURRA (20,20)
15 * ,Q (10),B (10),VALO (20,20)
16 OPEN (2,FILE='ABSF-ALL')
17 WRITE (2,30)
18 WRITE (*,*) 'environnement:Tenv,DTenv,To'
19 READ (*,*) Tenv,DTenv,To
20 WRITE (*,*) 'pincements thermiques speciaux D,DTab'
21 READ (*,*) D,DTab
22 WRITE (*,*) 'duree de vie'
23 READ (*,*) NV
24 WRITE (*,*) 'cout de la chaleur residuaire:0 (vr=0) 1 (vr=1-To/T)
25 * 2 (vr=-0.05) '
26 READ (*,*) vr
27 WRITE (*,*) 'cout de l électricité:0 (ve=0.300) 1 (ve=0.200)
28 * 2 (ve=0.50) '
29 READ (*,*) ve
30 DO 7113 ml=2,3
31 IF (ml.EQ.1) THEN
32 B (ml)=0.1
33 GOTO 7650
34 ELSE
35 ENDIF
36 IF (ml.LT.4) THEN
37 B (ml)=(ml-1)*0.5
38 GOTO 7650
39 ELSE
40 B (ml)=(ml-3)*2.5
41 ENDIF
42 7650 Qp=B (ml)
43 51 FORMAT (2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
44 52 FORMAT (2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
45 * f5.2,3x,'hei=',f5.2)
46 DTr=10.0
47 DTp=5.0
48 DT=5.0
49 DTei=5.0
50 hev=1.5
51 hcd=1.5
52 hab=3.0
53 hde=3.0
54 hei=0.8
55 30 FORMAT (/ ,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
56 WRITE (2,65)
57 WRITE (2,66) Tenv,DTenv,To
58 WRITE (2,67)
59 WRITE (2,68) DT,D,DTab,DTei
60 63 FORMAT (/ ,2x,'PROCEDE')
61 64 FORMAT (2x,'Tp=',f5.1,5x,'DTp=',f4.1,5x,'Qp=',f5.2)
62 65 FORMAT (2x,'ENVIRONNEMENT')

```

```

63 66      FORMAT(2x,'Tenv=',f5.1,5x,'DTenv=',f4.1,5x,'To=',f5.1)
64 67      FORMAT(2x,'PINCEMENTS THERMIQUES (K) ')
65 68      FORMAT(2x,'DT=',f4.1,5x,'D=',f4.1,5x,'DTab=',f4.1,5x,
66          * 'DTei=',f4.1)
67          WRITE(2,51)
68          WRITE(2,52) hab,hev,hcd,hde,hei
69          WRITE(2,578) NV
70 578     FORMAT(2x,'VIE UTILLE=',i2)
71         DO 1985 lj=1,3
72         Q(lj)=80.0+(lj-1)*10.0
73         Tr=Q(lj)
74         WRITE(2,61)
75         WRITE(2,62) Tr,DTr
76 61      FORMAT(/,2x,'REJET')
77 62      FORMAT(2x,'Tr(°C)=' ,f5.1,5x,'DTr(°C)=' ,f4.1)
78         DO 676 n=1,2
79         U(n)=7.0+(n-1)*5.0
80         Tp=U(n)
81         WRITE(2,63)
82         WRITE(2,64) Tp,DTP,Qp
83         CM=65.0
84         DO 444 m=1,16
85         Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
86         V=Y(m)
87         DO 555 k=1,3
88         Z(k)=V+(k*5.0)
89         W=Z(k)
90         IF(W.GT.CM) THEN
91         VPOPT(m,k)=0.0
92         GOTO 555
93         ELSE
94         ENDIF
95         Xd=V
96         Xc=W
97
98 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
99
100        Tm=Tenv+DTenv+DT
101        Tcd=Tenv+DTenv+DT
102        TC=Tcd
103        Pcd=P(Tcd)
104        TSde=TS(TC,Xd)
105        TSds=TS(TC,Xc)
106        TR=Tr-DT
107        IF(TSds.GT.TR) THEN
108        VPOPT(m,k)=0.0
109        GOTO 555
110        ELSE
111        ENDIF
112        I=1
113        Tev(I)=Tp-DT
114 20      TE=TEV(I)
115        Pev(I)=P(TE)
116        TSas(I)=TS(TE,Xd)
117        TSae(I)=TS(TE,Xc)
118        IF(TSae(I).GT.Tm) THEN
119        TPM=Tenv+DT
120        IF(TSas(I).LE.TPM) THEN
121        GOTO 356
122        ELSE
123        GOTO 357
124        ENDIF

```

```

125         ELSE
126 356     I=I+1
127         K=I-1
128         Tev(I)=TSas(K)-DT
129         GOTO 20
130         ENDIF
131 357     IST(m,k)=I
132         TSM=Tenv+10.0
133
134 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
135
136         r=Pev(I)/Pev(1)
137
138 C   CALCUL DE f
139
140         f=Xc/(Xc-Xd)
141
142 C   CALCUL DES ENTHALPIES
143
144         TC=Tcd
145         Hce=V(TC)
146         Hcs=4.189*TC
147         Hde=H(TSde,Xd)
148         Hds=H(TSds,Xc)
149         DO 2 i=1,I
150             TV=Tev(i)
151             Hee(i)=4.189*TV
152             Hes(i)=V(TV)
153             TA=TSas(i)
154             Has(i)=H(TA,Xd)
155             TT=TSae(i)
156             Hae(i)=H(TT,Xc)
157 2     CONTINUE
158
159
160 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
161
162         qcd=Hce-Hcs
163         qde=Hce+(f-1)*Hds-f*Hde
164         DO 4 i=1,I
165             qev(i)=Hes(i)-Hee(i)
166             qab(i)=Hes(i)+(f-1)*Hae(i)-f*Has(i)
167 4     CONTINUE
168
169 C   CALCUL DES DEBITS MASSIQUES D'EAU
170
171         Mev(1)=1
172         DO 5 i=2,I
173             j=i-1
174             Mev(i)=qab(j)*Mev(j)/(Hes(i)-Hee(i))
175 5     CONTINUE
176
177 C   CALCUL DU DEBIT TOTAL D'EAU
178
179         MTE(1)=1
180         DO 6 i=2,I
181             j=i-1
182             MTE(i)=MTE(j)+Mev(i)
183 6     CONTINUE
184
185 C   CALCUL DU COP
186

```

```

187      COP=(qev(1))/(MTE(I)*qde+0.02*qab(I)*Mev(I))
188      COPE(m,k)=COP
189
190 C   CALCUL DU REX EXTERNE
191
192      TLev=(DTp)/(Log((Tp+273)/(Tp-DTp+273)))
193      TLde=(DTr)/(Log((Tr+273)/(Tr-DT+273)))
194      TLcd=(DTenv)/(Log((Tenv+DTenv+273.)/(Tenv+273.)))
195      TLab=TLcd
196      TETAde=1-(To+273)/TLde
197      TETAab=1-(To+273)/TLab
198      TETAev=- (1-(To+273)/TLev)
199      TETAcd=1-(To+273)/TLcd
200      REX=(qev(1)*TETAev)/((MTE(I)*qde)*TETAde
201
202      *      + 0.02*qab(I)*Mev(I))
203      EFEX=(qab(I)*Mev(I)*TETAab+qev(1)*TETAev)/((MTE(I)*
204
205      *      qde)*TETAde+0.02*qab(I)*Mev(I))
206      RENDEX(m,k)=REX
207
208 C   CALCULS TECHNIQUES
209
210 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
211
212      x=(Qp/qev(1))*1000
213      Qcd=(MTE(I)*qcd*x)/1000
214      Qde=(MTE(I)*qde*x)/1000
215      DO 353 i=1,I
216      Qev(i)=(Mev(i)*qev(i)*x)/1000
217      Qab(i)=(Mev(i)*qab(i)*x)/1000
218 353  CONTINUE
219
220 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
221
222      Wp=0.02*Qab(I)
223
224
225 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
226
227      Scd=(Qcd/(hcd*((DTenv/Log((Tcd-Tenv)/(Tcd-Tenv-DTenv))))))*1000
228      Sde=(Qde/(hde*DTab))*1000
229      Sev(1)=(Qev(1)/(hev*((DTp)/Log((Tp+DTp-Tev(1))/(Tp-Tev(1))))))*
230      * 1000
231      DO 27 i=1,I
232      Sab(i)=(Qab(i)/(hab*DTab))*1000
233 27   CONTINUE
234      IF(I.GT.1) THEN
235      DO 29 i=2,I
236      j=i-1
237      Sev(i)=Sab(j)
238 29   CONTINUE
239      ELSE
240      ENDIF
241
242 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+AB+CD+DE)
243
244      ST(1)=Scd+Sde+Sev(1)+Sab(1)
245      DO 32 i=2,I
246      j=i-1
247      ST(i)=ST(j)+Sab(i)
248 32   CONTINUE

```

```

249
250 C SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C
251
252     SAS(1)=0.00
253     TA=150.0
254     DO 19 i=1,I
255     j=i+1
256     IF(TSai(i).GT.TA)THEN
257     SAS(j)=SAS(i)+Sab(i)
258     ELSE
259     SAS(j)=0.0
260     ENDIF
261 19 CONTINUE
262     J=I+1
263
264 C SURFACE AVEC T<150°C
265
266     STF=ST(I)-SAS(J)
267
268 C SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
269
270     SIST(1)=0.00
271     DO 54 i=1,I
272     SIS(i)=-((x*Mev(i)*(f-1)*(Has(i)-Hds))/(hei*DTei))
273     j=i+1
274     SIST(j)=SIST(i)+SIS(i)
275 54 CONTINUE
276     J=I+1
277
278
279 C SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
280
281     SIES(1)=0.0
282     DO 137 p=1,I
283     q=p+1
284     IF(TSas(p).GT.TA)THEN
285     SIES(q)=SIES(p)+SIE(p)
286     ELSE
287     SIES(q)=0.0
288     ENDIF
289 137 CONTINUE
290     J=I+1
291
292
293 C CALCULS ECONOMIQUES
294
295     CSTF=2.8*STF
296     CSAS=2.8*SAS(J)
297     CSIES=2.5*SIES(J)
298     CSIEF=2.5*(SIST(J)-SIES(J))
299     CST=(CSTF+CSAS+CSIES+CSIEF)*1.2
300     CP=(583.29*Wp*1000+18362)*1.2/1000
301     CT=(CST+CP)*2
302     COUTA(m,k)=CT
303     IF(ve.EQ.0)THEN
304     cele=0.3
305     GOTO 9550
306     ELSE
307     IF(ve.EQ.1)THEN
308     cele=0.2
309     GOTO 9550
310     ELSE

```

```

311      cele=0.5
312      ENDIF
313      ENDIF
314 9550  WRITE (*,*) cele
315      IF (vr.EQ.0) THEN
316      cere=0.0
317      GOTO 955
318      ELSE
319      IF (vr.EQ.1) THEN
320      cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
321      GOTO 955
322      ELSE
323      cere=-0.05
324      ENDIF
325      ENDIF
326 955   WRITE (*,*) cere
327      IF (Tp.EQ.7.0) THEN
328      er=3.38
329      cfr=0.102
330      GOTO 542
331      ELSE
332      er=4.58
333      cfr=0.078
334      ENDIF
335 542   RECO=cfr/(0.02*cele)
336      rnt1=CT/(8000*Qp*(cfr-0.02*cele-cere*(Qde)/Qp))
337      TERE1(m,k)=rnt1
338      creel=(CT*1000+3*8000*1000*(0.02*cele*Qp+cere*(Qde)))/
339      * (3*8000*Qp*1000)
340      cfm=(CT*1000+NV*8000*1000*(0.02*cele*Qp+cere*(Qde)))/
341      * (NV*8000*Qp*1000)
342      VTE1=(REX**0.33)*(((Tenv)/(Tp))**0.33)*(ABS((cfr/cfm))**0.33)
343      WRITE (*,*) VTE1
344      VTE2=REX*((273+Tenv)/(273+Tp))*1000/CT
345      VPOPT(m,k)=VTE2
346      COUCHA(m,k)=creel
347      COURRA(m,k)=cfm
348      VALO(m,k)=VTE1
349
350 C   IMPRESSIONS
351
352 50    FORMAT(2x,'Tr',5x,'DTr',3x,'Tp',5x,'DTp',3x,'Tenv',5x,'DTenv',
353      * 3x,'DT',3x,'D',3x,'Xd',4x,'Xc')
354 100  FORMAT(2x,f4.1,3x,f4.1,2x,f5.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,
355      * f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1,2x,f4.1)
356 C
357 555  CONTINUE
358 444  CONTINUE
359
360 C   CHOIX DU SYSTEME OPTIMAL
361
362      ROPTU=0.0
363      DO 3501 m=1,16
364      DO 3502 k=1,3
365      TEST=VPOPT(m,k)
366      IF (TEST.GT.ROPTU) THEN
367      ROPTU=VPOPT(m,k)
368      MI=m
369      KI=k
370      ITAG=IST(m,k)
371      COPOT=COPE(m,k)
372      REDOT=RENDEX(m,k)

```



```

373         COTOT=COUTA (m, k)
374         TROT1=TERE1 (m, k)
375         CHAT=COUCHA (m, k)
376         COUMA=COURRA (m, k)
377         VUM=VALO (m, k)
378         GOTO 3502
379         ELSE
380         ENDIF
381 3502     CONTINUE
382 3501     CONTINUE
383         IF (ROPTU.EQ.0.0) THEN
384         WRITE (2, 3513)
385 3513     FORMAT (/, 2x, 'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',
386 *        /, /, 2x, '*****')
387         GOTO 676
388         ELSE
389         ENDIF
390         XDO=45.0+ (MI-1) *1.0
391         XCO=XDO+KI*5.0
392         WRITE (2, 11541) cele, cere
393 11541    FORMAT (/, 2x, 've (FF/kWh)=', f6.4, 5x, 'vr (FF/kWh)=', f6.4)
394         WRITE (2, 3503) U (n), XDO, XCO, ITAG, VUM, COPOT, REDOT,
395 *        COTOT, CHAT, COUMA, TROT1
396 3503     FORMAT (/, /, 2x, 'Tp (°C)=', f5.1, /, 2x, 'SYSTEME OPTIMUM', 4x,
397 *        'Xd=', f4.1, 3x, 'Xc=', f4.1, 3x, 'Nmel=', i2,
398 *        /, 2x, 'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE=', f5.2,
399 *        /, 2x, 'COP=', f5.3, 6x, 'REX=', f5.3, /, 2x, 'COUT TOTAL (kFF)=',
400 *        f8.1, 3x, 'COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)=', f5.3, /, 2x,
401 *        'COUT MOYEN DU FROID A Tp (ff/kWh)=', f7.4, /, 2x,
402 *        'TEMPS DE RETOUR (an) n1=', f7.1, /, /, 2x,
403 *        '*****')
404 676     CONTINUE
405         WRITE (2, 1987)
406 1987     FORMAT (/, 2x, '
407 1985     CONTINUE
408         WRITE (2, 8542)
409 8542     FORMAT (/, 2x, '#####
410 *        )
411 7113    CONTINUE
412 C
413 C
414         END
415
416 C
417 C-----
418 C
419 C
420         FUNCTION P (T)
421 C        P en bar
422         P=10** (7.05-1596.49/ (273+T) -104095.5/ ((273+T) **2))
423         RETURN
424         END
425
426 C-----
427 C
428
429         FUNCTION L (T)
430 C        L=(4.189* (T))
431         RETURN
432         END
433
434 C-----

```

```
435
436
437     FUNCTION V(T)
438     V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
439     RETURN
440     END
441
442 C-----
443
444
445     FUNCTION H(TS,X)
446     A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
447     * -(1.400261E-4)*X**4
448     B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
449     * (4.80097E-7)*X**4
450     C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
451     * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
452     H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
453     RETURN
454     END
455
456
457 C-----
458
459
460     FUNCTION TS(T,X)
461     D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
462     E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
463     TS=T*D+E
464     RETURN
465     END
466
467 C
468
469
```

```

1          EVALUATION D'UN SYSTEME DE FRIGO-POMPE
2          A ABSORPTION PURE
3
4  CONDITIONS D OPERATION
5
6  REJET (°C)
7  Tr= 80.0      DTr=10.0
8  ENVIRONNEMENT (°C)
9  Tenv= 30.0    DTenv= 5.0    To= 30.0
10 PINCEMENTS THERMIQUES (°C)
11 DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0      DTei= 5.0
12 COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
13 hab= 3.00    hev= 1.50    hcd= 1.50    hde= 3.00    hei= 1.50
14 VIE UTILE (an)=15
15 ve (FF/kWh)=0.500
16
17 PROCEDE
18 Tp= 7.0 (°C)      DTp= 5.0 (°C)      Qp= 1.00 (MW)
19
20 PACA AVEC CONCENTRATIONS (%): Xd=45.0      Xc=50.0
21
22 CONDITIONS AU SEPARATEUR
23 Tcd(°C) Pcd(kPa) TSde(°C) TSds(°C)
24 40.0      7.7      57.1      65.2
25
26 CONDITIONS AU MELANGEUR :NOMBRE D ETAGES= 3
27
28 i      Tev(°C) TSae(°C) TSas(°C) Pev(kPa)
29 1      2.0      22.7      15.8      .7
30 2      10.8     32.5      25.4      1.4
31 3      20.4     43.2      35.8      2.5
32
33 RAPPORT DE PRESSIONS AU MELANGEUR= 3.39
34
35 RAPPORT Xc/(Xc-Xd)=f=10.00
36
37 SEPARATEUR/ENTHALPIES (kJ/kg)
38 Hce      Hcs      Hde      Hds
39 2574.2    167.6    119.4    137.3
40
41 MELANGEUR/ENTHALPIES (kJ/kg)
42 i      Hee      Hes      Has      Hae
43 1      8.4      2500.7    24.1     44.1
44 2      45.2     2518.2    46.1     65.6
45 3      85.3     2537.0    70.0     89.1
46
47 SEPARATEUR/FLUX DE CHALEUR(kJ/kgeau)
48 qcd      qde
49 2406.6    2616.0
50
51 MELANGEUR/FLUX DE CHALEUR(kJ/kgeau)
52 i      qev      qab
53 1      2492.3    2656.5
54 2      2473.0    2648.2
55 3      2451.7    2638.4
56
57 DEBITS MASSIQUE D EAU AU MELANGEUR(SPECIFIQUES)
58 Mev(2)=1.0742
59 Mev(3)=1.1603
60
61 DEBIT MASSIQUE TOTAL D EAU(SPECIFIQUE) MTE=3.2345
62

```

