

REPUBLIQUE DU SENEGAL

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



Gm. 501

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE  
Centre de THIES

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

# **PROJET DE FIN D'ETUDES**

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

Titre :

**« Analyse et Modélisation d'une pompe à chaleur  
avec éjecteur en mode chauffage »**

Auteurs : Cheick Samsidine SADIO  
Papa Macodou SALL

Directeur : Docteur Banda NDOYE

Juillet 2008

## **Remerciements**

Au terme de ce projet, nous aimerions adresser nos sincères remerciements à tous ceux qui de près ou de loin nous ont apporté leur aide, notamment :

- notre directeur Monsieur Banda NDOYE, professeur à l'ESP pour son aide précieuse, ses conseils avisés et sa disponibilité,
- à l'ensemble du corps professoral de l'ESP centre de Thiès pour leurs enseignements au cours des trois années scolaires qui viennent de s'écouler,
- à l'ensemble du personnel sur le site de Thiès.

## Sommaire

Le but de ce travail est de faire l'analyse d'une pompe à chaleur (PAC) avec un éjecteur qui intervient pour la thermo compression, et de modéliser le système en vue d'une application cuisinière. L'objectif final est de contribuer à la conception d'une cuisinière qui ne fonctionnerait qu'avec des sources thermiques renouvelables.

Dans ce projet, nous avons axé notre étude essentiellement sur le cycle de pompe à chaleur avec éjecteur version chauffage en procédant d'abord à la modélisation de ses différentes composantes que sont le bouilleur, l'évaporateur et le condenseur, ensuite à la sélection du réfrigérant. En prenant en compte l'évolution des propriétés thermodynamiques, et en établissant les lois de conservation d'énergie et de masse du fluide frigorigène, nous avons notamment dimensionné la section de mélange de l'éjecteur.

Après avoir effectué l'analyse des principaux réfrigérants utilisés dans les cycles de PAC, nous avons retenu l'eau, le fréon 22 et le fréon 142b qui satisfont le mieux à nos critères.

Nous avons aussi établi un organigramme permettant de calculer :

- La température  $T_0$  à la sortie du bouilleur,
- L'enthalpie  $h_4$  à la sortie de l'évaporateur,
- L'enthalpie  $h_3$  à l'entrée du condenseur,
- La température  $T_5$  à la sortie du condenseur,
- La température finale de cuisson.

A la suite de tout cela, nous avons déterminé le coefficient de performance (COP) de la machine.

Ainsi ce travail a permis la modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant avec un éjecteur qui assure la thermo compression à la place d'un compresseur qui fonctionne avec l'énergie électrique.

Mots-clés : éjecteur – thermo compression - cuisinière

Remerciements.....	i
Sommaire.....	ii
Liste des annexes.....	vi
Liste des figures.....	vii
Liste des tableaux.....	viii
Liste des symboles.....	ix
Introduction.....	1
CHAPITRE I ANALYSE DE L' EJECTEUR.....	2
I-1 Description de l'éjecteur.....	3
I-2 Efficacité de l'éjecteur.....	4
I-3 Hypothèses.....	5
I-4 Nombre de Mach.....	6
I-5 Variables d'arrêt.....	9
I-6 Débit massique à travers la buse.....	9
I- 7 Vitesse du fluide moteur à la sortie de la buse.....	10
I- 8 Flux à travers la zone de mélange.....	10
I- 9 Flux à travers le diffuseur.....	11
I- 10 L'aire de la section de la zone de mélange.....	11
I- 11 Les équations optimales.....	11
I-12 La section de mélange optimale.....	12
CHAPITRE II ANALYSE DES POMPES A CHALEUR A EJECTEUR.....	14
II-1 Théorie de la pompe à chaleur.....	15
II-1.1 Principe de fonctionnement.....	15
II-1. 2 Les différents types de pompe à chaleur.....	16
II-1.2.1 Pompe à chaleur géothermique.....	16
II-1.2.1.1 L'énergie disponible du sol.....	16
II-1.2.1.2 Les avantages de la pompe à chaleur géothermique.....	17
II-1.2.2 Pompes à chaleur aérothermique.....	17
II-1.2.2.1 L'énergie disponible dans l'air.....	17
II-1.2.2.2 Les avantages de la pompe à chaleur aérothermique.....	18
II -2 Pompe à chaleur avec éjecteur.....	19
II-2.1 Description de la pompe à chaleur avec éjecteur.....	19
II-2.2 Analyse du cycle idéal de la pompe à chaleur avec éjecteur.....	20
II-2.3 Etude des échanges thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur..	21
II-2.3.1 Généralités sur les échangeurs de chaleur.....	21
II-2.3. 2 Les échangeurs tubulaires simples.....	22
II-2.3. 2. 1 Notations.....	22
II-2.3. 2. 2 Flux échangé.....	23
II-2.3. 2. 2. 1 Coefficient global de transfert.....	23
II-2.3. 2. 2. 2 Flux échangé dans le cas où K est constant.....	24
II-2.3. 2. 2. 3 Flux échangé dans le cas où K n'est pas constant.....	28
II-2.3. 2. 3 Efficacité d'un échangeur de chaleur.....	29
II-2.3. 2. 4 Nombre d'unités de transfert.....	30
II-2.3. 2. 4. 1 Définition.....	30
II-2.3. 2. 4. 2 Expression de NUT en fonction de l'efficacité.....	30
II-2.3. 2. 5 Méthodologie de dimensionnement d'un échangeur de chaleur.....	31
II-2.3. 2. 5. 1 Cas où les températures de sorties sont connues.....	31
II-2.3. 2. 5. 2 Cas où les températures de sorties sont inconnues :.....	32
II-2.3. 3 Les échangeurs à faisceaux complexes.....	33
II-2.3. 3. 1 Echangeur 1 – 2.....	33



II-2.3. 3. 2 Echangeur 2 – 4 .....	33
II-2.3. 3. 3 Echangeur à courants croisés .....	34
II-2.3. 4 Echangeurs de la pompe à chaleur : .....	35
II-2.3. 4.1 Les condenseurs .....	36
II-2.3. 4.1. 1 Généralité .....	36
II-2.3. 4.1. 2 Performance .....	37
II-2.3. 4. 2 Evaporateur .....	37
II-2.3. 4. 2. 1 Généralité .....	37
II-2.3. 4. 2. 2 Performance .....	38
CHAPITRE III SELECTION DU REFRIGERANT .....	40
III-1 Généralités .....	41
III-2 Nomenclature des fluides frigorigènes .....	42
III-3 Principaux fluides usuels .....	43
III-4 Critères de choix d'un fluide frigorigène .....	45
III-4. 1 Critères thermodynamiques .....	45
III-4. 1. 1 Température d'ébullition .....	45
III-4. 1. 2 Température critique .....	45
III-4. 1. 3 Pression du cycle frigorifique .....	45
III-4. 1. 4 Echauffement des vapeurs au cours de la compression .....	46
III-4. 1. 5 Volume massique à l'aspiration du compresseur .....	47
III-4. 1. 6 Production frigorigène volumique .....	47
III-4. 2 Critères de sécurité .....	47
III-4. 2. 1 Toxicité du fluide .....	47
III-4. 2. 2 Inflammabilité .....	49
III-4. 2. 3 Action sur les denrées entreposées .....	49
III-4. 2. 4 Action biologiques .....	49
III-4. 3 Critères techniques .....	50
III-4. 3. 1 Action sur les métaux et alliages .....	50
III-4. 3. 2 Action sur les matières plastiques et les élastomères .....	50
III-4. 3. 3 Comportement en présence d'eau .....	50
III-4. 3. 4 Efficacité des échanges thermiques .....	51
III-4. 3. 5 Aptitude aux fuites .....	51
III-4. 3. 6 Stabilité thermique du fluide frigorigène .....	51
III-4. 4 Critères d'action sur l'environnement .....	51
III-4. 5 Critères économiques .....	52
III-4. 5. 1 Prix du fluide frigorigène .....	52
III-4. 5. 2 Incidence du fluide frigorigène sur le prix de l'installation .....	52
III-4. 5. 3 Disponibilité du fluide frigorigène .....	52
III-4. 5. 4 Récapitulatif .....	52
III-5 Substitution des CFC .....	54
III-5. 1 Nécessité .....	54
III-5. 1. 1 Action sur la couche d'ozone .....	54
III-5. 1. 2 Action d'effet de serre .....	55
III-5. 2 Mesures .....	56
III-5. 3 Fluides de transition et de substitution .....	57
III-5. 3. 1 Fluides de transition .....	57
III-5. 3. 2 Fluides de substitution .....	57
CHAPITRE IV APPLICATION DE LA PAC AVEC EJECTEUR A LA CUISINIÈRE .....	59
IV-1 Méthodologie de calcul .....	60
IV-1. 1 Modélisation des équations au niveau du bouilleur .....	60

IV-1. 2 Modélisation des équations au niveau de l'évaporateur.....	60
IV-1. 3 Modélisation des équations au niveau de l'éjecteur .....	61
IV-1. 4 Résolution des équations .....	62
IV-2 Modélisation des équations au niveau du condenseur.....	63
IV-3 Organigramme du dimensionnement de la pompe à chaleur .....	67
Conclusion .....	70
Bibliographie.....	71
Annexes.....	x

## Liste des annexes

### **Annexe A**

Facteur de correction pour un échangeur contre courant .....	xi
Facteur de correction pour un échangeur à courants croisés.....	xii

### **Annexe B**

Efficacité des échangeurs à contre courant et co-courant.....	xiii
Efficacité des échangeurs à courants croisés.....	xiv

### **Annexe C**

Propriétés de la vapeur d'eau saturée.....	xv
Vapeur d'eau surchauffée.....	xvi
Propriétés de la vapeur d'eau surchauffée.....	xvii
Vapeur saturée de fréon 22.....	xviii
Chaleurs spécifiques de la vapeur d'eau surchauffée.....	xix

**Liste des tableaux**

Tableau II. 1 Coefficient global de transmission de chaleur K pour différents types de condenseur.....	37
Tableau II. 2 Coefficient global de transmission de chaleur K pour différents types d'évaporateur.....	39
Tableau III. 1 Classification des fluides frigorigènes.....	41
Tableau III. 2 Principaux fluides frigorigènes usuels.....	44
Tableau III. 3 Variation de la température de refoulement et de la surchauffe des vapeurs en fin de compression isentropique pour différents fluides frigorigènes.....	47
Tableau III. 4 Echelle de toxicité des gaz du « National Board of Fire underwriters » U.S.A.....	49
Tableau III. 5 Résumé des critères souhaitables d'un fluide frigorigène.....	54
Tableau III. 6 Valeurs d'ODP pour divers fluides frigorigènes.....	55
Tableau III. 7 Potentiel d'action sur l'effet de serre PAES (GWP) de divers fluides frigorigènes en prenant comme références les actions du R11 et du CO <sub>2</sub> .....	56
Tableau III. 8 Principales applications des fluides frigorigènes de substitution.....	58
Tableau IV Récapitulatif des paramètres connus et inconnus.....	63



**Liste des figures**

Figure I. 1 schéma de l'éjecteur.....	3
Figure I. 2 Diagramme de Mollier (h, s).....	5
Figure I. 3 observateur immobile.....	6
Figure I. 4 l'observateur se déplaçant avec le front d'onde.....	6
Figure II. 1 Schéma du cycle de la pompe à chaleur.....	15
Figure II. 2 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique.....	17
Figure II. 3 Schéma d'une pompe à chaleur aérothermique.....	18
Figure II. 4 Pompe à chaleur avec éjecteur.....	19
Figure II. 5 : Schéma d'un échangeur tubulaire simple.....	22
Figure II.6 Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à Co-courant.....	26
Figure II. 7 Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre courant.....	27
Figure II. 8 Schéma d'un échangeur 1 – 2.....	33
Figure II. 9 Schéma d'un échangeur 2 – 4.....	34
Figure II. 10 Echangeur à courants croisés.....	35
Figure II. 11 Évolution des températures dans un condenseur.....	36
Figure II. 12 Évolution des températures dans un évaporateur.....	38
Figure V.1 schéma de la cuisinière.....	63

### Liste des symboles

**A2** : l'aire de la section de mélange de l'éjecteur

**C<sub>p</sub>** : chaleur massique à pression constante

**COP** : coefficient de performance

**h** : enthalpie massique

**k** : coefficient isentropique

**M** : nombre de Mach

**m** : débit massique

**P** : pression

**Q** : chaleur transférée

**R** : constante des gaz parfait

**s** : entropie massique

**T** : température

**V** : vitesse

**v** : volume spécifique

**W** : travail

**η** : efficacité

**GWP** (Global Warming Potential) : le potentiel d'action sur l'effet de serre

**ODP** (Ozone Depletion Potential) : le potentiel de destruction de l'ozone

## **Introduction**

Le monde est secoué depuis quelques années par la flambée du prix du pétrole dont les conséquences dans les pays comme les nôtres entraînent des bouleversements dans tous les domaines, notamment dans le secteur socio-économique. L'une des conséquences les plus notables, directement sentie par la population est l'augmentation du prix de l'électricité, les délestages courants et surtout la rareté et la cherté du pétrole et de ses dérivés.

Pour faire face à cette nouvelle situation dans nos pays qui ne fait que perdurer, les écoles d'ingénieur doivent se pencher entièrement sur ces questions afin de relever le défi du développement économique et social.

C'est dans ce contexte de changement que nous nous sommes lancés dans l'analyse et la modélisation informatique d'une pompe à chaleur avec éjecteur version chauffage pour l'appliquer à une cuisinière qui constitue une alternative d'avenir.

Ce rapport porte sur l'analyse thermodynamique des éjecteurs en vue de la modélisation d'une pompe à chaleur sans compresseur. En effet la thermo compression au niveau de l'éjecteur va jouer le même rôle qu'un compresseur, ce qui permettra de faire des économies d'électricités considérables si le système est appliqué à grande échelle.

Notre étude porte sur quatre chapitres.

Le premier est consacré à l'analyse de l'éjecteur. Nous procédons à la description du fonctionnement de l'éjecteur. Ensuite nous établissons les équations au niveau des différentes parties de l'éjecteur en vue du dimensionnement de la section de mélange et du calcul de la température  $T_3$  de sortie du diffuseur.

Le deuxième traite l'analyse de la pompe à chaleur avec éjecteur. Dans ce chapitre nous évoquons d'abord la théorie de la pompe à chaleur avec compresseur et celle avec éjecteur, puis nous étudions les échangeurs de chaleur pour mieux aborder la théorie des évaporateurs, des condenseurs et des bouilleurs.