```

63 COP= .2924
64
65 TEMPERATURES DE CARNOT
66 TETAab TETAde TETAev
67 .00816 .56775 .09192
68
69 RENDEMENT EXERGETIQUE= .0471
70
71 EFEX=.05222
72
73 DEBIT MASSIQUE D EAU AU PREMIER EVAPO(kg/s)= .401
74
75 FLUX DE CHALEUR AU SEPARATEUR(MW)
76 Qcd Qde
77 3.12 3.39
78
79 FLUX DE CHALEUR AU MELANGEUR(MW)
80 i Qev Qab
81 1 1.00 1.07
82 2 1.07 1.14
83 3 1.14 1.23
84
85 PUISSANCE DES POMPES: Wp= .0246MW
86
87 SURFACES D ECHANGE AU SEPARATEUR(m2)
88 Scd Sde
89 288.65 565.83
90
91 SURFACES D ECHANGE AU MELANGEUR(m2)
92 i Sev Sab
93 1 92.42 177.65
94 2 177.65 190.23
95 3 190.23 204.72
96
97 SURFACE D ABSORPTION AVEC T>150°C:SAS= .000
98
99 SURFACE D ECHANGE AVEC T<150°C:STI= 1519.505
100
101 SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
102 i SIS
103 1 54.49
104 2 47.19
105 3 37.59
106
107 SIST= 139.27
108
109 SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES AVEC T> 150°C:SIES= .00
110 COUT DES ECHANGEURS(kFF)= 5523.3 COUT DES POMPES (kFF)= 39.2
111 COUT TOTAL(kFF)= 11125.1
112 RENDEMENT ECONOMIQUE= 14.8
113 TEMPS DE RETOUR(an):n1=16.8 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .07
114 COUT DU FROID A Tp(FF/kWh)= .470
115 COUT MOIYEN DU FROID A Tp(FF/kWh)= .0987
116
117
118 -----

```

```

1          SYSTEMES OPTIMALS DE FRIGO-POMPES PURES
2          A ABSORPTION
3
4  CONDITIONS D OPERATION
5  ENVIRONNEMENT
6  Tenv= 30.0      DTenv= 5.0      To= 30.0
7  PINCEMENTS THERMIQUES(K)
8  DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0      DTei= 5.0
9  COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
10 hab= 3.00      hev= 1.50      hcd= 1.50      hde= 3.00      hei= .80
11 VIE UTILE=15
12 ve (FF/kWh)=0.500
13
14 REJET
15 Tr (°C)=100.0      DTr (°C)=10.0
16
17 PROCEDE
18 Tp= 7.0      DTp= 5.0      Qp= 1.00
19
20
21 Tp (°C)= 7.0
22 SYSTEME OPTIMUM      Xd=58.0      Xc=63.0      Nmel= 1
23 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.07
24 COP= .847      REX= .130
25 COUT TOTAL (kFF)= 4820.2      COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)= .207
26 COUT MOYEN DU FROID A Tp (ff/kWh)=.0462
27 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 6.3
28
29 *****
30
31 PROCEDE
32 Tp= 12.0      DTp= 5.0      Qp= 1.00
33
34
35 Tp (°C)= 12.0
36 SYSTEME OPTIMUM      Xd=54.0      Xc=64.0      Nmel= 1
37 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .78
38 COP= .854      REX= .103
39 COUT TOTAL (kFF)= 4410.2      COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)= .190
40 COUT MOYEN DU FROID A Tp (ff/kWh)=.0428
41 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 7.7
42
43 *****
44

```


ANNEXE XI

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES FRIGO-POMPES HYBRIDES A
ABSORPTION-COMPRESSION**

The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. It emphasizes that every entry should be supported by a valid receipt or invoice. This ensures transparency and allows for easy verification of the data.

Additionally, it is noted that the records should be kept in a secure and accessible format. Regular backups are recommended to prevent data loss in the event of a system failure or disaster.

The second section focuses on the process of reconciling accounts. It provides a step-by-step guide on how to compare the internal records with the bank statements. This process is crucial for identifying any discrepancies and resolving them promptly.

It is also mentioned that reconciling accounts should be done on a regular basis, typically at the end of each month. This helps in staying on top of the financial situation and detecting any errors or fraud early on.

Finally, the document concludes by highlighting the overall benefits of a robust accounting system. It states that accurate records and regular reconciliations lead to better financial management and decision-making.

By following these guidelines, businesses can ensure that their financial data is reliable and up-to-date, which is essential for long-term success.


```

1
2
3 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
4 C économiques d'une FRIGO-POMPE HYBRIDE ABSORPTION-COMPRESSION,
5 C définition du système optimal pour chaque condition d'opération,
6 C Tr, Tp, Qp
7
8 C LECTURE DES DONNEES
9 implicit double precision(a-h,o-z)
10 REAL Mev(90),MTE(90)
11 DIMENSION Tev(90),Pev(90),TSae(90),TSas(90),TSai(90),Tsaet(90),
12 * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
13 * Sab(90),Sev(90),Y(90),SIS(90),SIE(90)
14 * ,Z(90),U(10),PCE(90),PCS(90),TEC(90),TSC(90),RP(90),
15 * SCE(90),TCSI(90),TCSR(90),HEC(90),HSCI(90),HSCR(90),WCP(90),
16 * WCPT(90),REL(90),VO(90),CCP(90),CCPT(90),VPOPT(30,30),
17 * COPE(30,30),RENDEX(30,30),COUTA(30,30),TERE1(30,30)
18 * ,COUCHA(30,30),CUCOMP(30,30),WASA(30,30),COURRA(30,30),
19 * Q(10),B(10),IESTA(30,30),VALO(20,20)
20 OPEN(2,FILE='IVF-ALL')
21 WRITE(2,30)
22 WRITE(*,*)'environnement:Tenv,DTenv,To'
23 READ(*,*)Tenv,DTenv,To
24 WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
25 READ(*,*)D,DTab
26 WRITE(*,*)'duree de vie'
27 READ(*,*)NV
28 WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
29 * 2(vr=-0.05)'
30 READ(*,*)vr
31 WRITE(*,*)'cout de l électricité:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
32 * 2(ve=0.50)'
33 READ(*,*)ve
34 DO 7113 ml=1,5
35 IF(ml.EQ.1)THEN
36 B(ml)=0.1
37 GOTO 7650
38 ELSE
39 ENDIF
40 IF(ml.LT.4)THEN
41 B(ml)=(ml-1)*0.5
42 GOTO 7650
43 ELSE
44 B(ml)=(ml-3)*2.5
45 ENDIF
46 7650 Qp=B(ml)
47 51 FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
48 52 FORMAT(2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
49 * f5.2,3x,'hei=',f5.2)
50 DTr=10.0
51 DTp=5.0
52 DT=5.0
53 DTei=5.0
54 hev=1.5
55 hcd=1.5
56 hab=3.0
57 hde=3.0
58 hei=0.8
59 30 FORMAT(/,2x,'CONDITIONS',2x,'D OPERATION')
60 WRITE(2,65)
61 WRITE(2,66)Tenv,DTenv,To
62 WRITE(2,67)

```

```

63      WRITE (2, 68) DT, D, DTab, DTei
64 63   FORMAT (/, /, 2x, 'PROCEDE')
65 64   FORMAT (2x, 'Tp=', f5.1, 5x, 'DTp=', f4.1, 5x, 'Qp=', f5.2)
66 65   FORMAT (2x, 'ENVIRONNEMENT')
67 66   FORMAT (2x, 'Tenv=', f5.1, 5x, 'DTenv=', f4.1, 5x, 'To=', f5.1)
68 67   FORMAT (2x, 'PINCEMENTS THERMIQUES (K)')
69 68   FORMAT (2x, 'DT=', f4.1, 5x, 'D=', f4.1, 5x, 'DTab=', f4.1, 5x,
70      * 'DTei=', f4.1)
71 69   FORMAT (/, 2x, 'PACA AVEC CONCENTRATIONS (%) :',
72      * 2x, 'Xd=', f4.1, 5x, 'Xc=', f4.1)
73      WRITE (2, 51)
74      WRITE (2, 52) hab, hev, hcd, hde, hei
75      IF (Qp.LT.0.5) THEN
76      CPC=1
77      GOTO 6532
78      ELSE
79      CPC=2
80      ENDIF
81 6532 IF (CPC.EQ.1) THEN
82      WRITE (2, 2950)
83 2950 FORMAT (2x, 'TYPE DU COMPRESSEUR:A VIS')
84      GOTO 2971
85      ELSE
86      WRITE (2, 2952)
87 2952 FORMAT (2x, 'TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE')
88      ENDIF
89 2971 WRITE (2, 578) NV
90 578   FORMAT (2x, 'VIE UTILLE=', i2)
91      DO 1985 lj=1, 3
92      Q(lj)=80.0+(lj-1)*10.0
93      Tr=Q(lj)
94      WRITE (2, 61)
95      WRITE (2, 62) Tr, DTr
96 61    FORMAT (/, 2x, 'REJET')
97 62    FORMAT (2x, 'Tr=', f5.1, 5x, 'DTr=', f4.1)
98      DO 676 n=1, 2
99      U(n)=7.0+(n-1)*5.0
100     Tp=U(n)
101     WRITE (2, 63)
102     WRITE (2, 64) Tp, DTp, Qp
103     CM=65.0
104     DO 444 m=1, 16
105     Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
106     V=Y(m)
107     DO 555 k=1, 10
108     Z(k)=V+(k*5.0)
109     W=Z(k)
110     IF (W.GT.CM) THEN
111     VPOPT(m, k)=0.0
112     GOTO 555
113     ELSE
114     ENDIF
115     Xd=V
116     Xc=W
117
118 C   DEFINITION DES TEMPERATURES
119
120     Tm=Tenv+DTenv+DT
121     Tcd=Tenv+DTenv+DT
122     TC=Tcd
123     Pcd=PP(Tcd)
124     TSde=TS(TC, Xd)

```

```

125      TSds=TS (TC,Xc)
126      TR=Tr-DT
127      IF (TSds.GT.TR) THEN
128      VPOPT (m, k)=0.0
129      GOTO 555
130      ELSE
131      ENDIF
132      I=1
133      Tev (I)=Tp-DT
134 20    TE=Tev (I)
135      Pev (I)=PP (TE)
136      TSas (I)=TS (TE,Xd)
137      TSae (I)=TS (TE,Xc)
138      IF (TSae (I).GT.Tm) THEN
139      TPM=Tenv+DT
140      IF (TSas (I).LE.TPM) THEN
141      GOTO 356
142      ELSE
143      GOTO 357
144      ENDIF
145      ELSE
146 356   I=I+1
147      K=I-1
148      Tev (I)=TSas (K)-DT
149      GOTO 20
150      ENDIF
151 357   TSM=Tenv+10.0
152
153 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
154
155      r=Pev (I) /Pev (1)
156
157 C   CALCUL DE f
158
159      f=Xc/ (Xc-Xd)
160
161
162 C   CALCUL DU COMPRESSEUR
163
164 C   NOMBRE D'ETAGES DE COMPRESSION
165
166      IF (CPC.EQ.1) THEN
167      rmax=4
168      ELSE
169      rmax=2.5
170      ENDIF
171      nc=r/rmax
172      RMIN=1.0
173      IF (r.GT.RMIN) THEN
174      GOTO 3103
175      ELSE
176      VPOPT (m, k)=0.0
177      ENDIF
178      GOTO 555
179 3103  M=1
180      PCE (M)=Pev (1)
181      IF (rmax.GT.r) THEN
182      PCS (M)=PCE (M) *r
183      M=M+1
184      PCE (M)=PCS (M-1)
185      PCS (M)=Pev (I)
186      N=M

```

```

187         GOTO 3115
188         ELSE
189         ENDIF
190 3105     PCS (M) =PCE (M) *rmax
191         M=M+1
192         PCE (M) =PCS (M-1)
193         RET=Pev (I) /PCE (M)
194         J=1
195         IF (RET. GT. rmax) THEN
196 3118     EX=1.0/M
197         RP (J) =RET** (EX)
198         IF (rmax. GT. RP (J) ) THEN
199         DO 3117 i=2,M+1
200         PCS (i) =PCS (i-1) *RP (J)
201         PCE (i) =PCS (i-1)
202 3117     CONTINUE
203         N=M+1
204         GOTO 3115
205         ELSE
206         M=M+1
207         J=J+1
208         GOTO 3118
209         ENDIF
210         ELSE
211         PCS (M) =Pev (I)
212         N=M
213         GOTO 3115
214         ENDIF
215 3115     DO 3225 i=1,N
216         REL (i) =PCS (i) /PCE (i)
217 3225     CONTINUE
218         IESTA (m, k) =N
219
220 C   CALCUL DES TEMPERATURES D ENTREE  DES ETAGES
221
222         DO 3110 i=1,N
223         w=PCE (i)
224         x0=50.0
225         eps=0
226         itmax=100
227         CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
228         TEC (i) =xsol
229 3110     CONTINUE
230         w=PCS (N)
231         x0=50.0
232         eps=0
233         itmax=100
234         CALL dsecl (xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
235         TEC (N+1) =xsol
236
237 C   CALCUL DES TEMPERATURES DE SORTIE ET DES ETAGES DE COMPRESSION
238
239         DO 3218 i=1,N
240         tt=TEC (i)
241         tv=TEC (i)
242         SCE (i) =Sss (tt,tv)
243         b=TEC (i+1)
244         c=SCE (i)
245         x0=TEC (i+1)
246         eps=0
247         itmax=100
248         CALL dsec2 (xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)

```

```

249      TCSI(i)=xsol
250 3218  CONTINUE
251      DO 3219 i=1,N
252      ti=TEC(i)
253      to=TEC(i)
254      pu=PCE(i)
255      HEC(i)=HVS(ti,to,pu)
256      te=TEC(i+1)
257      ta=TCSI(i)
258      pa=PCS(i)
259      HSCI(i)=HVS(te,ta,pa)
260      IF(CPC.EQ.1) THEN
261      eta=0.6
262      ELSE
263      eta=0.8
264      ENDIF
265      HSCR(i)=(1./eta)*(HSCI(i)-HEC(i))+HEC(i)
266      WCP(i)=HSCR(i)-HEC(i)
267      x0=TCSI(i)+273.
268      ts=TEC(i+1)+273.
269      P=PCS(i)/100.
270      hv=HSCR(i)
271      eps=0
272      itmax=100
273      CALL dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
274      TCSR(i)=xsol-273.
275 3219  CONTINUE
276      WCPT(1)=WCP(1)
277      DO 3220 i=2,N
278      WCPT(i)=WCPT(i-1)+WCP(i)
279 3220  CONTINUE
280      WCPTO=WCPT(N)
281      ETAM=0.9
282      ETAE=0.9
283      ETAT=ETAM*ETAE
284      WCPTE=(1.0/ETAT)*WCPTO
285
286
287 C   CALCUL DES ENTHALPIES
288
289      TC=Tcd
290      Hce=V(TC)
291      Hcs=4.189*TC
292      Hde=H(TSde,Xd)
293      Hds=H(TSds,Xc)
294      TV=Tev(1)
295      Hee(1)=4.189*TV
296      Hes(1)=V(TV)
297      TAI=TSas(I)
298      Has(I)=H(TAI,Xd)
299      TTI=TSae(I)
300      Hae(I)=H(TTI,Xc)
301
302
303 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
304
305      qcd=Hce-Hcs
306      qde=Hce+(f-1)*Hds-f*Hde
307      qev(1)=Hes(1)-Hee(1)
308      qab(I)=HSCR(N)+(f-1)*Hae(I)-f*Has(I)
309
310 C   CALCUL DU COP

```