Dans le troisième chapitre qui concerne la sélection de réfrigérants, nous développons les critères indispensables au bon choix d'un réfrigérant pour pouvoir respecter les normes environnementales et avoir les meilleures performances.

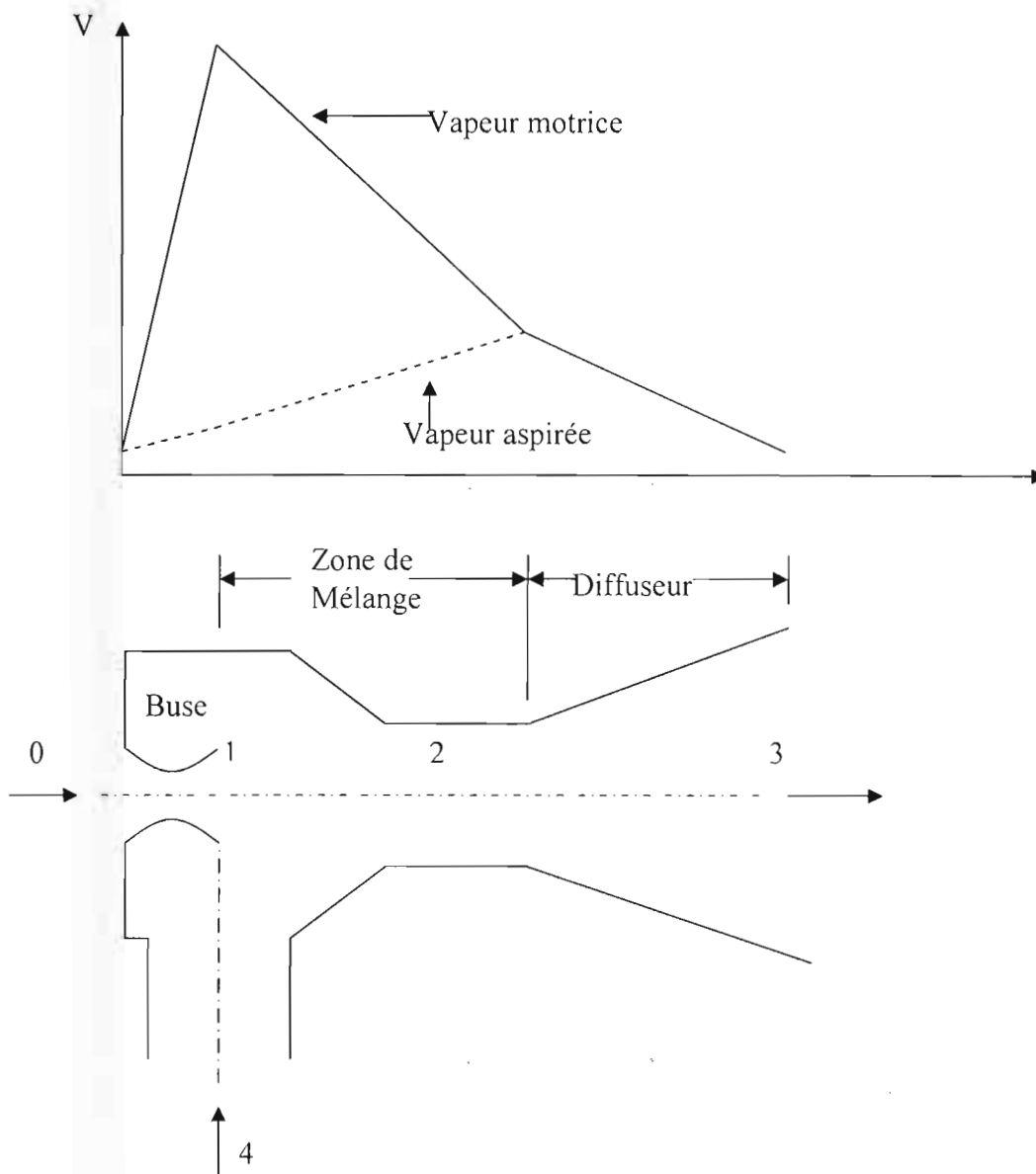
Le quatrième chapitre est consacré à l'application de la pompe à chaleur avec éjecteur à une cuisinière et notamment à la modélisation du système énergétique correspondant.

# **Chapitre I**

## **Analyse de l'éjecteur**

### I-1 Description de l'éjecteur

L'éjecteur est composé d'une buse, d'une zone de mélange et d'un diffuseur représenté à la Figure I.1 ci-dessous.



**Figure I. 1** : Schéma de l'éjecteur

De la vapeur à haute pression entre dans l'éjecteur au point 0, ensuite se dilate à travers la buse, devient supersonique et crée une dépression entraînant l'aspiration de la vapeur à basse pression au point 4. Les deux vapeurs se mélangent entre les points 1 et 2 où une partie de



l'énergie cinétique de la vapeur motrice est transférée à la vapeur aspirée jusqu'à homogénéisation de l'écoulement. Puis le mélange passe à travers le diffuseur où son énergie cinétique est transformée en énergie de pression. A la sortie du diffuseur au point 3, le mélange est refoulé à une pression intermédiaire entre la haute et la basse pression.

## **I-2 Efficacité de l'éjecteur**

Le taux d'entraînement est défini comme étant le rapport du débit massique de la vapeur à basse pression et celle à haute pression. Pour des conditions d'entrée et de sortie de la pression du fluide de travail données, il y a une valeur maximale du taux d'entraînement appelée taux d'entraînement idéal qui est un critère logique de la performance de l'éjecteur idéal.

Donc l'efficacité de l'éjecteur peut être défini par :

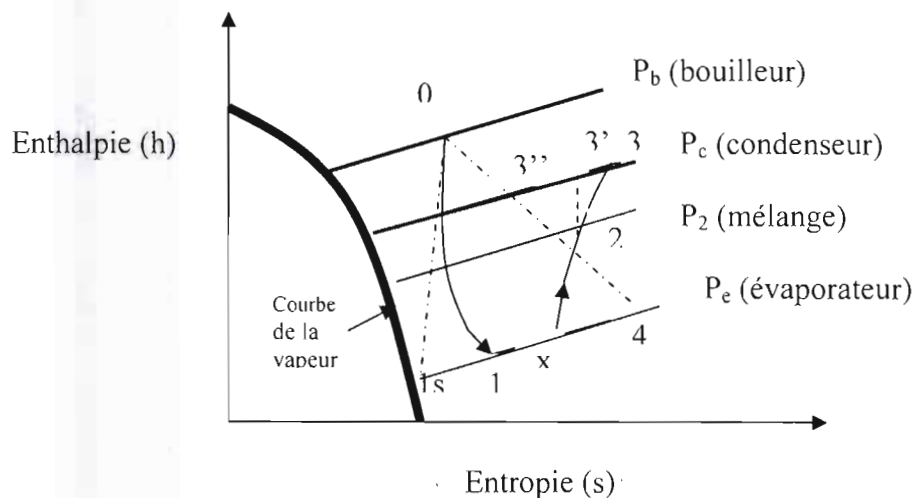
$$\eta_E = \frac{\text{taux.d'entraînement.actuel}}{\text{taux.d'entraînement.idéal}}$$

Le taux d'entraînement idéal peut être obtenu en supposant réversible les processus d'expansion, de mélange et de compression de la vapeur réfrigérante partout dans l'éjecteur. Si les conditions d'entrée et de sortie de la vapeur réfrigérante sont prescrites et l'ensemble des échanges d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables, la conservation de l'énergie donne :

$$m_o h_o + m_4 h_4 = (m_o + m_4) h_3 \quad (I.1)$$

Le processus isentropique requiert :

$$m_o s_o + m_4 s_4 = (m_o + m_4) s_3 \quad (I.2)$$



**Figure I. 2** : Diagramme de Mollier (h, s)

Si les deux fluides basse et haute pression sont de même nature, le taux d'entraînement idéal peut être déterminé à partir du diagramme de Mollier, Figure I. 2. Selon les équations (I. 1) et (I. 2), l'état 3'' est la condition idéale de sortie et le taux d'entraînement idéal peut être exprimé comme suit :

$$(m_4/m_o)_s = \frac{\text{longueur}.03''}{\text{longueur}.3''4} \quad (I. 3)$$

### I-3 Hypothèses

Les hypothèses suivantes seront utilisées pour obtenir les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour les différentes parties de l'éjecteur.

- ❖ Le transfert de chaleur avec l'extérieur est négligeable.
- ❖ La vapeur à haute pression se dilate à travers la buse jusqu'à atteindre la valeur de la vapeur à basse pression.
- ❖ Les variations de l'énergie potentielle sont négligeables.
- ❖ Les énergies cinétiques aux points 0, 4 et 3 sont négligeables.
- ❖ L'écoulement dans la tuyère est adapté.
- ❖ Tous les fluides ont des propriétés uniformes sur la section transversale, après le mélange complet à la section 2.
- ❖ L'écoulement est unidimensionnel.
- ❖ Le régime est permanent.

### I-4 Nombre de Mach

Lorsqu'une perturbation de pression se produit dans un fluide compressible, elle se déplace à une vitesse qui dépend de l'état du fluide. Une onde sonore est une faible perturbation de pression ; la vitesse du son, parfois appelée vitesse sonique, est un important paramètre dans l'écoulement des fluides compressibles. Nous établirons maintenant l'expression de la vitesse du son dans un gaz parfait en termes des variables du gaz.

Imaginons qu'une perturbation soit créée par le mouvement d'un piston à l'extrémité d'un tube (voir Figure I. 3). Une onde se déplace dans le tube à la vitesse  $c$ , qui est la vitesse du son. Supposons que, après le passage de l'onde, les variables du gaz aient changé d'une façon infinitésimale et que le gaz se déplace à la vitesse  $dV$  vers le front d'onde.

A la Figure I. 4, l'évolution est représentée du point de vue d'un observateur voyageant avec le front d'onde. Considérons la surface de contrôle représentée à cette figure.

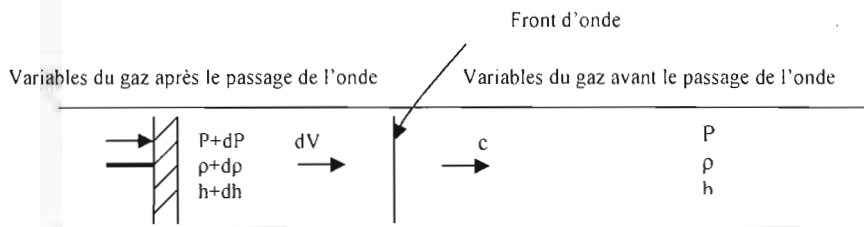


Figure I. 3 : observateur immobile

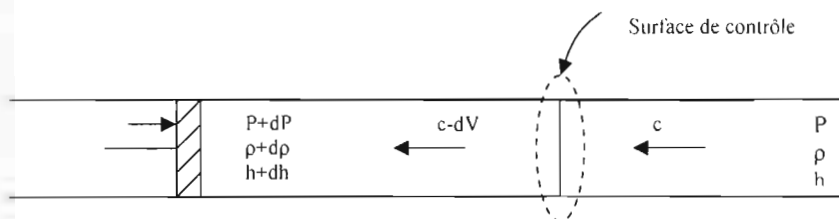


Figure I. 4 : l'observateur se déplaçant avec le front d'onde

D'après le premier principe appliqué à cette évolution à écoulement et états permanents, nous pouvons écrire :

$$h + \frac{c^2}{2} = (h + dh) + \frac{(c - dV)^2}{2} \quad (\text{I. 4})$$

$$dh - cdV = 0$$

D'après l'équation de continuité, nous pouvons écrire :

$$\rho A c = (\rho + d\rho) A (c - dV)$$

$$cd\rho - \rho dV = 0 \quad (\text{I. 5})$$

Considérons aussi la relation entre les variables suivantes :

$$Tds = dh - \frac{dP}{\rho}$$

Si l'évolution est isentropique,  $ds = 0$  de sorte que l'équation précédente peut être combinée à l'équation (I. 4) pour donner la relation suivante :

$$\frac{dP}{\rho} - cdV = 0 \quad (\text{I. 6})$$

Celle-ci peut être combinée à l'équation (I. 5) pour donner la relation suivante :

$$\frac{dP}{d\rho} = c^2$$

Puisque nous avons supposé l'évolution isentropique, la relation précédente s'écrit mieux sous la forme d'une dérivée partielle :

$$\left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = c^2 \quad (\text{I. 7})$$

Une autre démarche consiste à introduire l'équation de quantité de mouvement. Pour le volume de contrôle de la Figure I. 4, l'équation de quantité de mouvement est :

$$PA - (P + dP)A = m(c - dV - c) = \rho Ac(c - dV - c)$$

Donc on a :

$$dV = \rho cdP \quad (\text{I. 8})$$

En combinant cela à l'équation (I. 5), nous obtenons l'équation (I. 7) :

$$\left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = c^2$$

Il sera avantageux de résoudre l'équation (I. 7) pour la vitesse du son dans un gaz parfait. Nous pouvons établir quelques relations simples et très utiles lorsque les chaleurs massiques sont supposées constantes.

Pour l'évolution adiabatique réversible,  $ds = 0$ . Par conséquent :

$$Tds = du + Pdv = C_{v0}dT + Pdv = 0$$

D'après l'équation d'état d'un gaz parfait :

$$dT = \frac{1}{r}(Pdv + vdP)$$

Par conséquent :

$$\frac{C_{vo}}{r}(Pdv + vdP) + Pdv = 0$$

En considérant que :

$$C_{vo} = \frac{r}{k-1},$$

l'équation précédente devient :

$$\frac{1}{k-1}(Pdv + vdP) + Pdv = 0$$

$$\frac{dP}{P} + k \frac{dv}{v} = 0$$

Puisque  $v = \frac{1}{\rho}$ , l'équation précédente devient :

$$\frac{dP}{P} - k \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

Ou encore

$$\left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = \frac{kP}{\rho}$$

En combinant cette équation avec l'équation (I. 7), nous obtenons une équation pour la vitesse du son dans un gaz parfait :

$$c^2 = \frac{kP}{\rho} \quad (\text{I. 9})$$

Puisque, pour un gaz parfait :

$$\frac{P}{\rho} = rT$$

L'équation (I. 9) devient :

$$c^2 = krT \quad (\text{I. 10})$$

Le nombre de Mach est un nombre sans dimension, noté M, qui exprime le rapport de la vitesse locale V d'un fluide sur la vitesse du son c dans ce même fluide.

$$M = \frac{V}{c}$$

Lorsque  $M > 1$ , l'écoulement est supersonique ; lorsque  $M < 1$ , l'écoulement est subsonique ; lorsque  $M = 1$ , l'écoulement est sonique.