```

311
312      COP=qev(1)/(qde+0.02*qab(I)+WCPTE)
313      COPE(m,k)=COP
314
315 C   CALCUL DU REX EXTERNE
316
317      TLev=(DTp)/(Log((Tp+273.)/(Tp-DTp+273.)))
318      TLde=(DTr)/(Log((Tr+273.)/(Tr-DTr+273.)))
319      TLcd=(DTenv)/(Log((Tenv+DTenv+273.)/(Tenv+273.)))
320      TETAcd=1.-(To+273.)/TLcd
321      TETAab=1.-(To+273.)/TLab
322      TETAev=- (1.-(To+273.)/TLev)
323      TETAab=TETAcd
324      REX=(qev(1)*TETAev)/(qde*TETAev
325
326      *      + 0.02*qab(I)+WCPTE)
327      EFEX=(qab(I)*TETAab+qcd*TETAcd)/(qev(1)*TETAev+
328
329      *      qde*TETAde+ 0.02*qab(I)+WCPTE)
330      RENDEX(m,k)=REX
331
332 C   CALCULS TECHNIQUES
333
334 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
335
336      x=(Qp/qev(1))*1000
337      Qcd=(qcd*x)/1000
338      Qde=(qde*x)/1000
339      Qev(1)=(qev(1)*x)/1000
340      Qab(I)=(qab(I)*x)/1000
341
342
343 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
344
345      Wp=0.02*Qab(I)
346
347 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR
348
349      WCOMP=x*WCPTE/1000.
350      WASA(m,k)=WCOMP
351
352 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
353
354      Scd=(Qcd/(hcd*(DTenv/Log((Tcd-Tenv)/(Tcd-Tenv-DTenv)))))*1000
355      Sde=(Qde/(hde*DTab))*1000
356      Sev(1)=1000*(Qev(1)/(hev*(DTp)/
357      *      Log((Tp+DTp-Tev(1))/(Tp-Tev(1))))))
358      Sab(I)=(Qab(I)/(hab*DTab))*1000
359
360 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+AB+CD+DE)
361
362      ST=Scd+Sde+Sev(1)+Sab(I)
363      WRITE(*,*)ST
364
365 C   SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C
366
367      TA=150.0
368      IF(TSai(I).GT.TA)THEN
369      SAS=Sab(I)
370      ELSE
371      SAS=0.0
372      ENDIF

```

```

373
374 C SURFACE AVEC T<150°C
375
376         STF=ST-SAS
377
378 C SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
379
380         SIS(I)=-((x*(f-1)*(Has(I)-Hds))/(hei*DTei))
381         SIST=SIS(I)
382
383
384 C SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
385
386         IF (TSas(I).GT.TA) THEN
387             SIES=SIS(I)
388             GOTO 2115
389         ELSE
390             SIES=0.0
391         ENDIF
392 2115     WRITE(*,*)SIST,SIES
393
394 C CALCULS ECONOMIQUES
395
396 C COUT DES COMPRESSEURS
397
398         DO 2006 j=1,N
399         VO(j)=(198.2135-11.8338*Tev(j)+0.3178*Tev(j)**2-0.0045*Tev(j)**3
400         * +3.139E-5*Tev(j)**4-8.699E-8*Tev(j)**5)*x*3600
401 2006     CONTINUE
402         IF (CPC.EQ.2) THEN
403             GOTO 2009
404         ELSE
405             ENDIF
406         IF (VO(1).LT.4000) THEN
407             DO 2007 i=1,N
408             CCP(i)=14.4*(VO(i)**0.45)
409 2007     CONTINUE
410             GOTO 2010
411         ELSE
412             DO 2008 i=1,N
413             CCP(i)=0.77*(VO(i)**0.81)
414 2008     CONTINUE
415             ENDIF
416             GOTO 2010
417 2009     IF (VO(1).LT.30000) THEN
418             DO 2011 i=1,N
419             CCP(i)=26.4*(VO(i)**0.37)
420 2011     CONTINUE
421             GOTO 2010
422         ELSE
423             DO 2012 i=1,N
424             CCP(i)=4.2*(VO(i)**0.54)
425 2012     CONTINUE
426             ENDIF
427 2010     CCPT(1)=CCP(1)
428             DO 2013 i=2,N
429             j=i-1
430             CCPT(i)=CCPT(j)+CCP(i)
431 2013     CONTINUE
432             CCOMP=CCPT(N)+0.55*1000*WCOMP
433             CUCOMP(m,k)=CCOMP*1.2
434

```

```

435 C   COUT DES ECHANGEURS
436
437     CSAS=2.8*SAS
438     CSTF=2.8*STF
439     CSIES=2.5*SIES
440     CSIEF=2.5*(SIST-SIES)
441     WRITE(*,*)CSAS,CSTF,CSIES,CSIEF
442     CET=CSAS+CSTF+CSIES+CSIEF
443     WRITE(*,*)CCOMP,CET
444
445 C   COUT DES POMPES
446
447     CP=(583.29*Wp*1000+18362)/1000
448
449 C   COUT TOTAL
450
451     CT=1.2*(CP+CET+CCOMP)*2
452     COUTA(m,k)=CT
453
454 C   COUT D OPERATION
455
456     IF(ve.EQ.0) THEN
457       cele=0.3
458       GOTO 9550
459     ELSE
460       IF(ve.EQ.1) THEN
461         cele=0.2
462         GOTO 9550
463       ELSE
464         cele=0.5
465       ENDIF
466     ENDIF
467 9550  WRITE(*,*)cele
468       IF(vr.EQ.0) THEN
469         cere=0.0
470         GOTO 955
471       ELSE
472         IF(vr.EQ.1) THEN
473           cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
474           GOTO 955
475         ELSE
476           cere=-0.5
477         ENDIF
478       ENDIF
479 955   WRITE(*,*)cere
480       IF(Tp.EQ.7.0) THEN
481         er=3.38
482         cfr=0.102
483         GOTO 542
484       ELSE
485         er=4.58
486         cfr=0.078
487       ENDIF
488 542   RECO=cfr/((WCOMP/Qp+0.02)*cele)
489       rnt1=CT/(8000*Qp*(cfr-(WCOMP/Qp+0.02)*cele+cere*Qde/Qp))
490       creel=(CT*1000/(3*8000*Qp*1000))+cele*(0.02+WCOMP/Qp)+
491 *     cere*Qde/Qp
492       cfm=(CT*1000/(NV*8000*Qp*1000))+cele*(0.02+WCOMP/Qp)+
493 *     cere*Qde/Qp
494       VTE1=(REX*((Tenv)/(Tp))*ABS(cfr/cfm))**0.33
495       VTE2=REX*((Tenv)/(Tp))*1000/CT
496       TERE1(m,k)=rnt1

```



```

497      VPOPT (m, k) = VTE2
498      COUCHA (m, k) = creel
499      COURRA (m, k) = cfm
500      VALO (m, k) = VTE1
501
502
503 C   IMPRESSIONS
504
505 50      FORMAT (2x, 'Tr', 5x, 'DTr', 3x, 'Tp', 5x, 'DTp', 3x, 'Tenv', 5x, 'DTenv',
506 *      3x, 'DT', 3x, 'D', 3x, 'Xd', 4x, 'Xc')
507 100     FORMAT (2x, f4.1, 3x, f4.1, 2x, f5.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1, 2x,
508 *      f4.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1)
509 C
510 555     CONTINUE
511 444     CONTINUE
512
513 C   CHOIX DU SYSTEME OPTIMALE
514
515      ROPTU = 0.0
516      DO 3501 m = 1, 16
517      DO 3502 k = 1, 3
518      TEST = VPOPT (m, k)
519      IF (TEST.GT.ROPTU) THEN
520      ROPTU = VPOPT (m, k)
521      MI = m
522      KI = k
523      CUM = CUCOMP (m, k)
524      WUM = WASA (m, k)
525      COPOT = COPE (m, k)
526      REDOT = RENDEX (m, k)
527      COTOT = COUTA (m, k)
528      TROT1 = TERE1 (m, k)
529      CHAT = COUCHA (m, k)
530      COUMA = COURRA (m, k)
531      IST = IESTA (m, k)
532      VUM = VALO (m, k)
533      GOTO 3502
534      ELSE
535      ENDIF
536 3502     CONTINUE
537 3501     CONTINUE
538      IF (ROPTU.EQ.0.0) THEN
539      WRITE (2, 3513)
540 3513     FORMAT (/ , 2x, 'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',
541 *      / , / , 2x, '*****')
542      GOTO 676
543      ELSE
544      ENDIF
545      XDO = 45.0 + (MI - 1) * 1.0
546      XCO = XDO + KI * 5.0
547      m = MI
548      k = KI
549      WRITE (2, 11541) cele, cere
550 11541     FORMAT (/ , 2x, 've (FF/kWh) =', f6.4, 5x, 'vr (FF/kWh) =', f6.4)
551      WRITE (2, 3503) U (n), XDO, XCO, IST, VUM, COPOT, REDOT, WUM, COTOT,
552 *      CUM, CHAT, COUMA, TROT1
553 3503     FORMAT (/ , / , 2x, 'TP (°C) =', f5.1, / , 2x, 'SYSTEME OPTIMUM', 4x,
554 *      'Xd =', f4.1, 3x, 'Xc =', f4.1, 3x, 'Ncomp =', i2,
555 *      / , 2x, 'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE =', f5.2,
556 *      / , 2x, 'COP =', f5.3, 6x, 'REX =', f5.3, / , 2x, 'PUISSANCE DU COMPRESSEUR (
557 *      MW) =', f5.3, / , 2x, 'COUT TOTAL (kFF) =', f8.1, 2x, 'COUT DU COMPRESSEUR (
558 *      kFF) =', f8.1, / , 2x, 'COUT DU FROID A Tp (FF/kWh) =', f5.3, / , 2x,

```

```

559      * 'COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
560      * 'TEMPS DE RETOUR(an) n1=' ,f7.1,/,/,2x,
561      * '*****')
562 676    CONTINUE
563      WRITE (2,1987)
564 1987   FORMAT (/,2x,'')
565 1985   CONTINUE
566      WRITE (2,8542)
567 8542   FORMAT (/,2x,'#####')
568      * )
569 7113   CONTINUE
570 C
571 C
572      END
573
574 C
575
576 C-----
577 C
578 C
579      FUNCTION PP(T)
580      implicit double precision(a-h,o-z)
581 C      P en kPa
582      PP=10.** (7.05-1596.49/(273.+T)-104095.5/((273.+T)**2.))
583      RETURN
584      END
585
586 C-----
587
588
589      FUNCTION L(T)
590 C      L=(4.189*(T))
591      RETURN
592      END
593
594 C-----
595
596
597      FUNCTION V(T)
598      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
599      RETURN
600      END
601
602 C-----
603
604
605      FUNCTION H(TS,X)
606      A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
607      * -(1.400261E-4)*X**4
608      B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
609      * (4.80097E-7)*X**4
610      C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
611      * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
612      H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
613      RETURN
614      END
615
616
617 C-----
618
619
620      FUNCTION TS(T,X)

```

```

621      D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
622      E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
623      TS=T*D+E
624      RETURN
625      END

```

```

627 C-----
628
629      subroutine fonc(x,f,w)
630      implicit double precision(a-h,o-z)
631      f=10.**(7.05-1596.49/(273.+x)-104095.5/((273.+x)**2.))-w
632      return
633      end

```

```

634 C-----
635
636
637      subroutine dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
638
639      implicit double precision(a-h,o-z)
640      if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
641      call fonc(x0,f0,w)
642      hc=eps*x0
643      xh=x0+hc
644      call fonc(xh,fh,w)
645      ac=(fh-f0)/hc
646      x1=x0-f0/ac
647      iter=0
648      xmoins=x0
649      xc=x1
650      call fonc(xc,fc,w)
651 10      iter=iter+1
652      if(itmax.gt.iter) go to 40
653          xsol=xc
654          residu=fc
655          ierr=1
656          return
657 40      call fonc(xmoins,fmoins,w)
658      call fonc(xc,fc,w)
659      ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
660      xplus=xc-fc/ac
661      err=abs((xplus-xc)/xplus)
662      if(err.gt.(eps*xplus)) then
663          xmoins=xc
664          xc=xplus
665          go to 10
666      else
667          ierr=0
668          xsol=xc
669          residu=fc
670          itmax=iter
671          return
672      endif
673 c          ----- fin du sous programme dsecl -----
674      end

```

```

676 C-----
677
678      FUNCTION Sss(tsat,tss)
679      implicit double precision(a-h,o-z)
680      Tsat=tsat+273.
681      Tss=273.+tss
682      y=(Tsat+Tss)/200.

```

```

683      Ssatt=244.9618*Tsatt**(-0.5916)
684      DSss=(7.9526-10.2037*y**0.25+4.6004*y**0.5-0.20563*y)*
685      * log(Tss/Tsat)
686      Sss=Ssatt+DSss
687      RETURN
688      END
689
690 C-----
691
692      SUBROUTINE foncl(x,f,b,c)
693      implicit double precision(a-h,o-z)
694      f=244.9618*(b+273.)**(-0.5916)+log((x+273.)/(b+273.))*(7.9526
695      * -10.2037*((b+x+546.)/200.)**0.25+4.6004*((b+x+546.)/200.)**0.5
696      * -0.20563*((b+x+546.)/200.))-c
697      RETURN
698      END
699
700 C-----
701
702      subroutine dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
703
704
705      implicit double precision(a-h,o-z)
706      if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
707      call foncl(x0,f0,b,c)
708      hc=eps*x0
709      xh=x0+hc
710      call foncl(xh,fh,b,c)
711      ac=(fh-f0)/hc
712      x1=x0-f0/ac
713      iter=0
714      xmoins=x0
715      xc=x1
716      call foncl(xc,fc,b,c)
717 10      iter=iter+1
718      if(itmax.gt.iter) go to 40
719          xsol=xc
720          residu=fc
721          ierr=1
722          return
723 40      call foncl(xmoins,fmoins,b,c)
724      call foncl(xc,fc,b,c)
725      ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
726      xplus=xc-fc/ac
727      err=abs((xplus-xc)/xplus)
728      if(err.gt.(eps*xplus)) then
729          xmoins=xc
730          xc=xplus
731          go to 10
732      else
733          ierr=0
734          xsol=xc
735          residu=fc
736          itmax=iter
737          return
738      endif
739 c          ----- fin du sous programme dsec2 -----
740      end
741
742 C-----
743
744

```

```

745     FUNCTION HVS (ts,t,P)
746     implicit double precision(a-h,o-z)
747     Ts=ts+273.
748     T=t+273.
749     PI=P/100.
750     A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T*(1.610693+
751     * 5.47205E-2*PI+7.517537E-4*PI**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*PI
752     * -2.87409E-7*PI**2)*T**2
753     B=exp((Ts-T)/4.5E1)
754     C=- (1.70782E3-1.699419E1*Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*
755     * Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)
756     HVS=A+B*C
757     RETURN
758     END

```

759

760 C-----

761

762

```

763     SUBROUTINE fonc2(x,f,ts,P,hv)
764     implicit double precision(a-h,o-z)
765     f=2.04121E3-4.040021E1*P-4.8095E-1*P**2+x*(1.610693+
766     * 5.47205E-2*P+7.517537E-4*P**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*P
767     * -2.87409E-7*P**2)*x**2-exp((ts-x)/4.5E1)*(1.70782E3-1.69941E1*
768     * ts+6.2746295E-2*ts**2-1.028425E-4*
769     * ts**3+6.4561298E-8*ts**4)-hv
770     RETURN
771     END

```

772

773

774 C-----

775

776 subroutine dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)

777

778

779 implicit double precision(a-h,o-z)

780 if(eps.eq.0) eps=1.0e-07

781 call fonc2(x0,f0,ts,P,hv)

782 hc=eps*x0

783 xh=x0+hc

784 call fonc2(xh,fh,ts,P,hv)

785 ac=(fh-f0)/hc

786 x1=x0-f0/ac

787 iter=0

788 xmoins=x0

789 xc=x1

790 call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)

791 10 iter=iter+1

792 if(itmax.gt.iter) go to 40

793 xsol=xc

794 residu=fc

795 ierr=1

796 return

797 40 call fonc2(xmoins,fmoins,ts,P,hv)

798 call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)

799 ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)

800 xplus=xc-fc/ac

801 err=abs((xplus-xc)/xplus)

802 if(err.gt.(eps*xplus)) then

803 xmoins=xc

804 xc=xplus

805 go to 10

806 else

```
807         ierr=0
808         xsol=xc
809         residu=fc
810         itmax=iter
811         return
812     endif
813 c         ----- fin du sous programme dsec3 -----
814     end
815
```

1 EVALUATION D'UN SYSTEME DE FRIGO-POMPE
 2 HYBRIDE ABSORPTION COMPRESSION
 3
 4 CONDITIONS D OPERATION
 5
 6 REJET
 7 Tr= 80.0 DTr=10.0
 8 ENVIRONNEMENT
 9 Tenv= 30.0 DTenv= 5.0 To= 30.0
 10 PINCEMENTS THERMIQUES(K)
 11 DT= 5.0 D= 1.0 DTab= 2.0 DTei= 5.0
 12 COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
 13 hab= 3.00 hev= 1.50 hcd= 1.50 hde= 3.00 hei= 1.50
 14 TYPE DU COMPRESSEUR:CENTRIFUGE
 15 VIE UTILLE=15
 16 ve (FF/kWh)=0.500
 17
 18 PROCEDE
 19 Tp= 7.0(°C) DTp= 5.0(°C) Qp= 1.00 (MW)
 20
 21 PACA AVEC CONCENTRATIONS(%): Xd=45.0 Xc=50.0
 22
 23 CONDITIONS AU SEPARATEUR
 24 Tcd(°C) Pcd(kPa) TSde(°C) TSds(°C)
 25 40.0 7.7 57.1 65.2
 26
 27 CONDITIONS AU MELANGEUR
 28
 29 i Tev(°C) Pev(kPa) TSae(°C) TSas(°C) Pab(kPa)
 30 1 2.0 0.7 43.2 35.8 2.5
 31
 32
 33 RAPPORT Xc/(Xc-Xd)=f=10.00
 34 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION= 2
 35 COP= .8630
 36 REND EXERGETIQUES:REX= .447
 37 DEBIT MASSIQUE D EAU AU PREMIER EVAPO(kg/s)= .401
 38 PUISSANCE DES POMPES Wp(MW): .021
 39 PUISSANCE DU COMPRESSEUR WCOMP(MW): .088
 40 SURFACE D ABSORPTION AVEC T>150°C:SAS(m2)= .0
 41 SURFACE AVEC T<150°C:STI(m2)= 535.4
 42 SURFACE D ECHANGS INTERMEDIAIRES SIST(m2)= 32.4
 43 SURFACE INTERMEDIAIRE AVEC T>150°C:SIES(m2)= .0
 44 COUT TOTAL(kFF): 18573.9
 45 RENDEMENT ECONOMIQUE= 2.7
 46 TEMPS DE RETOUR(an):n1= 41.1 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .07
 47 COUT DU FROID A Tp(FF/kWh)= .806
 48 COUT MOYEN DU FROID A Tp(FF/kWh)= .187
 49
 50