**I-5 Variables d'arrêt**

L'état d'arrêt isentropique est l'état qu'un fluide en écoulement atteindrait s'il subissait une décélération adiabatique et réversible jusqu'à la vitesse zéro. Cet état sera désigné par l'indice 0. D'après le premier principe appliqué à une évolution avec écoulement en régime permanent, nous concluons que :

$$h + \frac{V^2}{2} = h_0 \quad (\text{I. 11})$$

**I-6 Débit massique à travers la buse**

Pour un gaz parfait dont la chaleur massique est constante, l'équation (I. 11) devient :

$$V^2 = 2C_{p0}(T_0 - T) = 2 \frac{krT}{k-1} \left( \frac{T_0}{T} - 1 \right)$$

En combinant l'équation (I. 10) avec l'équation précédente nous obtenons :

$$\begin{aligned} V^2 &= \frac{2c^2}{k-1} \left( \frac{T_0}{T} - 1 \right) \\ \frac{V^2}{c^2} &= M^2 = \frac{2}{k-1} \left( \frac{T_0}{T} - 1 \right) \\ \frac{T_0}{T} &= 1 + \frac{(k-1)}{2} M^2 \end{aligned} \quad (\text{I. 12})$$

Pour une évolution isentropique :

$$\left( \frac{T_0}{T} \right)^{k/(k-1)} = \frac{P_0}{P}$$

Donc on a :

$$\frac{P_0}{P} = \left[ 1 + \frac{(k-1)}{2} M^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (\text{I. 13})$$

La théorie de l'écoulement unidimensionnel du gaz parfait permet d'obtenir le débit massique primaire à travers la buse. Ainsi à partir de l'équation de continuité nous obtenons :

$$\frac{m_0}{A} = \rho V = \frac{PV}{rT} \sqrt{\frac{kT_0}{kT_0}} = \frac{PV}{\sqrt{krT}} \sqrt{\frac{k}{r}} \sqrt{\frac{T_0}{T}} \sqrt{\frac{1}{T_0}}$$

En combinant l'équation (I. 12) avec l'équation précédente nous obtenons :

$$\frac{m_o}{A} = \frac{PM}{\sqrt{T_o}} \sqrt{\frac{k}{r}} \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \quad (\text{I. 14})$$

En combinant l'équation (I. 13) avec l'équation (I. 14) nous obtenons :

$$\frac{m_o}{A} = \frac{P_o}{\sqrt{T_o}} \sqrt{\frac{k}{r}} \times \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{(k+1)/2(k-1)}} \quad (\text{I. 15})$$

Le débit massique par unité d'air du fluide primaire à travers la gorge de la buse sera :

$$m_o = P_o \sqrt{\frac{k}{r T_o}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad (\text{I. 16})$$

Où  $k$  est le rapport de chaleur spécifique supposé constante.

### I- 7 Vitesse du fluide moteur à la sortie de la buse

Le rendement de la buse est défini comme étant le rapport entre l'énergie cinétique réelle à la sortie de la buse,  $V_1^2 / 2$ , et l'énergie cinétique que nous aurions pour une évolution isentropique entre les même conditions d'entrée et la même pression d'échappement, soit  $V_{1s}^2 / 2$ .

$$\eta_{buse} = \frac{V_1^2 / 2}{V_{1s}^2 / 2}$$

La vitesse du fluide primaire à la sortie de la buse, en supposant la vitesse d'entrée nulle, est :

$$V_1 = [2\eta_{buse} (h_o - h_{1s})]^{1/2} \quad (\text{I. 17})$$

### I- 8 Flux à travers la zone de mélange

L'équation de la conservation de la masse se traduit par :

$$m_o + m_4 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (\text{I. 18})$$

La conservation de la quantité de mouvement se traduit par :

$$m_o V_1 + P_4 A_2 = (m_o + m_4) V_2 + P_2 A_2 \quad (\text{I. 19})$$

La conservation de l'énergie se traduit par :

$$m_o h_o + m_4 h_4 = (m_o + m_4) (h_2 + V_2^2 / 2) \quad (\text{I. 20})$$

**I-9 Flux à travers le diffuseur**

Conservation de l'énergie

$$h_2 + V_2^2 / 2 = h_3 \quad (\text{I. 21})$$

Equation de l'efficacité du diffuseur :

$$h_{3'} - h_2 = \eta_d (h_3 - h_2) \quad (\text{I. 22})$$

Où  $\eta_d$  est l'efficacité du diffuseur, le point 3' a pour coordonnées  $P_3$  et  $s_2$  dans la Figure I. 2.

**I-10 L'aire de la section de la zone de mélange**

Le nombre de Mach à la section 2 pour un gaz parfait est :

$$M_2 = \frac{V_2}{\sqrt{kP_2 v_2}} \quad (\text{I. 23})$$

En combinant (I. 18) et (I.19) nous obtenons :

$$m_o V_1 + P_4 A_2 - P_2 A_2 = A_2 V_2^2 / v_2$$

En combinant l'équation (I. 21) avec l'équation précédente nous obtenons :

$$A_2 = \frac{m_o V_1}{P_2 (kM_2^2 + 1) - P_4}, \quad (\text{I. 24})$$

pour une unité de surface de la buse.

**I-11 Les équations optimales**

Le taux de rendement actuel dépend des conditions opératoires et de la géométrie de l'éjecteur. Pour certaines conditions, l'aire de la section de mélange optimale,  $A_2$ , peut être trouvée en maximisant  $m_4$  des équations (I. 16) et (I. 23) ci-dessus.

Ainsi, en dérivant les équations (I. 18) à (I. 22) avec  $dm_o = dm_4 = 0$ , les équations suivantes sont obtenues :

A partir de l'équation (I. 18)

$$dA_2 / A_2 + dV_2 / V_2 - dv / v = 0 \quad (\text{I. 25})$$

A partir de l'équation (I. 19)

$$(m_o + m_4)dV_2 + (P_2 - P_4)dA_2 + A_2dP_2 = 0 \quad (I. 26)$$

A partir des équations (I.20) et (I.21)

$$dh_2 + V_2dV_2 = 0 \quad (I. 27)$$

A partir de l'équation (I. 22)

$$dh_{3'} + (\eta_d - 1)dh_2 = 0 \quad (I. 28)$$

$$dh_{3'} = T_{3'}ds_{3'} + v_{3'}dP_{3'}$$

Du fait de la transformation isentropique  $ds_{3'} = ds_2$  et compte tenu du fait  $P_{3'}$  est une valeur fixe connue  $dP_{3'} = 0$ , l'équation précédente devient :

$$dh_{3'} = T_{3'}ds_2$$

L'équation (I. 28) devient :

$$T_{3'}ds_2 + (\eta_d - 1)dh_2 = 0$$

En substituant  $dh_2$  de l'équation (I. 27) l'équation précédente devient :

$$T_{3'}ds_2 + (1 - \eta_d)V_2dV_2 = 0 \quad (I. 29)$$

$$dh_2 = T_2ds_2 + v_2dP_2 \quad (I. 30)$$

$$dv_2 = -\left(\frac{\partial v_2}{\partial P_2}\right)_v dP_2 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial s_2}\right)_P ds_2 \quad (I. 31)$$

Avec  $Pv^k = \text{constante}$  pour une transformation isentropique des gaz parfaits l'équation (I.31) devient :

$$dv_2 = -\left(\frac{v_2}{kP_2}\right)dP_2 + \left(\frac{dv_2}{ds_2}\right)_P ds_2 \quad (I. 32)$$

La combinaison des équations (I. 25), (I.26), (I. 27), (I.29), (I.30) et (I.32) permet d'aboutir à l'équation suivante :

$$M_2^2 \left[ 1 + (1 - \eta_d) \frac{T_2}{T_{3'}} \left\{ \frac{d[\ln(T_2 / v_2)]}{d(\ln v_2)} \right\}_v + \frac{k}{1 - P_4 / P_2} \right] = 1 \quad (I.33)$$

## **I-12 La section de mélange optimale**

Pour certaines conditions, l'équation (I.33) est le meilleur critère de fonctionnement de l'éjecteur.

Pour une transformation isentropique des gaz parfaits nous avons les relations suivantes :

$$Pv^k = \text{constante},$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (\text{I. 34})$$

En introduisant l'équation (I. 34) dans l'équation (I. 33) nous obtenons :

$$M_2^2 \left[ 1 + (1 - \eta_d) (P_2 / P_3)^{\frac{k-1}{k}} \left( \frac{k}{1 - P_4 / P_2} - k \right) \right] = 1. \quad (\text{I. 35})$$

En combinant les équations (I. 21) et (I. 22) nous obtenons :

$$h_3 - h_2 = \eta_d (V_2^2 / 2). \quad (\text{I. 36})$$

Avec l'équation (I. 34), (I. 10) et les équations de gaz parfait suivantes :

$$h = C_p \dot{T},$$

$$C_p = \frac{kr}{k-1},$$

L'équation (I.36) devient :

$$(P_3 / P_2)^{\frac{k-1}{k}} - \eta_d M_2^2 (k-1) / 2 = 1 \quad (\text{I. 37})$$

Les équations (I. 35) et (I 37) donneront des solutions explicites pour  $M_2$  et  $P_2$  avec les valeurs de  $\eta_d$ ,  $k$ ,  $P_3$  et  $P_4$  connues. Donc, la section de mélange optimum,  $A_2$ , pour une unité d'aire de la buse peut être obtenu en substituant les valeurs de  $M_2$  et  $P_2$  dans l'équation (I. 24).

Ce chapitre a permis l'analyse et le dimensionnement de l'éjecteur en vue d'une utilisation dans un système de pompe à chaleur en version chauffage.



## **Chapitre II**

# **Analyse des pompes à chaleur à** **éjecteur**

## II-1 Théorie de la pompe à chaleur

Une pompe à chaleur est un système prélevant de la chaleur à un milieu à basse température pour en fournir à un milieu à température plus élevée.

### II-1.1 Principe de fonctionnement

Elle fonctionne comme un «réfrigérateur inversé», constitué d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène à l'état liquide ou gazeux selon les organes qu'il traverse. Ces organes sont au nombre de quatre :

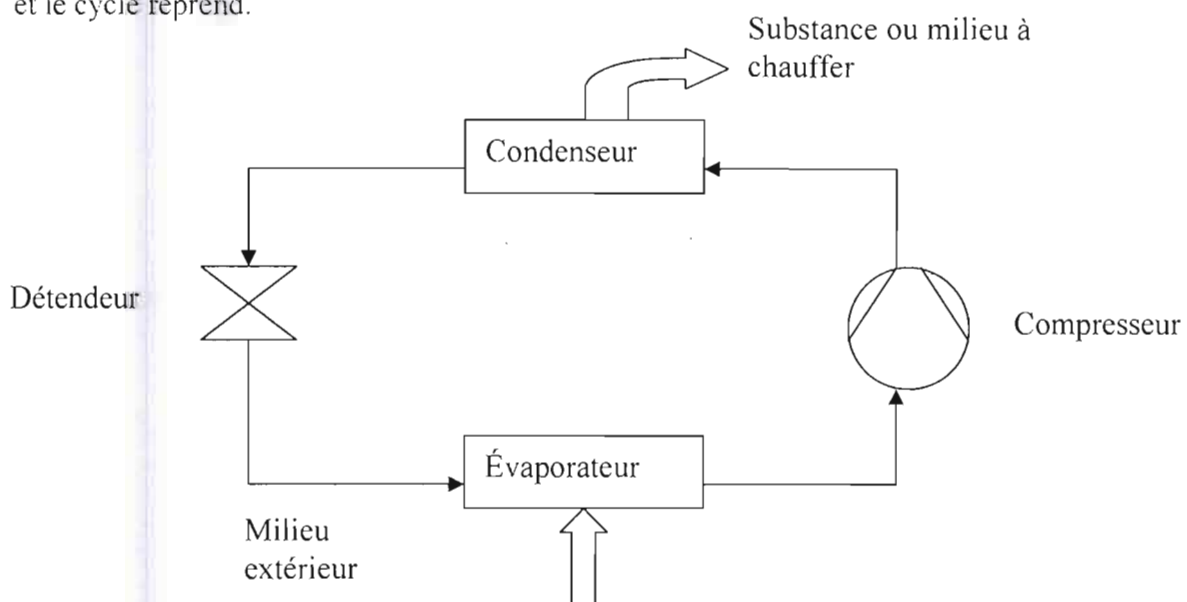
- Le compresseur
- L'évaporateur
- Le condenseur
- Le détendeur

Le compresseur : son rôle est d'aspirer le fluide frigorigène à l'état gazeux, de le comprimer pour augmenter sa pression et sa température.

Le condenseur : il restitue de la chaleur à la substance ou au milieu à réchauffer, ainsi le fluide frigorigène se refroidit et passe de l'état gazeux à l'état liquide.

Le détendeur : il abaisse la pression du liquide frigorigène qui amorce ainsi sa vaporisation avant de l'introduire dans l'évaporateur.

L'évaporateur : le fluide frigorigène à basse température et à basse pression y absorbe un peu de chaleur du milieu extérieur et devient gazeux. Ce gaz sera ainsi absorbé par le compresseur et le cycle reprend.



**Figure II. 1** : Schéma du cycle de la pompe à chaleur

## **II-1. 2 Les différents types de pompe à chaleur**

Il existe différents types de pompe à chaleur selon le milieu d'origine de l'énergie captée. On parle selon les cas de modèles air/air, air/eau, sol/sol, sol/eau ou eau/eau. Le premier terme désigne l'origine du prélèvement et le second, le mode de diffusion de la chaleur (soufflerie, circuit d'eau chaude, plancher chauffant avec fluide frigorigène).

Les pompes à chaleur sol/... ou eau/... sont dites « géothermiques ». Elles prennent l'énergie dans le sol ou les nappes souterraines.

Les pompes à chaleur air/air et air /eau sont dites « aérothermiques ». Elles prennent l'énergie dans l'air ambiant.