```

1          SYSTEMES OPTIMALS DEFRIGO-POMPES HYBRIDES
2          ABSORPTION-COMPRESSION
3
4  CONDITIONS D OPERATION
5  ENVIRONNEMENT (°C)
6  Tenv= 30.0      DTenv= 5.0      To= 30.0
7  PINCEMENTS THERMIQUES (°C)
8  DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0      DTei= 5.0
9  COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
10 hab= 3.00      hev= 1.50      hcd= 1.50      hde= 3.00      hei= .80
11 TYPE DU COMPRESSEUR:A VIS
12 VIE UTILLE=15
13 ve (FF/kWh)=0.500
14
15 REJET
16 Tr=100.0      DTr=10.0
17
18 PROCEDE
19 Tp= 7.0      DTp= 5.0      Qp= 5.00 (MW)
20
21
22 TP (°C)= 7.0
23 SYSTEME OPTIMUM      Xd=49.0      Xc=54.0      Ncomp= 2
24 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.22
25 COP= .854      REX= .484
26 PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .343
27 COUT TOTAL(kFF)= 53774.9      COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 16391.4
28 COUT DU FROID A Tp(FF/kWh)= .475
29 COUT MOYEN DU FROID A Tp(FF/kWh)= .116
30 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 17.8
31
32 *****
33
34
35 PROCEDE
36 Tp= 12.0      DTp= 5.0      Qp= 5.00
37
38
39 TP (°C)= 12.0
40 SYSTEME OPTIMUM      Xd=47.0      Xc=52.0      Ncomp= 2
41 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .95
42 COP= .872      REX= .467
43 PUISSANCE DU COMPRESSEUR( MW)= .282
44 COUT TOTAL(kFF)= 49129.0      COUT DU COMPRESSEUR( kFF)= 14331.0
45 COUT DU FROID A Tp(FF/kWh)= .432
46 COUT MOYEN DU FROID A Tp(FF/kWh)= .105
47 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 22.3
48
49 *****

```


ANNEXE XII

**LISTING DU LOGICIEL PACA-DESIGN POUR
LES FRIGO-POMPES HYBRIDES A
ABSORPTION-EJECTO-COMPRESSION**

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

PHYSICS DEPARTMENT

PHYSICS 341

LECTURE 1

LECTURE 2

LECTURE 3

LECTURE 4

LECTURE 5

LECTURE 6

LECTURE 7

LECTURE 8

LECTURE 9

LECTURE 10

LECTURE 11

LECTURE 12

LECTURE 13

LECTURE 14

LECTURE 15

LECTURE 16

LECTURE 17

LECTURE 18

LECTURE 19

LECTURE 20

LECTURE 21

LECTURE 22

LECTURE 23

LECTURE 24

LECTURE 25

LECTURE 26

LECTURE 27

LECTURE 28

LECTURE 29

LECTURE 30

LECTURE 31

LECTURE 32

LECTURE 33

LECTURE 34

LECTURE 35

LECTURE 36

LECTURE 37

LECTURE 38

LECTURE 39

LECTURE 40


```

1
2
3 C OBJ:Definition du cycle thermique et des caractéristiques techno-
4 C économiques d'une FRIGO POMPE HYBRIDE ABSORPTION-EJECTO-COM-
5 C PRESSION,définition du système optimal pour chaque condition
6 C d'operation
7
8 C LECTURE DES DONNEES
9     implicit double precision(a-h,o-z)
10    REAL Mev(90),MTE(90)
11    DIMENSION Tev(90),Pev(90),TSae(90),TSas(90),TSai(90),Tsaet(90),
12    * Hae(10),Has(10),Hee(10),Hes(10),qev(10),qab(10),Qab(10),Qev(10),
13    * Sab(90),Sev(90),Y(90),SIS(90),SIE(90)
14    * ,Z(90),U(10),PCE(90),PCS(90),TEC(90),TSC(90),RP(90),
15    * SCE(90),TCSI(90),TCSR(90),HEC(90),HSCI(90),HSCR(90),WCP(90),
16    * WCPT(90),REL(90),titra(90),titre(90),HEHI(90),HEHR(90),HEJ(90),
17    * HEJSR(90),HEJE(90),TEJSR(90),Eej(90),EXej(90),ETej(90),EXTej(90)
18    * ,ZSR(30),alfa(90),alfato(90),SEJ(90),HEJSI(90),TEJSI(90),
19    * ttix(90),RMACH(90),VEL(90),SON(90),VO(90),DEej(90),CEJ(90)
20    * ,CEJT(90),VPOPT(30,30),BOPE(30,30),RENDEX(30,30),COUTA(30,30),
21    * TERE1(30,30),TERE2(30,30),COUCHA1(30,30),COURRAL(20,20),
22    * COURRA2(20,20),COUCHA2(30,30),IESTA(30,30),COUJET(30,30),RMO(30)
23    * ,B(20),Q(20),VOLI(30),FOD(30),VAPT(20,20)
24    OPEN(2,FILE='EJF-ALL')
25    WRITE(2,30)
26    WRITE(*,*)'environnement:Tenv,DTenv,To'
27    READ(*,*)Tenv,DTenv,To
28    WRITE(*,*)'pincements thermiques speciaux D,DTab'
29    READ(*,*)D,DTab
30    WRITE(*,*)'Vapeur Haute Pression:PEH;Rapport de Pressions:rmax'
31    READ(*,*)PEH,rmax
32    WRITE(*,*)'duree de vie'
33    READ(*,*)NV
34    WRITE(*,*)'cout de la chaleur residuaire:0(vr=0) 1(vr=1-To/T)
35    * 2(vr=-0.05)'
36    READ(*,*)vr
37    WRITE(*,*)'cout de l électricité:0(ve=0.300) 1(ve=0.200)
38    * 2(ve=0.50)'
39    READ(*,*)ve
40    DO 7113 ml=1,5
41    IF(ml.EQ.1)THEN
42    B(ml)=0.1
43    GOTO 7650
44    ELSE
45    ENDIF
46    IF(ml.LT.4)THEN
47    B(ml)=(ml-1)*0.5
48    GOTO 7650
49    ELSE
50    B(ml)=(ml-3)*2.5
51    ENDIF
52 7650 Qp=B(ml)
53 51 FORMAT(2x,'COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)')
54 52 FORMAT(2x,'hab=',f5.2,3x,'hev=',f5.2,3x,'hcd=',f5.2,3x,'hde=',
55    * f5.2,3x,'hei=',f5.2)
56    DTr=10.0
57    DTp=5.0
58    DT=5.0
59    DTei=5.0
60    hev=1.5
61    hcd=1.5
62    hab=3.0

```

```

63         hde=3.0
64         hei=0.8
65 30      FORMAT(2x, 'CONDITIONS', 2x, 'D OPERATION')
66         WRITE (2, 65)
67         WRITE (2, 66) Tenv, DTenv, To
68         WRITE (2, 67)
69         WRITE (2, 68) DT, D, DTab, DTei
70 63      FORMAT(/, /, 2x, 'PROCEDE')
71 64      FORMAT(2x, 'Tp=', f5.1, 5x, 'DTp=', f4.1, 5x, 'Qp=', f5.2)
72 65      FORMAT(2x, 'ENVIRONNEMENT')
73 66      FORMAT(2x, 'Tenv=', f5.1, 5x, 'DTenv=', f4.1, 5x, 'To=', f5.1)
74 67      FORMAT(2x, 'PINCEMENTS THERMIQUES (K)')
75 68      FORMAT(2x, 'DT=', f4.1, 5x, 'D=', f4.1, 5x, 'DTab=', f4.1, 5x,
76         * 'DTei=', f4.1)
77         WRITE (2, 51)
78         WRITE (2, 52) hab, hev, hcd, hde, hei
79         WRITE (2, 4001) PEH, rmax
80 4001   FORMAT(2x, 'HAUTE PRESSION(kPa)=', f8.2, /, 2x, 'RAPPORT MAX PRESSION
81         * '=', f5.3)
82         WRITE (2, 654) NV
83 654    FORMAT(2x, 'VIE UTILLE=', i2)
84         DO 1985 lj=1, 3
85         Q(lj)=80.0+(lj-1)*10.0
86         Tr=Q(lj)
87         WRITE (2, 61)
88         WRITE (2, 62) Tr, DTr
89 61     FORMAT(/, 2x, 'REJET')
90 62     FORMAT(2x, 'Tr=', f5.1, 5x, 'DTr=', f4.1)
91         DO 676 n=1, 2
92         U(n)=7.0+(n-1)*5.0
93 312    Tp=U(n)
94         WRITE (2, 63)
95         WRITE (2, 64) Tp, DTp, Qp
96         CM=65.0
97         DO 444 m=1, 16
98         Y(m)=45.0+(m-1)*1.0
99         V=Y(m)
100        DO 555 k=1, 3
101        Z(k)=V+(k*5.0)
102        W=Z(k)
103        IF (W.GT.CM) THEN
104        VPOPT(m, k)=0.0
105        GOTO 555
106        ELSE
107        ENDIF
108        Xd=V
109        Xc=W
110
111 C     DEFINITION DES TEMPERATURES
112
113        Tm=Tenv+DTenv+DT
114        Tcd=Tenv+DTenv+DT
115        TC=Tcd
116        Pcd=PP(Tcd)
117        TSde=TS(TC, Xd)
118        TSds=TS(TC, Xc)
119        TR=Tr-DT
120        IF (TSds.GT.TR) THEN
121        VPOPT(m, k)=0.0
122        GOTO 555
123        ELSE
124        ENDIF

```

```

125         I=1
126         Tev (I) =Tp-DT
127 20      TE=Tev (I)
128         Pev (I) =PP (TE)
129         TSas (I) =TS (TE, Xd)
130         TSae (I) =TS (TE, Xc)
131         IF (TSae (I) .GT. Tm) THEN
132         TPM=Tenv+DT
133         IF (TSas (I) .LE. TPM) THEN
134         GOTO 356
135         ELSE
136         GOTO 357
137         ENDIF
138         ELSE
139 356      I=I+1
140         K=I-1
141         Tev (I) =TSas (K) -DT
142         GOTO 20
143         ENDIF
144 357      TSM=Tenv+10.0
145
146 C   CALCUL DU RAPPORT DE PRESSIONS-MELANGEUR
147
148         r=Pev (I) /Pev (1)
149
150 C   CALCUL DE f
151
152         f=Xc/ (Xc-Xd)
153
154
155 C   CALCUL DU EJECTO-COMPRESSEUR
156
157 C   NOMBRE D'ETAGES DE COMPRESSION
158
159         nc=r/rmax
160         RMIN=1.0
161         IF (r .GT. RMIN) THEN
162         GOTO 3103
163         ELSE
164         VPOPT (m, k) =0.0
165         ENDIF
166         GOTO 555
167 3103      M=1
168         PCE (M) =Pev (1)
169         IF (rmax .GT. r) THEN
170         PCS (M) =PCE (M) *r
171         M=M+1
172         PCE (M) =PCS (M-1)
173         PCS (M) =Pev (I)
174         N=M
175         GOTO 3115
176         ELSE
177         ENDIF
178 3105      PCS (M) =PCE (M) *rmax
179         M=M+1
180         PCE (M) =PCS (M-1)
181         RET=Pev (I) /PCE (M)
182         J=1
183         IF (RET .GT. rmax) THEN
184 3118      EX=1.0/M
185         RP (J) =RET** (EX)
186         IF (rmax .GT. RP (J) ) THEN

```

```

187      DO 3117 i=2,M+1
188      PCS(i)=PCS(i-1)*RP(J)
189      PCE(i)=PCS(i-1)
190 3117  CONTINUE
191      N=M+1
192      GOTO 3115
193      ELSE
194      M=M+1
195      J=J+1
196      GOTO 3118
197      ENDIF
198      ELSE
199      PCS(M)=Pev(I)
200      N=M
201      GOTO 3115
202      ENDIF
203 3115  DO 3225 i=1,N
204      REL(i)=PCS(i)/PCE(i)
205 3225  CONTINUE
206      IESTA(m,k)=N
207
208 C   CALCUL DES TEMPERATURES DE SATURATION A L'ENTREE DES ETAGES
209
210      DO 3110 i=1,N
211      w=PCE(i)
212      x0=50.0
213      eps=0
214      itmax=100
215      CALL dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
216      TEC(i)=xsol
217 3110  CONTINUE
218      w=PCS(N)
219      x0=50.0
220      eps=0
221      itmax=100
222      CALL dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
223      TEC(N+1)=xsol
224
225 C   CALCUL DE LA REGION DE DETENTE ET COMPRESSION DE LA VAPEUR HAUTE
226 C   PRESSION
227
228      w=PEH
229      x0=200.
230      eps=0
231      itmax=100
232      CALL dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
233      TEH=xsol
234      HEH=V(TEH)
235      teh=xsol
236      SEHL=Sls(teh)
237      SEH=Sss(teh,teh)
238      DO 4003 i=1,N
239      teci=TEC(i)
240      SLIQ=Sls(teci)
241      SSVAP=Sss(teci,teci)
242      titre(i)=(SEH-SLIQ)/(SSVAP-SLIQ)
243      TIC=teci
244      HTECI=V(TIC)
245      HEHI(i)=titre(i)*HTECI+(1.-titre(i))*4.189*TIC
246      HEHR(i)=HEH-0.80*(HEH-HEHI(i))
247 4003  CONTINUE
248      DO 4004 i=1,N+1

```

```

249         tt=TEC(i)
250         SCE(i)=Sss(tt,tt)
251         TU=TEC(i)
252         ZU=V(LU)
253 4004     CONTINUE
254         DO 4005 i=1,N
255         teci=TEC(i)
256         SLIQ=Sls(teci)
257         SSVAP=Sss(teci,teci)
258         IF(i.EQ.1) THEN
259         TIC=teci
260         RHTIC=V(TIC)
261         GOTO 9015
262         ELSE
263         RHTIC=ZU
264         ENDIF
265 9015     CACA=(RHTIC+HEHR(i))/2.
266 8008     tir=(CACA-4.189*TIC)/(RHTIC-4.189*TIC)
267         SUJO=tir*SSVAP+(1.-tir)*SLIQ
268         toca=TEC(i+1)
269         SLAQ=Sls(toca)
270         SSVOP=Sss(toca,toca)
271         IF(SSVOP.GT.SUJO) THEN
272         titri=(SUJO-SLAQ)/(SSVOP-SLAQ)
273         TUC=toca
274         HTUC=V(TUC)
275         RJEJI=titri*HTUC+(1.-titri)*4.189*TUC
276         GOTO 8007
277         ELSE
278         x0=TEC(i+1)
279         b=TEC(i+1)
280         c=SUJO
281         eps=0
282         itmax=100
283         CALL dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
284         TEJI=xsol
285         ts=TEC(i+1)
286         t=TEJI
287         P=PCS(i)
288         RJEJI=HVS(ts,t,P)
289         ENDIF
290 8007     RJEJR=1.25*(RJEJI-CACA)+CACA
291         IF(RJEJR.EQ.RHTIC) THEN
292         CACA=1.01*CACA
293         GOTO 8008
294         ELSE
295         ENDIF
296         IF(RJEJR.EQ.HEH) THEN
297         CACA=1.01*CACA
298         GOTO 8008
299         ELSE
300         ENDIF
301         IF(HTUC.GT.RJEJR) THEN
302         CACA=1.01*CACA
303         GOTO 8008
304         ELSE
305         ENDIF
306         rbota=(RJEJR-HEH)/(RHTIC-RJEJR)
307         IF(rbota.LE.0.0) THEN
308         CACA=0.99*CACA
309         GOTO 8008
310         ELSE

```

```

311         ENDIF
312         CICI=RJEJR- (HEH-HEHR(i)) / ((rbota+1.)**2.)
313         IF (CICI.LT.0.0) THEN
314             anta=CACA
315             CACA=1.01*anta
316             GOTO 8008
317         ELSE
318             ENDIF
319             IF (CICI.LT.0.95*CACA) THEN
320                 anta=(CACA+CICI)/2.
321                 CACA=anta
322                 GOTO 8008
323             ELSE
324                 ENDIF
325                 IF (CICI.GT.1.05*CACA) THEN
326                     anta=(CACA+CICI)/2.
327                     CACA=anta
328                     GOTO 8008
329                 ELSE
330                     ENDIF
331                     HEJE(i)=RHTIC
332                     HEJ(i)=CACA
333                     HEJSI(i)=RJEJI
334                     TEJSI(i)=TEJI
335                     HEJSR(i)=RJEJR
336                     ZU=RJEJR
337                     alfa(i)=1./rbota
338 4005     CONTINUE
339             DO 4007 i=1,N
340                 toca=TEC(i+1)
341                 SLAQ=SlS(toca)
342                 SSVOP=Sss(toca,toca)
343                 TIC=TEC(i+1)
344                 RHTIC=V(TIC)
345                 IF (HEJSR(i).GT.RHTIC) THEN
346                     x0=TEC(i)+273.
347                     ts=TEC(i+1)+273.
348                     P=PCS(i)/100.
349                     hv=HEJSR(i)
350                     eps=0
351                     itmax=100
352                     CALL dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
353                     TEJSR(i)=xsol-273.
354                     tias=TEC(i+1)
355                     tic=TEJSR(i)
356                     PSEJOUR=Sss(tias,tic)
357                     WRITE(*,*)tias,tic,'Sss=',PSEJOUR
358                     VEL(i)=((HEJSR(i)-HEJ(i))*2000.)**0.5
359                     SON(i)=(1.329*470.7*(273+TEC(i)))**0.5
360                     RMACH(i)=VEL(i)/SON(i)
361                     GOTO 4017
362                 ELSE
363                     TEJSR(i)=TIC
364                     tira=(HEJSR(i)-4.189*TIC)/(RHTIC-4.189*TIC)
365                     PSEJOUR=tira*SSVOP+(1.-tira)*SLAQ
366                     VEL(i)=((HEJSR(i)-HEJ(i))*2000.)**0.5
367                     SON(i)=(1.329*470.7*(273+TEC(i)))**0.5
368                     RMACH(i)=VEL(i)/SON(i)
369                 ENDIF
370 4017     FOD(i)=PSEJOUR
371 4007     CONTINUE
372

```