### **II-1.2.1 Pompe à chaleur géothermique**

#### **II-1.2.1.1 L'énergie disponible du sol**

Chaque jour, notre planète absorbe de l'énergie solaire qu'elle stocke sous forme de calories dans le sol. Pour peu qu'on sache l'exploiter, cette réserve de chaleur réapprovisionnée en permanence est inépuisable et gratuite. Capter cette énergie thermique, la transformer pour la rendre utilisable, s'en servir pour chauffer les habitations, c'est possible grâce à une machine maintenant bien au point : la pompe à chaleur géothermique. Cet équipement présente des performances très intéressantes, puisque, pour un kilowattheure d'énergie électrique consommé, il restitue trois à quatre kilowattheures de chaleur pour votre logement. Une bonne partie de votre chauffage peut donc être assurée par une énergie gratuite, renouvelable et non polluante prélevée dans le sol.

La particularité de cette pompe à chaleur est que l'évaporateur est enfoui dans le sous-sol. Le fluide frigorigène absorbe un peu de chaleur du sous-sol avant de passer au compresseur pour ensuite le restituer au bâtiment au niveau du condenseur.

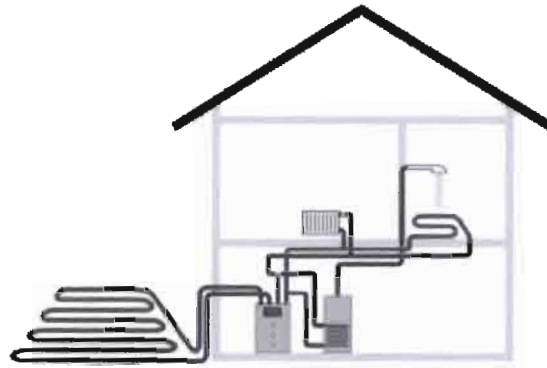


Figure II. 2 : Schéma d'une pompe à chaleur géothermique

### **II-1.2.1.2 Les avantages de la pompe à chaleur géothermique**

Le compresseur de la pompe à chaleur géothermique est entraîné par un moteur électrique. Pour un kilowattheure consommé, le bâtiment reçoit l'équivalent de trois à quatre kilowattheures de chaleur. Cependant, il faut tenir compte aussi de la consommation d'énergie électrique nécessaire au fonctionnement d'auxiliaires.

En tenant compte de ces consommations électriques supplémentaires, une pompe à chaleur géothermique bien dimensionnée peut quand même vous permettre d'économiser jusqu'à 60% de votre facture de chauffage, si l'on compare l'installation à celle d'un chauffage électrique conventionnel. La pompe à chaleur géothermique est aujourd'hui l'un des systèmes de chauffage les plus économes.

### **II-1.2.2 Pompes à chaleur aérothermique**

#### **II-1.2.2.1 L'énergie disponible dans l'air**

Elles récupèrent les calories de l'air ambiant (intérieur ou extérieur au bâtiment) et s'adaptent à de nombreuses situations : l'air est une source de chaleur facilement exploitable, sans capteur à installer et sans autorisation spéciale. Elles peuvent convenir dans une maison individuelle, neuve ou ancienne. La température de l'air extérieur varie beaucoup au cours de l'année. En conséquence, les performances des pompes à chaleur aérothermiques varient elles aussi largement.

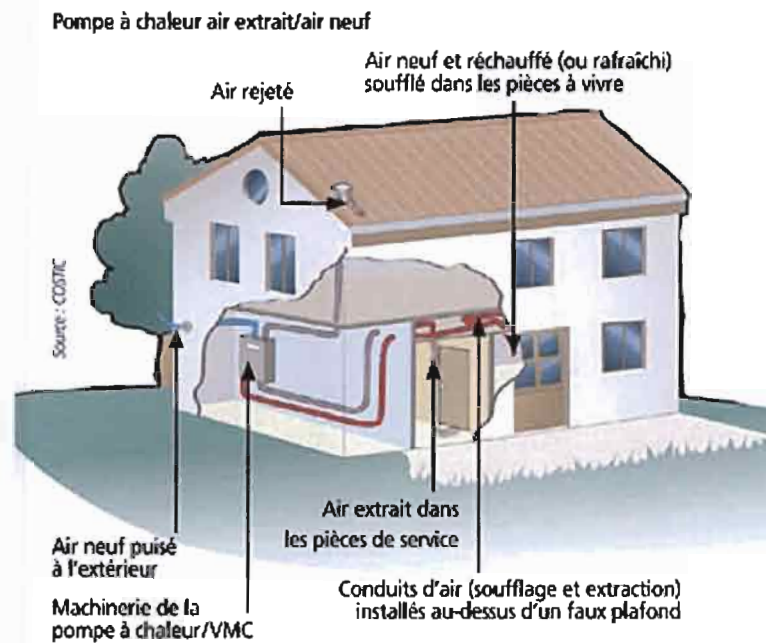


Figure II. 3 : Schéma d'une pompe à chaleur aérothermique

### II-1.2.2.2 Les avantages de la pompe à chaleur aérothermique

Les principaux avantages de la pompe à chaleur aérothermique sont :

- fonctionnement en mode chauffage et rafraîchissement ;
- idéaux pour les petits terrains et facile à mettre en œuvre car ne demandent pas de surface de captage ;
- performances élevées avec un coefficient de performance de 3,5 à 4 ;
- utilisable en appartement à chauffage individuel ;
- peu de fluide frigorigène, confiné dans la pompe à chaleur ;
- adaptation possible à un réseau de chauffage central existant.

Afin de pouvoir optimiser la consommation électrique des pompes à chaleur, un nouveau système a été mis au point : la pompe à chaleur avec éjecteur.



## II -2 Pompe à chaleur avec éjecteur

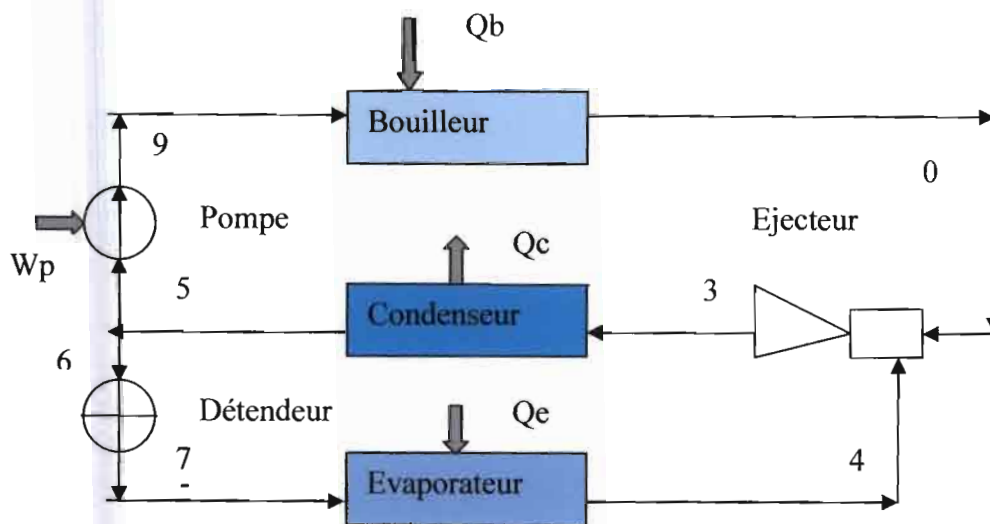


Figure II. 4 : Pompe à chaleur avec éjecteur

### II-2.1 Description de la pompe à chaleur avec éjecteur

Le système de pompe à chaleur avec éjecteur est constitué de deux circuits :

- un circuit primaire appelé circuit de puissance,
- un circuit secondaire appelé circuit de réfrigération.