```

373
374 C   CALCUL DE LA PERFORMANCE DES EJECTEURS
375
376         DO 4008 i=1,N
377         Eej(i)=alfa(i)*(HEH-HEJSR(i))
378         EXej(i)=alfa(i)*(HEH-HEJSR(i)-(To+273.)*(SEH-FOD(i)))
379 4008   CONTINUE
380         ETej(1)=Eej(1)
381         EXTej(1)=EXej(1)
382         DO 4099 i=2,N
383         ETej(i)=ETej(i-1)+Eej(i)
384         EXTej(i)=EXTej(i-1)+EXej(i)
385 4099   CONTINUE
386         ETej(1)=Eej(1)
387         EXTej(1)=EXej(1)
388         alfato(1)=alfa(1)
389         DO 4015 i=2,N
390         ETej(i)=ETej(i-1)+Eej(i)
391         EXTej(i)=EXTej(i-1)+EXej(i)
392         alfato(i)=alfato(i-1)+alfa(i)
393 4015   CONTINUE
394
395
396
397 C   CALCUL DES ENTHALPIES
398
399         TC=Tcd
400         Hce=V(TC)
401         Hcs=4.189*TC
402         Hde=H(TSde,Xd)
403         Hds=H(TSds,Xc)
404         TV=Tev(1)
405         Hee(1)=4.189*TV
406         Hes(1)=V(TV)
407         TAI=TSas(I)
408         Has(I)=H(TAI,Xd)
409         TTI=TSae(I)
410         Hae(I)=H(TTI,Xc)
411
412
413 C   CALCUL DES FLUX DE CHALEUR/DEBIT D'EAU
414
415         qcd=Hce-Hcs
416         qde=Hce+(f-1)*Hds-f*Hde
417         qev(1)=Hes(1)-Hee(1)
418         qab(I)=HEJSR(N)+(f-1)*Hae(I)-f*Has(I)
419
420 C   CALCUL DES COP
421
422         COP1=qev(1)/(qde+0.02*qab(I)+ETej(N))
423         COP2=qev(1)/(qde+0.02*qab(I)+alfato(N)*(HEH-4.189*TEH))
424         BOPE(m,k)=COP2
425
426 C   CALCUL DU REX EXTERNE
427
428         TLev=(DTp)/(Log((Tp+DTp+273.)/(Tp+273.)))
429         TLde=(DTr)/(Log((Tr+273.)/(Tr-DTr+273.)))
430         TLcd=(DTenv)/(Log((Tenv+DTenv+273.)/(Tenv+273.)))
431         TETAde=1-(To+273.)/TLde
432         TETAev=- (1-(To+273.)/TLev)
433         TETAcd=1-(To+273.)/TLcd
434         TETAab=TETAcd

```

```

435      REX1=(qev(1)*TETAev)/(qde*TETAd
436
437      *      + 0.02*qab(I)+EXTej(N)
438      REX2=(qev(1)*TETAev)/(qde*TETAd+0.02*qab(I)+
439      *      alfato(N)*(HEH-4.189*TEH-(To+273.)*(SEH-SEHL)))
440      EFEX1=(qab(I)*TETAab+qcd*TETAcD)/(qev(1)*TETAev+qde*TETAd
441      *      + 0.02*qab(I)+EXTej(N)
442      EFEX2=(qab(I)*TETAab+qcd*TETAcD)/(qev(1)*TETAev+qde*TETAd
443      *      +0.02*qab(I)+alfato(N)*(HEH-4.189*TEH-(To+273.)*(SEH-SEHL)))
444      RENDEX(m,k)=REX2
445
446 C   CALCULS TECHNIQUES
447
448 C   PUISSANCES THERMIQUES ET MECANIQUES
449
450      x=(Qp/qev(1))*1000
451      Qcd=(qcd*x)/1000
452      Qde=(qde*x)/1000
453      Qev(1)=(qev(1)*x)/1000
454      Qab(I)=(qab(I)*x)/1000
455
456 C   CALCUL DE LA PUISSANCE DES POMPES
457
458      Wp=0.02*Qab(I)
459
460 C   CALCUL DE L'ENERGIE CONSOMMEE PAR LES EJECTEURS
461
462      ECEJ1=x*ETej(N)/1000.
463      ECEJ2=x*alfato(N)*(HEH-4.189*TEH)/1000.
464
465
466 C   CALCUL DES SURFACES D ECHANGE
467
468      Scd=(Qcd/(hcd*((DTenv/Log((Tcd-Tenv)/(Tcd-Tenv-DTenv))))))*1000
469      Sde=(Qde/(hde*DTab))*1000
470      Sev(1)=(Qev(1)/(hev*((DTp)/Log((Tp+DTp-Tev(1))/(Tp-Tev(1))))))*
471      * 1000
472      Sab(I)=(Qab(I)/(hab*DTab))*1000
473
474 C   SURFACE TOTALE D ECHANGE (EV+AB+CD+DE)
475
476      ST=Scd+Sde+Sev(1)+Sab(I)
477
478 C   SURFACE DES ABSORBEURS AVEC T>150°C
479
480      TA=150.0
481      IF(TSai(I).GT.TA) THEN
482      SAS=Sab(I)
483      ELSE
484      SAS=0.0
485      ENDIF
486
487 C   SURFACE AVEC T<150°C
488
489      STF=ST-SAS
490
491 C   SURFACE DES ECHANGEURS INTERMEDIAIRES
492
493      SIS(I)=-((x*(f-1)*(Has(I)-Hds))/(hei*DTei))
494      SIST=SIS(I)
495
496

```

```

497 C SURFACE DES ECHANGEURS DE SOLUTION INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C
498
499     IF (TSas (I) .GT. TA) THEN
500         SIES=SIS (I)
501     ELSE
502         SIES=0.0
503     ENDIF
504
505 C CALCULS ECONOMIQUES
506
507 C CALCUL DES DIAMETRES ET COUTS DES EJECTEURS
508
509
510     DO 2110 i=1,N
511         VO (i)=198.2135-11.8338*TEC (i)+0.3178*TEC (i)**2-0.0045*TEC (i)**3
512     * +3.139E-5*TEC (i)**4-8.699E-8*TEC (i)**5
513         VOLI (i)=9.989E-4+9.123E-8*TEC (i)+3.697E-9*TEC (i)**2-
514     * 1.433E-12*TEC (i)**3
515         TAC=TEC (i)
516         RSEJ=V (TAC)
517         tej=(HEJ (i)-4.189*TEC (i))/(RSEJ-4.189*TEC (i))
518         VEJA=tej*VO (i)+(1-tej)*VOLI (i)
519         RMO (i)=x*(1+alfa (i))
520         DEej (i)=((4*VEJA*RMO (i))/(3.14*(2000*(HEJSR (i)-HEJ (i))))**0.5))
521     * **0.5
522         WRITE (*,*) 'DEJ=', DEej (i), tej, VOLI (i)
523         CEJ (i)=4*9.4256*(10**(1.65*(DEej (i)/2)))
524 2110 CONTINUE
525         CEJT (1)=CEJ (1)
526         DO 2111 i=2,N
527             j=i-1
528             CEJT (i)=CEJT (j)+CEJ (i)
529 2111 CONTINUE
530         COUJET (m, k)=CEJT (N)
531
532 C COUT DU GENERATEUR DE VAPEUR HAUTE PRESSION
533
534         CGVH1=1.22*((x*alfato (N)*(HEH-4.189*TEH))**0.99)
535         CGVH2=CGVH1*(ETej (N)/(alfato (N)*(HEH-4.189*TEH)))
536
537 C COUT DE LA CHAUDIERE EQUIVALENTE
538
539         Cchaud=(1.20*(1000*Qp)**0.99)*1.2
540
541 C COUT DES ECHANGEURS
542
543         CSAS=2.8*SAS
544         CSTF=2.8*STF
545         CSIES=2.5*SIES
546         CSIEF=2.5*(SIST-SIES)
547         CET=CSAS+CSTF+CSIES+CSIEF
548
549 C COUT DES POMPES
550
551         CP=(583.29*Wp*1000+18362)/1000
552
553 C COUT TOTAL
554
555         CT1=1.2*(CP+CET+CEJT (N)+CGVH1)*2
556         CT2=1.2*(CP+CET+CEJT (N)+CGVH2)*2
557         COUTA (m, k)=CT1
558

```

```

559 C   COUT D OPERATION TEMPS DE RETOUR
560
561     IF (ve.EQ.0) THEN
562     cele=0.3
563     GOTO 9550
564     ELSE
565     IF (ve.EQ.1) THEN
566     cele=0.2
567     GOTO 9550
568     ELSE
569     cele=0.5
570     ENDIF
571     ENDIF
572 9550  WRITE (*,*) cele
573     IF (vr.EQ.0) THEN
574     cere=0.0
575     GOTO 955
576     ELSE
577     IF (vr.EQ.1) THEN
578     cere=cele*(1-(To+273)/(Tr+273))
579     GOTO 955
580     ELSE
581     cere=-0.05
582     ENDIF
583     ENDIF
584 955   WRITE (*,*) cere
585     IF (vr.EQ.1) THEN
586     cvap=cele*(1-(To+273)/(TEH+273))
587     GOTO 15223
588     ELSE
589     cvap=0.1
590     ENDIF
591     WRITE (*,*) cvap
592 15223 IF (Tp.EQ.7.0) THEN
593     er=3.38
594     cfr=0.102
595     ELSE
596     er=4.58
597     cfr=0.078
598     ENDIF
599     ECJ1=ECEJ1
600     ECJ2=ECEJ2
601     RECO1=cfr/(cvap*ECJ1/Qp+0.02*cele)
602     RECO2=cfr/(cvap*ECJ2/Qp+0.02*cele)
603     rnt11=CT2/(8000*Qp*(cfr-(ECJ1*cvap/Qp+0.02*cele+
604 * cere*(Qde)/Qp))
605     rnt12=CT1/(8000*Qp*(cfr-(ECJ2*cvap/Qp+0.02*cele+
606 * cere*(Qde)/Qp))
607     creel1=(CT1*1000)/(3*8000*Qp*1000)+ECJ2*cvap/Qp+0.02*cele+
608 * cere*(Qde)/Qp
609     creel2=(CT2*1000)/(3*8000*Qp*1000)+ECJ1*cvap/Qp+0.02*cele+
610 * cere*(Qde)/Qp
611     cfm1=(CT1*1000)/(NV*8000*Qp*1000)+ECJ2*cvap/Qp+0.02*cele+
612 * cere*(Qde)/Qp
613     cfm2=(CT2*1000)/(NV*8000*Qp*1000)+ECJ1*cvap/Qp+0.02*cele+
614 * cere*(Qde)/Qp
615     VTE1=(REX2**0.33)*((Tenv/Tp)**0.33)*(ABS((cfr/cfm1))**0.33)
616     VTE2=REX2*(Tenv/Tp)*(Cchaud/CT1)
617     TERE1(m,k)=rnt11
618     TERE2(m,k)=rnt12
619     COUCHA2(m,k)=creel2
620     COUCHA1(m,k)=creel1

```

```

621      VPOPT (m, k) = VTE2
622      COURRA2 (m, k) = cfm2
623      COURRA1 (m, k) = cfm1
624      VAPT (m, k) = VTE1
625
626
627 C  IMPRESSIONS
628
629
630 50      FORMAT (2x, 'Tr', 5x, 'DTr', 3x, 'Tp', 5x, 'DTp', 3x, 'Tenv', 5x, 'DTenv',
631 *      3x, 'DT', 3x, 'D', 3x, 'Xd', 4x, 'Xc')
632 100     FORMAT (2x, f4.1, 3x, f4.1, 2x, f5.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1, 2x,
633 *      f4.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1, 2x, f4.1)
634 C
635 555     CONTINUE
636 444     CONTINUE
637
638 C  CHOIX DU SYSTEME OPTIMALE
639
640      ROPTU=0.0
641      DO 3501 m=1, 16
642      DO 3502 k=1, 3
643      TEST=VPOPT (m, k)
644      IF (TEST.GT.ROPTU) THEN
645      ROPTU=VPOPT (m, k)
646      MI=m
647      KI=k
648      COPOT=BOPE (m, k)
649      REDOT=RENDEX (m, k)
650      COTOT=COUTA (m, k)
651      TROT1=TERE1 (m, k)
652      TROT2=TERE2 (m, k)
653      CHAT1=COUCHA1 (m, k)
654      CHAT2=COUCHA2 (m, k)
655      COUMA2=COURRA2 (m, k)
656      COUMA1=COURRA1 (m, k)
657      IST=IESTA (m, k)
658      CUJ=COUJET (m, k)
659      VUM=VAPT (m, k)
660      GOTO 3502
661      ELSE
662      ENDIF
663 3502    CONTINUE
664 3501    CONTINUE
665      IF (ROPTU.EQ.0.0) THEN
666      WRITE (2, 3513)
667 3513    FORMAT (/, 2x, 'IL N Y A PAS DE SYSTEME POSSIBLE ENTRE Tp ET Tr',
668 *      /, /, 2x, '*****')
669      GOTO 676
670      ELSE
671      ENDIF
672      XDO=45.0+ (MI-1) *1.0
673      XCO=XDO+KI*5.0
674      WRITE (2, 11541) cele, cere, cvap
675 11541   FORMAT (/, 2x, 've (FF/kWh) =', f6.4, 4x, 'vr (FF/kWh) =', f6.4,
676 *      4x, 'vvap (FF/kWh) =', f6.4)
677      WRITE (2, 3503) U (n), XDO, XCO, IST, VUM, COPOT, REDOT, CUJ,
678 *      COTOT, CHAT1, CHAT2, COUMA1, COUMA2, TROT1, TROT2
679 3503    FORMAT (/, /, 2x, 'TP (°C) =', f5.1, /, 2x, 'SYSTEME OPTIMUM', 4x,
680 *      'Xd =', f4.1, 3x, 'Xc =', f4.1, 3x, 'Nejet =', i2,
681 *      /, 2x, 'VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE =', f5.2,
682 *      /, 2x, 'COP =', f5.3, 6x, 'REX =', f5.3, /, 2x, 'COUT DES EJECTEURS (kFF) ='
```

```

683      * f8.1,3x,'COUT TOTAL (kFF)='
684      * ,f8.1,/,2x,'COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
685      * 'COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
686      * 'COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
687      * 'COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)=' ,f5.3,/,2x,
688      * 'TEMPS DE RETOUR (an) n1=' ,f6.1,5x,'n2=' ,f6.1,/,/,2x,
689      * '*****')
690 676   CONTINUE
691      WRITE (2,1987)
692 1987   FORMAT(/,2x,'                                     ')
693 1985   CONTINUE
694      WRITE (2,8542)
695 8542   FORMAT(/,2x,'#####')
696      * )
697 7113   CONTINUE
698 C
699 C
700      END
701
702 C
703 C-----
704 C
705 C
706      FUNCTION PP(T)
707      implicit double precision(a-h,o-z)
708 C      P en kPa
709      PP=10.** (7.05-1596.49/(273.+T)-104095.5/((273.+T)**2.))
710      RETURN
711      END
712
713 C-----
714
715
716      FUNCTION L(T)
717 C      L=(4.189*(T))
718      RETURN
719      END
720
721 C-----
722
723
724      FUNCTION V(T)
725      V=364.25*((374.15-T)**0.32489)+4.189*T
726      RETURN
727      END
728
729 C-----
730
731
732      FUNCTION H(TS,X)
733      A=-1015.07+79.5387*X-2.358016*X**2+0.03031583*X**3
734      * -(1.400261E-4)*X**4
735      B=4.68108-(3.037766E-1)*X+(8.44845E-3)*X**2-(1.047721E-4)*X**3+
736      * (4.80097E-7)*X**4
737      C=-4.9107E-3+(3.83184E-4)*X-(1.078963E-5)*X**2+
738      * (1.3152E-7)*X**3-(5.897E-10)*X**4
739      H=2.326*(A+B*(1.8*TS+32)+C*(1.8*TS+32)**2)
740      RETURN
741      END
742
743
744 C-----

```

```

745
746
747     FUNCTION TS (T,X)
748     D=-2.00755+0.16976*X-(3.13336E-3)*X**2+(1.97668E-5)*X**3
749     E=124.937-7.7165*X+0.152286*X**2-(7.9509E-4)*X**3
750     TS=T*D+E
751     RETURN
752     END
753
754 C-----
755
756
757
758
759     subroutine fonc(x,f,w)
760     implicit double precision(a-h,o-z)
761     f=10.** (7.05-1596.49/(273.+x)-104095.5/((273.+x)**2.))-w
762     return
763     end
764 C-----
765
766
767     subroutine dsecl(xsol,x0,w,eps,itmax,residu,ierr)
768 C=====
769
770     implicit double precision(a-h,o-z)
771     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
772     call fonc(x0,f0,w)
773     hc=eps*x0
774     xh=x0+hc
775     call fonc(xh,fh,w)
776     ac=(fh-f0)/hc
777     xl=x0-f0/ac
778     iter=0
779     xmoins=x0
780     xc=xl
781     call fonc(xc,fc,w)
782 10   iter=iter+1
783     if(itmax.gt.iter) go to 40
784         xsol=xc
785         residu=fc
786         ierr=1
787         return
788 40   call fonc(xmoins,fmoins,w)
789     call fonc(xc,fc,w)
790     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
791     xplus=xc-fc/ac
792     err=abs((xplus-xc)/xplus)
793     if(err.gt.(eps*xplus)) then
794         xmoins=xc
795         xc=xplus
796         go to 10
797     else
798         ierr=0
799         xsol=xc
800         residu=fc
801         itmax=iter
802         return
803     endif
804 c          ----- fin du sous programme dsecl -----
805     end
806

```

```

807 C-----
808
809     FUNCTION Sss(tsat,tss)
810     implicit double precision(a-h,o-z)
811     Tsat=tsat+273.
812     Tss=273.+tss
813     y=(Tsat+Tss)/200.
814     Ssatt=244.9618*Tsat**(-0.5916)
815     DSss=(7.9526-10.2037*y**0.25+4.6004*y**0.5-0.20563*y) *
816 *   log(Tss/Tsat)
817     Sss=Ssatt+DSss
818     RETURN
819     END
820
821 C-----
822
823     SUBROUTINE foncl(x,f,b,c)
824     implicit double precision(a-h,o-z)
825     f=244.9618*(b+273.)**(-0.5916)+log((x+273.)/(b+273.))* (7.9526
826 *   -10.2037*((b+x+546.)/200.)**0.25+4.6004*((b+x+546.)/200.)**0.5
827 *   -0.20563*((b+x+546.)/200.))-c
828     RETURN
829     END
830
831 C-----
832
833     subroutine dsec2(xsol,x0,b,c,eps,itmax,residu,ierr)
834
835
836     implicit double precision(a-h,o-z)
837     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
838     call foncl(x0,f0,b,c)
839     hc=eps*x0
840     xh=x0+hc
841     call foncl(xh,fh,b,c)
842     ac=(fh-f0)/hc
843     x1=x0-f0/ac
844     iter=0
845     xmoins=x0
846     xc=x1
847     call foncl(xc,fc,b,c)
848 10   iter=iter+1
849     if(itmax.gt.iter) go to 40
850     xsol=xc
851     residu=fc
852     ierr=1
853     return
854 40   call foncl(xmoins,fmoins,b,c)
855     call foncl(xc,fc,b,c)
856     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)
857     xplus=xc-fc/ac
858     err=abs((xplus-xc)/xplus)
859     if(err.gt.(eps*xplus)) then
860     xmoins=xc
861     xc=xplus
862     go to 10
863     else
864     ierr=0
865     xsol=xc
866     residu=fc
867     itmax=iter
868     return

```



```

869     endif
870 c      ----- fin du sous programme dsec2 -----
871     end
872
873 c-----
874
875
876     FUNCTION HVS(ts,t,P)
877     implicit double precision(a-h,o-z)
878     Ts=ts+273.
879     T=t+273.
880     PI=P/100.
881     A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T*(1.610693+
882 * 5.47205E-2*PI+7.517537E-4*PI**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*PI
883 * -2.87409E-7*PI**2)*T**2
884     B=exp((Ts-T)/4.5E1)
885     C=- (1.70782E3-1.699419E1*Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*
886 * Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)
887     HVS=A+B*C
888     RETURN
889     END
890
891 c-----
892
893
894     SUBROUTINE fonc2(x,f,ts,P,hv)
895     implicit double precision(a-h,o-z)
896     f=2.04121E3-4.040021E1*P-4.8095E-1*P**2+x*(1.610693+
897 * 5.47205E-2*P+7.517537E-4*P**2)+(3.383117E-4-1.875736E-5*P
898 * -2.87409E-7*P**2)*x**2-exp((ts-x)/4.5E1)*(1.70782E3-1.69941E1*
899 * ts+6.2746295E-2*ts**2-1.028425E-4*
900 * ts**3+6.4561298E-8*ts**4)-hv
901     RETURN
902     END
903
904
905 c-----
906
907     subroutine dsec3(xsol,x0,ts,P,hv,eps,itmax,residu,ierr)
908
909
910     implicit double precision(a-h,o-z)
911     if(eps.eq.0) eps=1.0e-07
912     call fonc2(x0,f0,ts,P,hv)
913     hc=eps*x0
914     xh=x0+hc
915     call fonc2(xh,fh,ts,P,hv)
916     ac=(fh-f0)/hc
917     x1=x0-f0/ac
918     iter=0
919     xmoins=x0
920     xc=x1
921     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
922 10    iter=iter+1
923     if(itmax.gt.iter) go to 40
924     xsol=xc
925     residu=fc
926     ierr=1
927     return
928 40    call fonc2(xmoins,fmoins,ts,P,hv)
929     call fonc2(xc,fc,ts,P,hv)
930     ac=(fmoins-fc)/(xmoins-xc)

```

```
931      xplus=xc-fc/ac
932      err=abs((xplus-xc)/xplus)
933      if(err.gt.(eps*xplus)) then
934          xmoins=xc
935          xc=xplus
936          go to 10
937      else
938          ierr=0
939          xsol=xc
940          residu=fc
941          itmax=iter
942          return
943      endif
944 c          ----- fin du sous programme dsec3 -----
945      end
946
947 C-----
948
949      FUNCTION Sls(tlsa)
950      implicit double precision(a-h,o-z)
951      Tls=tlsa+273.
952      Sls=-6.1846+0.0326*Tls-4.375E-5*Tls**2.+2.711E-8*Tls**3.
953      RETURN
954      END
955
956 C-----
```

```

1          EVALUATION D'UN SYSTEME DE FRIGO-POMPE
2          HYBRIDE ABSORPTION-EJECTO-COMPRESSION
3
4  CONDITIONS D OPERATION
5
6  REJET
7  Tr= 80.0      DTr=10.0
8  ENVIRONNEMENT
9  Tenv= 30.0    DTenv= 5.0    To= 30.0
10 PINCEMENTS THERMIQUES (K)
11 DT= 5.0      D= 1.0      DTab= 2.0    DTei= 5.0
12 COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
13 hab= 3.00    hev= 1.50    hcd= 1.50    hde= 3.00    hei= 1.50
14 HAUTE PRESSION (kPa)= 2000.00
15 RAPPORT MAX PRESSION =2.000
16 VIE UTILE=15
17 ve (FF/kWh)=0.500
18
19 PROCEDE
20 Tp= 7.0 (°C)    DTp= 5.0 (°C)    Qp= 1.00 (MW)
21
22 PACA AVEC CONCENTRATIONS (%): Xd=45.0    Xc=50.0
23
24 CONDITIONS AU SEPARATEUR
25 Tcd (°C)    Pcd (kPa)    TSde (°C)    TSds (°C)
26 40.0        7.7          57.1         65.2
27
28 CONDITIONS AU MELANGEUR
29
30 i    Tev (°C)    Pev (kPa)    TSae (°C)    TSas (°C)    Pab (kPa)
31 1    2.0         0.7          43.2         35.8         2.5
32
33 RAPPORT Xc/(Xc-Xd)=f=10.00
34
35 NOMBRE D ETAGES DE COMPRESSION= 2
36 COP1= .9208    COP2= .8456
37 RENDEMENT EXERGETIQUE1= .3422    RENDEMENT EXERGETIC2= .3644
38 EFEX1=.05804    EFEX2=.06080
39 DEBIT MASSIQUE D EAU AU PREMIER EVAPO= .401
40 PUISSANCE DES POMPES (MW)= .0212
41 ENERGIE CONSUMEE PAR LES EJECTEURS (MW): ECEJ1= .0153    ECEJ2= .1118
42 ABSORPTION AVEC T>150°C:SAS (m2)= .00
43 EV+AB+CD+DE AVEC T<150°C:STI (m2)= 533.15
44 INTERMEDIAIRES SIST (m2)= 32.40
45 INTERMEDIAIRES AVEC T>150°C:SIES (m2)= .00
46 COUT TOTAL (kFF) CT1= 4565.0    CT2= 4295.4
47 RENDEMENT ECONOMIQUE RECO1= 11.8    RECO2= 5.2
48 TEMPS DE RETOUR (an): n11= 6.6    n12= 8.0
49 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE: VTE1= .75    VTE2= .33
50 COUT DU FROID A Tp (FF/kWh) c1= .207    c2= .187
51 COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh) cm1= .055    cm2= .043
52
53
54 -----

```

1 SYSTEMES OPTIMALS DE FRIGO-POMPES HYBRIDES
 2 ABSORPTION-EJECTO-COMPRESSION
 3
 4 CONDITIONS D OPERATION
 5 ENVIRONNEMENT
 6 Tenv= 30.0 DTenv= 5.0 To= 30.0
 7 PINCEMENTS THERMIQUES(K)
 8 DT= 5.0 D= 1.0 DTab= 2.0 DTei= 5.0
 9 COEF. DE TRANSFER (kW/m2K)
 10 hab= 3.00 hev= 1.50 hcd= 1.50 hde= 3.00 hei= .80
 11 HAUTE PRESSION(kPa)= 2100.00
 12 RAPPORT MAX PRESSION =2.000
 13 VIE UTILE=15
 14 ve (FF/kWh)=0.500
 15
 16 REJET (°C)
 17 Tr=100.0 DTr=10.0
 18
 19 PROCEDE
 20 Tp= 7.0 DTp= 5.0 Qp= 5.00 (MW)
 21
 22
 23 TP (°C)= 7.0
 24 SYSTEME OPTIMUM Xd=45.0 Xc=50.0 Nejet= 2
 25 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= 1.19
 26 COP= .788 REX= .257
 27 COUT DES EJECTEURS (kFF)= 527.3 COUT TOTAL (kFF)= 23963.8
 28 COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)= .226
 29 COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)= .188
 30 COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)= .066
 31 COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)= .044
 32 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 5.8 n2= 7.9
 33
 34 *****
 35
 36
 37 PROCEDE
 38 Tp= 12.0 DTp= 5.0 Qp= 5.00 (MW)
 39
 40
 41 TP (°C)= 12.0
 42 SYSTEME OPTIMUM Xd=45.0 Xc=50.0 Nejet= 2
 43 VALEUR TECHNO-ECONOMIQUE= .90
 44 COP= .829 REX= .209
 45 COUT DES EJECTEURS (kFF)= 356.0 COUT TOTAL (kFF)= 22244.1
 46 COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)= .204
 47 COUT DU FROID A Tp (FF/kWh)= .180
 48 COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)= .056
 49 COUT MOYEN DU FROID A Tp (FF/kWh)= .042
 50 TEMPS DE RETOUR(an) n1= 7.4 n2= 9.4
 51
 52 *****

ANNEXE XIII

**CORRELATIONS POUR LE CALCUL DES
PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES
SOLUTIONS AQUEUSES DE LiBr ET DE L'EAU
PURE**

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

...the ...

CORRELATIONS POUR LE CALCUL DES PROPRIETES DES SOLUTIONS H₂O-LiBr ET POUR L'EAU PURE (POUR LES DOMAINES D'APPLICATION DES TT ET FRIGO-POMPES)

a) Pression de saturation d'eau (p)

$$P=10.** (7.05-1596.49/ (273. +T) -104095.5/ ((273.+T) **2.))$$

P en kPa

T en °C (temp. de saturation)

b) enthalpie d'eau liquide saturée (h_L)

$$h_L = 4.189 * T$$

h_L en kJ/kg

T en °C (temp. de saturation)

c) enthalpie d'eau vapeur saturée (h_v)

$$h_v = 364.25 * ((374.15-T) **0.32489) + 4.189 * T$$

h_v en kJ/kg

T en °C (temp. de saturation)

d) enthalpie d'eau vapeur surchauffée (h_{vs})

$$h_{vs} = A + B * C$$

$$A=2.04121E3-4.040021E1*PI-4.8095E-1*PI**2+T* (1.610693+5.47205E-2*PI+ 7.517537E-4*PI**2) + (3.383117E-4-1.875736E-5*PI-2.87409E-7*PI**2) *T**2$$

$$B=\exp((Ts-T) / 4.5E1)$$

$$C=- (1.70782E3-1.699419E1 *Ts+6.2746295E-2*Ts**2-1.0284259E-4*Ts**3+6.4561298E-8*Ts**4)$$

PI en bar (pression de la vapeur)

T_s en K (temp. de la vapeur)

T en K (temp. de saturation à P)

e) entropie d'eau liquide saturée (S_{ls})

$$S_{ls}=-6.1846+0.0326*T_{ls}-4.375E-5*T_{ls}**2+2.711E-8*T_{ls}**3$$

S_{ls} en kJ.K⁻¹ kg⁻¹

T_{ls} en K (temp. de saturation)

f) entropie d'eau vapeur saturée et surchauffée (Svs)

$$S_{vs} = 244.9618 * T_{sat}^{**} (-0.5916) + (7.9526 - 10.2037 * y^{**} 0.25 + 4.6004 * y^{**} 0.5 - 0.20563 * y) * \log(T_{ss}/T_{sat})$$

T_{sat} en K (temp. de saturation)

T_{ss} en K (temp. de la vapeur)

$$y = (T_{sat} + T_{ss})/200$$

S_{vs} en kJ.kg⁻¹ K⁻¹

g) volume spécifique d'eau liquide saturée (Vl)

$$V_l = 112.0772 * (10^{**} (-0.0185 * TEC (i)))$$

V_l en m³/kg

TEC en °C (temp. de saturation)

h) volume spécifique d'eau vapeur saturée (Vv)

$$V_v = 9.989E-4 + 9.123E-8 * TEC (i) + 3.697E-9 * TEC (i) **2 - 1.433E-12 * TEC (i) **3$$

V_v en m³/kg

TEC en °C (temp. de saturation)

i) enthalpie des solutions H₂O-LiBr (H)

$$H = 2.326 * (A + B * (1.8 * TS + 32) + C * (1.8 * TS + 32) **2)$$

$$A = -1015.07 + 79.5387 * X - 2.358016 * X **2 + 0.03031583 * X **3 - (1.400261E-4) * X **4$$

$$B = 4.68108 - (3.037766E-1) * X + (8.44845E-3) * X **2 - (1.047721E-4) * X **3 + (4.80097E-7) * X **4$$

$$C = -4.9107E-3 + (3.83184E-4) * X - (1.078963E-5) * X **2 + (1.3152E-7) * X **3 - (5.897E-10) * X **4$$

H en kJ/kg_{sol}

T_s en °C (temp. de la solution)

T en °C (temp. de la vapeur d'eau)

$$0,45 \leq X \leq 70 \%$$

j) rapport température des solutions (TS) et température de la vapeur d'eau (T)

$$TS = T * D + E$$

$$D = -2.00755 + 0.16976 * X - (3.13336E-3) * X **2 + (1.97668E-5) * X **3$$

$$E = 124.937 - 7.7165 * X + 0.152286 * X **2 - (7.9509E-4) * X **3$$

TS en °C (temp. de la solution)

T en °C (temp. de la vapeur d'eau)

$45 \leq X \leq 70 \%$



ANNEXE XIV

CARACTERISTIQUES DES SYSTEMES OPTIMALS DE THERMOTRANSFORMATEURS

The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. It emphasizes that every entry, no matter how small, should be recorded to ensure the integrity of the financial statements. This includes not only sales and purchases but also expenses and income. The document further explains that proper record-keeping is essential for identifying trends, managing cash flow, and complying with tax regulations.

In addition, the document highlights the need for regular reconciliation of accounts. By comparing the company's internal records with bank statements and other external sources, discrepancies can be identified and corrected promptly. This process helps to prevent errors from accumulating and ensures that the financial data is up-to-date and reliable.

The second part of the document focuses on the classification of assets and liabilities. It provides a detailed breakdown of how different types of assets, such as cash, accounts receivable, and inventory, should be categorized and valued. Similarly, it outlines the methods for recording and measuring liabilities, including accounts payable and long-term debt. The document stresses that accurate classification is crucial for providing a clear picture of the company's financial position.

Finally, the document concludes by discussing the importance of transparency and accountability in financial reporting. It encourages the use of clear, concise language and standardized formats to ensure that all stakeholders can understand the information presented. The document also notes that maintaining accurate records and providing transparent reports are key factors in building trust and confidence in the company's financial health.

a) Systèmes Optimaux de Thermotransformateurs à Absorption Pure

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
60	45	50	0,121	0,280	45	50	0,121	0,299	45	50	0,104	0,273	45	50	0,104	0,288	45	50	0,091	0,264	45	50	0,091	0,276
70	49	54	0,222	0,416	47	52	0,174	0,349	48	53	0,174	0,371	49	54	0,175	0,393	48	53	0,143	0,337	49	54	0,144	0,353
80	54	59	0,303	0,481	54	59	0,303	0,513	50	60	0,240	0,433	52	57	0,223	0,424	53	58	0,224	0,446	54	59	0,224	0,468
90	60	65	0,465	0,641	54	64	0,319	0,475	54	64	0,319	0,503	57	62	0,303	0,504	58	63	0,304	0,530	60	65	0,305	0,555

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_o = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
80	47	52	0,220	0,385	49	54	0,221	0,416	50	55	0,222	0,445	48	53	0,173	0,371	49	54	0,174	0,392	50	55	0,175	0,413
90	49	59	0,316	0,467	51	56	0,300	0,477	54	59	0,302	0,513	49	59	0,238	0,431	51	56	0,221	0,422	52	57	0,221	0,444

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_o = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$								$T_p = 140^\circ\text{C}$								$T_p = 150^\circ\text{C}$							
	$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,65	0,220	0,89	0,109	1,00	0,078	1,27	0,045	0,68	0,220	0,78	0,146	1,05	0,078	0,99	0,076	0,63	0,272	0,81	0,153	0,92	0,103	1,03	0,076
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,66	0,217	0,90	0,106	1,01	0,075	1,30	0,042	0,69	0,217	0,79	0,143	1,06	0,075	1,00	0,073	0,64	0,269	0,81	0,1500	0,93	0,100	1,05	0,073
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	0,66	0,217	0,90	0,106	1,02	0,074	1,30	0,042	0,69	0,217	0,79	0,143	1,06	0,074	1,01	0,073	0,64	0,269	0,81	0,149	0,93	0,100	1,05	0,073
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,66	0,217	0,90	0,105	1,02	0,074	1,30	0,042	0,69	0,217	0,79	0,143	1,06	0,074	1,01	0,072	0,64	0,269	0,81	0,149	0,93	0,100	1,05	0,072
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,66	0,217	0,90	0,105	1,02	0,074	1,30	0,042	0,69	0,217	0,79	0,143	1,06	0,074	1,01	0,072	0,64	0,269	0,81	0,149	0,93	0,100	1,05	0,072

$T_p = 160^\circ\text{C}$								$T_p = 170^\circ\text{C}$								$T_p = 180^\circ\text{C}$							
$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
0,66	0,272	0,84	0,155	0,89	0,123	1,01	0,088	0,61	0,329	0,74	0,203	0,92	0,123	1,04	0,088	0,63	0,329	0,76	0,207	0,95	0,124	1,08	0,089
0,66	0,269	0,84	0,152	0,89	0,120	1,02	0,085	0,62	0,326	0,74	0,200	0,92	0,120	1,05	0,085	0,64	0,326	0,77	0,204	0,96	0,121	1,09	0,086
0,66	0,269	0,84	0,152	0,89	0,119	1,02	0,085	0,62	0,326	0,75	0,200	0,93	0,120	1,06	0,085	0,64	0,326	0,77	0,203	0,96	0,121	1,09	0,086
0,66	0,269	0,84	0,151	0,89	0,119	1,02	0,084	0,62	0,326	0,75	0,199	0,93	0,120	1,06	0,085	0,64	0,326	0,77	0,203	0,96	0,120	1,09	0,085
0,66	0,269	0,84	0,151	0,89	0,119	1,02	0,084	0,62	0,326	0,75	0,199	0,93	0,120	1,06	0,085	0,64	0,326	0,77	0,203	0,96	0,120	1,09	0,085

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
	$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,83	0,109	0,99	0,069	0,86	0,115	0,98	0,078	0,90	0,116	1,01	0,083	0,78	0,155	0,90	0,105	0,80	0,162	0,87	0,123	0,83	0,163	0,88	0,129
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,84	0,106	1,01	0,066	0,87	0,112	1,00	0,075	0,91	0,113	1,02	0,080	0,79	0,152	0,91	0,102	0,81	0,159	0,87	0,120	0,83	0,161	0,89	0,126
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	1,84	0,105	1,01	0,066	0,87	0,112	1,00	0,075	0,91	0,112	1,02	0,080	0,79	0,152	0,91	0,101	0,81	0,159	0,87	0,120	0,84	0,160	0,89	0,126
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,84	0,105	1,01	0,066	0,87	0,111	1,00	0,074	0,91	0,112	1,02	0,080	0,79	0,152	0,91	0,101	0,81	0,158	0,87	0,120	0,84	0,160	0,89	0,125
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,84	0,105	1,01	0,066	0,87	0,111	1,00	0,074	0,91	0,112	1,02	0,080	0,79	0,152	0,91	0,101	0,81	0,158	0,87	0,120	0,84	0,160	0,89	0,125

b) Systèmes Optimaux de Thermotransformateurs à Compression Pure

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$		$T_p = 140^\circ\text{C}$		$T_p = 150^\circ\text{C}$		$T_p = 160^\circ\text{C}$		$T_p = 170^\circ\text{C}$		$T_p = 180^\circ\text{C}$	
T_r ($^\circ\text{C}$)	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}
60	0,750	0,432	0,736	0,426	0,724	0,421	0,673	0,398	0,660	0,392	0,647	0,386
70	0,759	0,449	0,744	0,441	0,731	0,434	0,718	0,428	0,707	0,423	0,654	0,395
80	0,820	0,494	0,752	0,457	0,738	0,448	0,724	0,440	0,712	0,433	0,701	0,427
90	0,813	0,507	0,810	0,502	0,808	0,498	0,731	0,453	0,717	0,444	0,705	0,436

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$		$T_p = 140^\circ\text{C}$		$T_p = 150^\circ\text{C}$		$T_p = 160^\circ\text{C}$		$T_p = 170^\circ\text{C}$		$T_p = 180^\circ\text{C}$	
T_r ($^\circ\text{C}$)	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}
60	0,792	0,530	0,761	0,513	0,744	0,502	0,728	0,492	0,712	0,481	0,684	0,464
70	0,806	0,549	0,789	0,537	0,772	0,526	0,740	0,506	0,724	0,494	0,709	0,483
80	0,839	0,580	0,802	0,556	0,785	0,543	0,769	0,530	0,753	0,518	0,720	0,496
90	0,851	0,602	0,835	0,588	0,820	0,574	0,781	0,546	0,764	0,533	0,749	0,520

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_o = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$		$T_p = 140^\circ\text{C}$		$T_p = 150^\circ\text{C}$		$T_p = 160^\circ\text{C}$		$T_p = 170^\circ\text{C}$		$T_p = 180^\circ\text{C}$	
T_r ($^\circ\text{C}$)	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}
80	0,820	0,468	0,752	0,434	0,738	0,427	0,724	0,421	0,712	0,415	0,701	0,410
90	0,813	0,481	0,810	0,478	0,808	0,476	0,731	0,434	0,717	0,426	0,705	0,420

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_o = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$		$T_p = 140^\circ\text{C}$		$T_p = 150^\circ\text{C}$		$T_p = 160^\circ\text{C}$		$T_p = 170^\circ\text{C}$		$T_p = 180^\circ\text{C}$	
T_r ($^\circ\text{C}$)	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}
80	0,839	0,556	0,802	0,534	0,785	0,523	0,769	0,512	0,753	0,501	0,720	0,480
90	0,851	0,578	0,835	0,566	0,820	0,554	0,781	0,582	0,764	0,516	0,749	0,504

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$								$T_p = 140^\circ\text{C}$								$T_p = 150^\circ\text{C}$							
	$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,65	0,351	0,65	0,306	0,71	0,231	0,72	0,202	0,65	0,364	0,65	0,320	0,66	0,281	0,72	0,216	0,66	0,377	0,66	0,334	0,66	0,295	0,72	0,229
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,80	0,226	0,80	0,201	0,84	0,162	0,85	0,142	0,78	0,256	0,80	0,213	0,80	0,190	0,84	0,155	0,78	0,269	0,79	0,226	0,80	0,203	0,83	0,168
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	0,84	0,194	0,84	0,172	0,87	0,142	0,89	0,124	0,82	0,219	0,83	0,186	0,84	0,166	0,87	0,138	0,82	0,232	0,83	0,199	0,83	0,180	0,86	0,152
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,89	0,164	0,89	0,145	0,91	0,126	0,92	0,111	0,87	0,184	0,88	0,159	0,87	0,147	0,90	0,125	0,86	0,198	0,87	0,173	0,86	0,161	0,89	0,138
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,90	0,156	0,90	0,138	0,93	0,118	1,20	0,103	0,88	0,175	0,89	0,152	0,90	0,136	0,92	0,117	0,87	0,189	0,88	0,166	0,88	0,150	0,90	0,130

$T_p = 160^\circ\text{C}$								$T_p = 170^\circ\text{C}$								$T_p = 180^\circ\text{C}$							
$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
0,63	0,431	0,66	0,347	0,66	0,310	0,67	0,276	0,63	0,444	0,66	0,360	0,66	0,845	0,66	0,291	0,64	0,457	0,63	0,410	0,66	0,337	0,66	0,305
0,78	0,281	0,77	0,255	0,79	0,216	0,79	0,195	0,78	0,294	0,77	0,268	0,78	0,230	0,79	0,208	0,76	0,324	0,76	0,281	0,76	0,257	0,78	0,222
0,81	0,245	0,80	0,223	0,82	0,193	0,82	0,175	0,81	0,259	0,80	0,237	0,81	0,207	0,81	0,189	0,79	0,285	0,79	0,251	0,79	0,231	0,80	0,203
0,85	0,212	0,85	0,193	0,85	0,175	0,85	0,159	0,85	0,226	0,84	0,207	0,84	0,189	0,84	0,173	0,83	0,247	0,83	0,222	0,81	0,211	0,82	0,188
0,87	0,203	0,86	0,185	0,86	0,165	0,87	0,149	0,86	0,218	0,84	0,200	0,85	0,179	0,85	0,164	0,84	0,238	0,83	0,215	0,83	0,199	0,84	0,178

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
	$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,69	0,231	0,70	0,202	0,65	0,281	0,70	0,216	0,65	0,295	0,70	0,229	0,65	0,310	0,66	0,276	0,65	0,324	0,65	0,291	0,65	0,337	0,65	0,305
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,82	0,162	0,84	0,142	0,79	0,190	0,83	0,155	0,79	0,203	0,82	0,168	0,78	0,216	0,79	0,195	0,78	0,230	0,78	0,208	0,75	0,257	0,77	0,222
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	0,86	0,142	0,88	0,124	0,83	0,166	0,86	0,138	0,82	0,180	0,85	0,152	0,81	0,193	0,81	0,175	0,80	0,207	0,80	0,189	0,78	0,231	0,79	0,203
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,90	0,126	0,91	0,111	0,86	0,147	0,89	0,125	0,85	0,161	0,88	0,138	0,84	0,175	0,84	0,159	0,83	0,189	0,83	0,173	0,80	0,211	0,81	0,188
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,92	0,118	0,93	0,103	0,88	0,136	0,91	0,117	0,87	0,150	0,89	0,130	0,85	0,165	0,86	0,149	0,84	0,179	0,84	0,164	0,82	0,199	0,83	0,178

c) Systèmes Optimaux de Thermotransformateurs Hybrides à Compression-Absorption

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_o = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
60	45	50	0,632	0,403	45	50	0,632	0,430	45	50	0,576	0,383	45	50	0,576	0,404	45	50	0,546	0,370	45	50	0,546	0,387
70	49	54	0,664	0,470	47	52	0,650	0,464	48	53	0,639	0,469	49	54	0,625	0,457	48	53	0,569	0,405	45	55	0,566	0,398
80	47	52	0,711	0,507	54	59	0,664	0,492	50	55	0,647	0,479	45	50	0,630	0,455	46	51	0,616	0,450	47	52	0,603	0,444
90	49	54	0,711	0,524	46	51	0,703	0,517	45	50	0,695	0,493	46	51	0,636	0,467	45	50	0,616	0,443	52	57	0,617	0,472

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
60	45	50	0,642	0,479	45	50	0,642	0,512	45	50	0,606	0,466	45	50	0,606	0,491	45	50	0,562	0,441	45	50	0,562	0,461
70	49	54	0,691	0,561	47	52	0,675	0,554	48	53	0,662	0,559	49	54	0,632	0,535	48	53	0,605	0,503	45	55	0,586	0,472
80	47	52	0,721	0,585	45	55	0,701	0,557	50	55	0,673	0,566	45	50	0,654	0,538	46	51	0,637	0,530	47	52	0,608	0,513
90	49	54	0,735	0,606	46	51	0,720	0,596	45	50	0,695	0,558	46	51	0,666	0,550	47	57	0,657	0,533	52	57	0,639	0,552

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
80	47	52	0,711	0,487	45	55	0,672	0,452	50	55	0,647	0,464	45	50	0,630	0,441	46	51	0,616	0,437	47	52	0,603	0,432
90	49	54	0,711	0,505	46	51	0,703	0,499	45	50	0,695	0,476	46	51	0,636	0,452	45	50	0,616	0,430	52	57	0,617	0,461

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
80	47	52	0,721	0,569	45	55	0,701	0,542	50	55	0,673	0,555	45	55	0,665	0,525	46	51	0,637	0,520	45	55	0,616	0,494
90	49	54	0,735	0,591	46	51	0,720	0,582	48	53	0,697	0,555	46	51	0,666	0,539	47	57	0,657	0,522	52	57	0,639	0,544

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$								$T_p = 140^\circ\text{C}$								$T_p = 150^\circ\text{C}$								
	$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,59	0,421	0,61	0,386	0,66	0,287	0,67	0,259	0,62	0,421	0,62	0,404	0,61	0,376	0,68	0,260	0,58	0,487	0,63	0,416	0,62	0,383	0,66	0,286	
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,70	0,310	0,75	0,251	0,79	0,192	0,80	0,172	0,73	0,310	0,76	0,253	0,75	0,236	0,81	0,178	0,70	0,340	0,77	0,265	0,76	0,246	0,77	0,204	
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	0,75	0,245	0,81	0,193	0,84	0,161	0,85	0,148	0,79	0,245	0,82	0,201	0,81	0,185	0,85	0,154	0,75	0,278	0,83	0,213	0,82	0,196	0,81	0,180	
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,78	0,219	0,85	0,173	0,88	0,139	0,90	0,121	0,82	0,219	0,85	0,180	0,85	0,167	0,89	0,131	0,77	0,253	0,85	0,193	0,84	0,177	0,85	0,157	
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,80	0,205	0,87	0,160	0,90	0,131	0,92	0,114	0,84	0,205	0,87	0,169	0,87	0,155	0,90	0,126	0,79	0,240	0,87	0,182	0,86	0,167	0,86	0,150	

$T_p = 160^\circ\text{C}$								$T_p = 170^\circ\text{C}$								$T_p = 180^\circ\text{C}$									
$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$			
VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
0,61	0,487	0,63	0,424	0,62	0,388	0,63	0,341	0,59	0,515	0,59	0,487	0,62	0,399	0,62	0,362	0,61	0,515	0,60	0,483	0,63	0,411	0,63	0,388		
0,73	0,340	0,73	0,315	0,75	0,260	0,75	0,233	0,69	0,390	0,72	0,325	0,75	0,272	0,74	0,254	0,71	0,390	0,70	0,362	0,73	0,302	0,75	0,263		
0,78	0,278	0,79	0,252	0,80	0,211	0,79	0,206	0,73	0,320	0,77	0,265	0,79	0,239	0,77	0,221	0,76	0,320	0,75	0,293	0,77	0,248	0,78	0,230		
0,81	0,253	0,82	0,226	0,82	0,199	0,82	0,176	0,75	0,294	0,80	0,243	0,81	0,210	0,81	0,192	0,78	0,294	0,77	0,266	0,79	0,228	0,82	0,200		
0,82	0,240	0,83	0,212	0,84	0,184	0,83	0,170	0,77	0,280	0,81	0,231	0,83	0,201	0,82	0,184	0,79	0,280	0,79	0,252	0,81	0,218	0,83	0,192		

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_o = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
	$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_o = 0,1 \text{ MW}$	0,65	0,287	0,66	0,259	0,60	0,371	0,67	0,260	0,61	0,383	0,66	0,286	0,61	0,383	0,62	0,341	0,62	0,399	0,61	0,362	0,62	0,411	0,62	0,388
$Q_o = 0,5 \text{ MW}$	0,79	0,192	0,79	0,172	0,74	0,236	0,80	0,178	0,75	0,246	0,77	0,204	0,74	0,260	0,75	0,233	0,74	0,272	0,73	0,254	0,72	0,302	0,75	0,263
$Q_o = 1,0 \text{ MW}$	0,83	0,163	0,84	0,145	0,80	0,185	0,84	0,154	0,81	0,196	0,80	0,180	0,79	0,211	0,78	0,204	0,78	0,239	0,77	0,221	0,77	0,248	0,78	0,230
$Q_o = 2,5 \text{ MW}$	0,87	0,139	0,89	0,121	0,83	0,167	0,88	0,131	0,84	0,177	0,84	0,157	0,82	0,194	0,82	0,176	0,81	0,210	0,80	0,192	0,79	0,228	0,82	0,200
$Q_o = 5,0 \text{ MW}$	0,89	0,131	0,91	0,114	0,85	0,157	0,90	0,126	0,85	0,167	0,85	0,150	0,83	0,184	0,83	0,170	0,82	0,201	0,81	0,184	0,80	0,218	0,83	0,192

d) Systèmes Optimaux de Thermotransformateurs Hybrides à Absorption-Compression

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_o = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
60	45	50	0,393	0,383	45	50	0,393	0,409	45	50	0,386	0,380	45	50	0,386	0,401	45	50	0,358	0,355	45	50	0,358	0,485
70	49	54	0,412	0,466	45	55	0,429	0,448	48	53	0,417	0,463	49	54	0,419	0,471	45	55	0,390	0,388	45	55	0,390	0,405
80	52	57	0,418	0,493	54	59	0,413	0,502	50	60	0,422	0,473	45	60	0,431	0,457	49	59	0,427	0,460	50	60	0,429	0,467
90	49	64	0,444	0,497	51	61	0,431	0,499	54	64	0,424	0,495	49	64	0,422	0,468	47	62	0,424	0,452	48	63	0,426	0,459

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
60	45	50	0,397	0,446	45	50	0,397	0,477	45	50	0,385	0,440	45	50	0,385	0,464	45	50	0,363	0,419	45	50	0,363	0,438
70	49	54	0,435	0,543	45	55	0,424	0,501	48	53	0,411	0,516	49	54	0,408	0,522	45	55	0,389	0,443	45	55	0,389	0,463
80	47	57	0,444	0,519	54	59	0,433	0,568	50	60	0,429	0,532	45	60	0,425	0,505	49	59	0,416	0,505	50	60	0,413	0,508
90	49	59	0,443	0,519	51	61	0,442	0,541	54	64	0,444	0,556	49	64	0,448	0,540	58	63	430	0,568	60	65	0,432	0,580

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
80	47	52	0,405	0,436	45	55	0,420	0,451	50	55	0,409	0,464	45	55	0,425	0,452	49	54	0,415	0,449	50	55	0,417	0,456
90	49	59	0,438	0,497	51	56	0,417	0,492	54	59	0,410	0,488	49	59	0,415	0,465	47	57	0,418	0,447	48	58	0,420	0,454

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
80	47	52	0,431	0,515	45	55	0,444	0,531	50	55	0,416	0,530	45	55	0,419	0,507	49	54	0,403	0,499	50	55	0,400	0,502
90	49	59	0,444	0,533	51	56	0,428	0,539	48	58	0,441	0,525	49	59	0,441	0,544	47	57	0,417	0,500	48	58	0,414	0,504

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$								$T_p = 140^\circ\text{C}$								$T_p = 150^\circ\text{C}$							
	$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,60	0,380	0,70	0,253	0,73	0,207	0,74	0,177	0,63	0,380	0,69	0,275	0,75	0,212	0,75	0,186	0,62	0,412	0,71	0,85	0,72	0,236	0,75	0,194
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,73	0,253	0,87	0,153	0,86	0,133	0,88	0,109	0,76	0,253	0,80	0,195	0,92	0,130	0,89	0,118	0,73	0,285	0,82	0,204	0,84	0,169	0,91	0,125
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	0,76	0,219	0,91	0,134	0,90	0,117	0,92	0,095	0,80	0,219	0,85	0,167	0,96	0,114	0,93	0,105	0,76	0,252	0,85	0,180	0,88	0,148	0,94	0,112
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,80	0,189	0,95	0,118	0,93	0,105	0,96	0,085	0,84	0,189	0,89	0,144	0,99	0,102	0,96	0,094	0,79	0,223	0,89	0,158	0,91	0,132	0,97	0,101
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,81	0,180	0,96	0,113	0,95	0,099	0,98	0,079	0,85	0,180	0,90	0,138	1,01	0,096	0,98	0,089	0,80	0,215	0,90	0,152	0,93	0,123	0,289	0,095

$T_p = 160^\circ\text{C}$								$T_p = 170^\circ\text{C}$								$T_p = 180^\circ\text{C}$							
$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
0,64	0,412	0,72	0,297	0,71	0,257	0,73	0,215	0,60	0,485	0,64	0,373	0,72	0,269	0,71	0,237	0,62	0,485	0,66	0,373	0,73	0,276	0,72	0,245
0,76	0,285	0,82	0,217	0,81	0,188	0,88	0,142	0,71	0,334	0,74	0,265	0,81	0,200	0,90	0,148	0,73	0,334	0,77	0,265	0,82	0,200	0,91	0,154
0,79	0,252	0,85	0,193	0,85	0,168	0,91	0,129	0,74	0,297	0,77	0,238	0,84	0,180	0,93	0,135	0,76	0,297	0,80	0,238	0,85	0,188	0,94	0,141
0,82	0,223	0,89	0,171	0,87	0,152	0,93	0,119	0,77	0,263	0,80	0,212	0,87	0,165	0,95	0,124	0,80	0,263	0,83	0,212	0,87	0,173	0,96	0,131
0,83	0,215	0,90	0,165	0,89	0,144	0,95	0,113	0,78	0,254	0,81	0,206	0,88	0,156	0,88	0,138	0,80	0,254	0,84	0,206	0,89	0,165	0,98	0,125

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
	$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	0,68	0,225	0,75	0,175	0,70	0,236	0,74	0,188	0,71	0,246	0,74	0,202	0,70	0,262	0,72	0,221	0,70	0,283	0,71	0,243	0,71	0,292	0,72	0,251
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	0,85	0,139	0,90	0,108	0,85	0,150	0,89	0,119	0,83	0,117	0,86	0,140	0,81	0,193	0,87	0,146	0,79	0,214	0,81	0,182	0,80	0,223	0,81	0,190
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	0,88	0,123	0,93	0,094	0,89	0,134	0,93	0,106	0,86	0,156	0,89	0,127	0,84	0,173	0,90	0,133	0,82	0,194	0,83	0,165	0,82	0,203	0,84	0,173
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	0,91	0,111	0,97	0,084	0,91	0,122	0,96	0,095	0,89	0,139	0,91	0,116	0,87	0,157	0,92	0,123	0,84	0,178	0,86	0,151	0,83	0,192	0,86	0,160
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	0,93	0,105	1,00	0,078	0,93	0,116	0,98	0,089	0,91	0,131	0,93	0,110	0,88	0,148	0,94	0,117	0,81	0,182	0,87	0,143	0,84	0,182	0,87	0,152

e) Systèmes Optimaux de Thermotransformateurs Hybrides à Absorption-Ejecto-Compression

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
60	45	50	0,420	0,517	45	50	0,420	0,553	45	50	0,409	0,485	45	50	0,409	0,512	45	50	0,396	0,415	45	50	0,396	0,434
70	49	54	0,439	0,566	47	52	0,430	0,567	48	53	0,427	0,542	49	55	0,429	0,535	45	55	0,415	0,471	45	55	0,415	0,492
80	47	57	0,452	0,565	54	59	0,444	0,593	50	60	0,448	0,563	45	60	0,443	0,530	49	59	0,432	0,542	50	60	0,429	0,525
90	49	59	0,460	0,564	52	62	0,459	0,568	54	64	0,457	0,595	49	64	0,452	0,589	51	61	0,441	0,528	60	65	0,436	0,623

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES ($T_0 = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}	X_d (%)	X_c (%)	COP	η_{ex}
80	47	52	0,439	0,568	45	55	0,448	0,561	50	55	0,434	0,562	45	55	0,437	0,532	49	54	0,418	0,537	45	55	0,424	0,475
90	49	59	0,461	0,585	51	56	0,447	0,520	54	59	0,443	0,597	49	59	0,445	0,600	47	57	0,437	0,502	48	58	0,432	0,527

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_o = 20^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$								$T_p = 140^\circ\text{C}$								$T_p = 150^\circ\text{C}$							
	$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	1,14	0,075	1,21	0,059	1,19	0,054	1,18	0,050	1,20	0,075	1,21	0,064	1,23	0,056	1,16	0,056	1,11	0,088	1,17	0,071	1,20	0,061	1,20	0,057
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	1,21	0,064	1,27	0,052	1,26	0,046	1,23	0,044	1,26	0,064	1,27	0,055	1,28	0,050	1,21	0,050	1,17	0,075	1,23	0,062	1,25	0,053	1,25	0,050
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	1,21	0,062	1,27	0,051	1,27	0,045	1,23	0,043	1,27	0,062	1,28	0,054	1,28	0,049	1,21	0,049	1,18	0,074	1,24	0,061	1,26	0,052	1,26	0,050
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	1,22	0,061	1,28	0,050	1,27	0,044	1,24	0,043	1,28	0,061	1,29	0,053	1,29	0,048	1,22	0,049	1,18	0,073	1,24	0,060	1,27	0,052	1,26	0,049
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	1,22	0,061	1,28	0,050	1,27	0,044	1,24	0,042	1,28	0,061	1,29	0,053	1,29	0,048	1,22	0,049	1,19	0,072	1,25	0,060	1,27	0,051	1,26	0,049

$T_p = 160^\circ\text{C}$								$T_p = 170^\circ\text{C}$								$T_p = 180^\circ\text{C}$							
$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 60^\circ\text{C}$		$T_r = 70^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
1,16	0,088	1,19	0,072	1,18	0,065	1,20	0,060	1,06	0,097	1,13	0,078	1,18	0,069	1,15	0,065	1,10	0,097	1,17	0,078	1,18	0,071	1,19	0,073
1,22	0,075	1,26	0,061	1,24	0,055	1,26	0,052	1,12	0,083	1,20	0,066	1,24	0,060	1,19	0,056	1,16	0,083	1,24	0,066	1,24	0,061	1,24	0,059
1,22	0,074	1,27	0,060	1,25	0,054	1,27	0,051	1,13	0,081	1,21	0,064	1,25	0,059	1,20	0,054	1,17	0,081	1,25	0,064	1,25	0,060	1,24	0,055
1,23	0,073	1,27	0,059	1,25	0,053	1,27	0,050	1,14	0,080	1,22	0,063	1,26	0,058	1,21	0,054	1,17	0,080	1,26	0,063	1,25	0,059	1,24	0,054
1,23	0,072	1,28	0,058	1,26	0,053	1,27	0,050	1,14	0,080	1,22	0,063	1,26	0,058	1,21	0,053	1,18	0,080	1,26	0,063	1,26	0,059	1,24	0,054

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES ($T_o = 30^\circ\text{C}$)

	$T_p = 130^\circ\text{C}$				$T_p = 140^\circ\text{C}$				$T_p = 150^\circ\text{C}$				$T_p = 160^\circ\text{C}$				$T_p = 170^\circ\text{C}$				$T_p = 180^\circ\text{C}$			
	$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$		$T_r = 80^\circ\text{C}$		$T_r = 90^\circ\text{C}$	
	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)	VIE	ccm (FF/kWh)
$Q_p = 0,1 \text{ MW}$	1,17	0,058	1,20	0,049	1,18	0,060	1,13	0,055	1,17	0,066	1,18	0,061	1,16	0,067	1,20	0,062	1,13	0,079	1,12	0,068	1,13	0,073	1,15	0,069
$Q_p = 0,5 \text{ MW}$	1,23	0,050	1,25	0,043	1,23	0,052	1,18	0,049	1,22	0,058	1,22	0,052	1,22	0,058	1,25	0,054	1,18	0,070	1,17	0,058	1,19	0,062	1,21	0,059
$Q_p = 1,0 \text{ MW}$	1,23	0,049	1,26	0,042	1,24	0,051	1,18	0,049	1,22	0,057	1,23	0,051	1,23	0,057	1,26	0,053	1,18	0,068	1,18	0,057	1,20	0,061	1,22	0,058
$Q_p = 2,5 \text{ MW}$	1,24	0,048	1,26	0,042	1,25	0,050	1,19	0,048	1,23	0,057	1,23	0,050	1,24	0,056	1,26	0,053	1,17	0,060	1,19	0,057	1,21	0,060	1,22	0,058
$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	1,24	0,048	1,26	0,041	1,25	0,050	1,19	0,048	1,23	0,056	1,23	0,050	1,24	0,056	1,26	0,052	1,17	0,060	1,19	0,056	1,21	0,060	1,22	0,057



ANNEXE XV

**CARACTERISTIQUES DES SYSTEMES
OPTIMALS DE FRIGO-POMPES**

a) Systèmes optimaux de Frigo-Pompes Pures à Absorption

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$				$T_p = 12^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d	X_c	COP	η_{ex}	X_d	X_c	COP	η_{ex}
80	49	54	0,433	0,069	47	52	0,441	0,056
90	49	54	0,433	0,068	54	59	0,867	0,107
100	58	63	0,847	0,130	54	64	0,854	0,103

$T_o = 30^\circ\text{C}$

b) Systèmes Optimaux de Frigo-Pompes Hybrides à Absorption Compression

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$				$T_p = 12^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d	X_c	COP	η_{ex}	X_d	X_c	COP	η_{ex}
80	49	54	0,837	0,431	47	52	0,858	0,416
90	49	54	0,837	0,431	47	52	0,858	0,416
100	49	54	0,837	0,431	47	52	0,858	0,416

$Q_p = 0,1 \text{ MW}$

$T_o = 30^\circ\text{C}$

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$				$T_p = 12^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d	X_c	COP	η_{ex}	X_d	X_c	COP	η_{ex}
80	49	54	0,854	0,484	47	52	0,872	0,467
90	49	54	0,854	0,484	47	52	0,872	0,467
100	49	54	0,854	0,484	47	52	0,872	0,467

$Q_p > 0,1 \text{ MW}$

$T_o = 30^\circ\text{C}$

c) Systèmes Optimales de Frigo-Pompes Hybrides Absorption-Ejecto-Compression

CARACTERISTIQUES THERMODYNAMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$				$T_p = 12^\circ\text{C}$			
T_r ($^\circ\text{C}$)	X_d	X_c	COP	η_{ex}	X_d	X_c	COP	η_{ex}
80	50	55	0,796	0,332	45	50	0,829	0,260
90	50	55	0,796	0,296	45	50	0,829	0,231
100	50	60	0,783	0,265	45	50	0,829	0,209

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$										$T_p = 12^\circ\text{C}$									
	$Q_p = 0,1 \text{ MW}$		$Q_p = 0,5 \text{ MW}$		$Q_p = 1,0 \text{ MW}$		$Q_p = 2,5 \text{ MW}$		$Q_p = 5,0 \text{ MW}$		$Q_p = 0,1 \text{ MW}$		$Q_p = 0,5 \text{ MW}$		$Q_p = 1,0 \text{ MW}$		$Q_p = 2,5 \text{ MW}$		$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	
	T_r ($^\circ\text{C}$)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)
80	0,73	0,079	0,74	0,076	0,74	0,076	0,74	0,076	0,74	0,076	0,53	0,077	0,53	0,074	0,53	0,073	0,53	0,073	0,53	0,073
90	0,72	0,079	0,73	0,076	0,73	0,076	0,73	0,076	0,74	0,076	0,76	0,048	0,78	0,045	0,78	0,044	0,78	0,044	0,78	0,044
100	1,05	0,050	1,07	0,047	1,07	0,046	1,07	0,046	1,07	0,046	0,76	0,046	0,78	0,043	0,78	0,043	0,78	0,043	0,78	0,043

Systèmes optimaux de Frigo-Pompes Pures à Absorption

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$										$T_p = 12^\circ\text{C}$									
	$Q_p = 0,1 \text{ MW}$		$Q_p = 0,5 \text{ MW}$		$Q_p = 1,0 \text{ MW}$		$Q_p = 2,5 \text{ MW}$		$Q_p = 5,0 \text{ MW}$		$Q_p = 0,1 \text{ MW}$		$Q_p = 0,5 \text{ MW}$		$Q_p = 1,0 \text{ MW}$		$Q_p = 2,5 \text{ MW}$		$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	
	T_r ($^\circ\text{C}$)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VTE (FF/kWh)
80	0,59	0,922	0,99	0,218	1,06	0,176	1,16	0,137	1,22	0,116	0,48	0,758	0,78	0,194	0,84	0,157	0,91	0,123	0,95	0,105
90	0,59	0,922	0,99	0,218	1,06	0,176	1,16	0,137	1,22	0,116	0,48	0,758	0,78	0,194	0,84	0,157	0,91	0,123	0,95	0,105
100	0,59	0,922	0,99	0,218	1,06	0,176	1,16	0,137	1,22	0,116	0,48	0,758	0,78	0,194	0,84	0,157	0,91	0,123	0,95	0,105

Systèmes Optimaux de Frigo-Pompes Hybrides à Absorption Compression

CARACTERISTIQUES TECHNO-ECONOMIQUES

	$T_p = 7^\circ\text{C}$										$T_p = 12^\circ\text{C}$									
	$Q_p = 0,1 \text{ MW}$		$Q_p = 0,5 \text{ MW}$		$Q_p = 1,0 \text{ MW}$		$Q_p = 2,5 \text{ MW}$		$Q_p = 5,0 \text{ MW}$		$Q_p = 0,1 \text{ MW}$		$Q_p = 0,5 \text{ MW}$		$Q_p = 1,0 \text{ MW}$		$Q_p = 2,5 \text{ MW}$		$Q_p = 5,0 \text{ MW}$	
	T_r ($^\circ\text{C}$)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)	cfm (FF/kWh)	VIE (FF/kWh)
80	1,20	0,083	1,30	0,066	1,32	0,063	1,33	0,062	1,33	0,061	0,87	0,077	0,94	0,060	0,96	0,058	0,96	0,057	0,97	0,056
90	1,16	0,083	1,25	0,066	1,27	0,063	1,28	0,062	1,28	0,061	0,84	0,077	0,91	0,060	0,92	0,058	0,93	0,057	0,93	0,056
100	1,12	0,083	1,21	0,065	1,23	0,062	1,24	0,061	1,24	0,061	0,81	0,077	0,88	0,060	0,89	0,058	0,90	0,057	0,90	0,056

Systèmes Optimales de Frigo-Pompes Hybrides Absorption-Ejecto-Compression

**AUTORISATION DE SOUTENANCE DE THESE
DU DOCTORAT DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE**

VU LES RAPPORTS ETABLIS PAR :

Monsieur TONDEUR, Directeur de Recherches CNRS, ENSIC/INPL,
Monsieur CLODIC, Responsable Scientifique, Ecole des Mines Paris.

Le Président de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, autorise :

Monsieur DE OLIVEIRA JUNIOR Silvio

à soutenir devant l'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE, une thèse
intitulée :

**"Revalorisation des effluents thermiques industriels. Analyse exergétique
entropique et économique"**

en vue de l'obtention du titre de :

DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

Spécialité : **"GENIE DES PROCEDES"**

Fait à Vandoeuvre le, 26 Septembre 1991

Le Président de l'I.N.P.L.,

M. GANTOIS