Le circuit 0-3-5-9-0 de la figure 1 est le primaire et le circuit 3-5-7-4-3 le secondaire

Dans le circuit primaire, une quantité d'énergie,  $Q_b$ , est fournie au bouilleur pour évaporer le réfrigérant qui est à haute pression à l'état 9. La vapeur à l'état 0, qui représente le fluide primaire, traverse l'éjecteur où elle est mélangée à la vapeur à l'état 4, qui représente le fluide secondaire, provenant de l'évaporateur. Le mélange des deux vapeurs se fait dans la section de mélange, à la sortie de cette section le mélange entre dans le diffuseur où s'effectue une augmentation de pression. La vapeur à l'état 3 passe à travers le condenseur où elle est condensée jusqu'à l'état liquide 5. Le liquide à l'état 5 est ensuite pompé vers le générateur et complète ainsi le circuit.

Dans le circuit secondaire, le réfrigérant liquide à l'état 5 passe à travers un détendeur qui l'amène à l'état de basse pression, l'état 7. Le réfrigérant entre par la suite dans l'évaporateur

où il absorbe, en s'évaporant, une chaleur  $Q_e$ . Le réfrigérant à l'état 4 est mélangé avec le fluide primaire dans l'éjecteur où il est comprimé. Le mélange vapeur à l'état 3 passe à travers le condenseur où il est condensé jusqu'à l'état liquide 5 et complète ainsi le circuit.

## II-2.2 Analyse du cycle idéal de la pompe à chaleur avec éjecteur

L'analyse thermodynamique du cycle de Carnot donne l'efficacité maximale pour un moteur et le coefficient de performance maximal pour une pompe à chaleur. En utilisant la méthode de Bosnjakovic le coefficient de performance maximal pour un système de pompe à chaleur avec éjecteur peut être établi. En considérant l'ensemble du cycle de pompe à chaleur avec éjecteur comme système, le bouilleur apporte de la chaleur  $Q_b$ , l'évaporateur apporte de la chaleur  $Q_e$  et le condenseur libère de la chaleur  $Q_c$ . La pompe apporte aussi du travail,  $W_p$  au système.

D'après le premier principe de la thermodynamique nous avons :

$$Q_c = Q_b + Q_e + W_p \quad (\text{II.1})$$

Si nous considérons constantes les températures  $T_b$ ,  $T_e$  et  $T_c$  respectives du bouilleur, de l'évaporateur et du condenseur, le coefficient de performance maximum du système peut être obtenu pour un processus isentropique. Donc la variation d'entropie du bouilleur est  $\Delta s_b = Q_b / T_b$ , celle de l'évaporateur est  $\Delta s_e = Q_e / T_e$  et celle du condenseur est  $\Delta s_c = -Q_c / T_c$ .

Par conséquent la variation d'entropie totale du système est :

$$\Delta s = \frac{Q_b}{T_b} + \frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (\text{II.2})$$

Si nous considérons négligeable le travail de la pompe et si nous substituons l'équation (II.1) dans l'équation (II.2) nous obtenons :

$$Q_b \left[ \frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_e} \right] = Q_c \left[ \frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e} \right] \quad (\text{II.3})$$

Donc le coefficient de performance maximal du cycle de pompe à chaleur avec éjecteur version chaleur est :

$$(COP)_{h-idéal} = \frac{Q_c}{Q_b} = \frac{T_b - T_e}{T_b} \times \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (\text{II.4})$$

Par analogie nous avons pour le cycle de pompe à chaleur avec éjecteur version froid :

$$(COP)_{c-idéal} = \frac{T_b - T_c}{T_b} \times \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (\text{II.5})$$

Pour le cycle réel, les coefficients de performance sont obtenus en faisant le rapport de l'énergie obtenue sur l'énergie fournie.

$$(COP)_h = \frac{m_4 + m_o}{m_o} \times \frac{h_3 - h_5}{h_o - h_5} \quad (\text{II. 6})$$

$$(COP)_c = \frac{m_4}{m_o} \times \frac{h_4 - h_7}{h_o - h_5} \quad (\text{II. 7})$$

### **II-2.3 Etude des échanges thermiques au niveau de l'évaporateur et du condenseur**

Les principaux échanges de chaleur du système de pompe de chaleur avec éjecteur se font essentiellement au niveau du condenseur, de l'évaporateur et du bouilleur. Ainsi l'étude de ces échangeurs permettra d'obtenir les coefficients de performance optimaux.

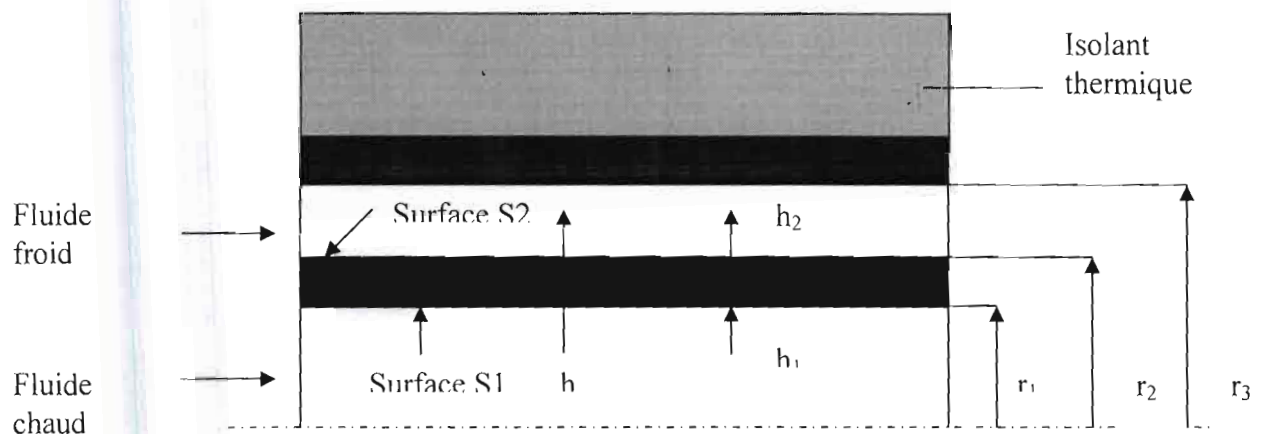
#### **II-2.3.1 Généralités sur les échangeurs de chaleur**

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Le type le plus simple d'échangeur de chaleur est un récipient dans lequel un fluide froid et un fluide chaud sont directement mélangés. Dans un tel système, les deux fluides atteindront la même température finale et la quantité de chaleur transmise peut être calculée en égalant l'énergie perdue par le fluide le plus chaud à l'énergie récupérée par le fluide le plus froid. Les réchauffeurs d'eau d'alimentation, les désurchauffeurs, les condenseurs à injection sont des exemples d'appareils de transmission de chaleur utilisant les mélanges directs des fluides. Toutefois, les échangeurs les plus courants sont ceux dans lesquels l'un des fluides est séparé de l'autre par une paroi ou une cloison à travers laquelle la chaleur s'écoule. Ces types d'échangeurs sont appelés récupérateurs. Il existe de nombreux modèles de tels appareils allant du simple tuyau placé à l'intérieur d'un autre tuyau de quelques centimètres carrés de surface d'échange de chaleur, à des condenseurs et des évaporateurs de plusieurs milliers de centimètres carrés de surfaces d'échange de chaleur. Entre ces extrêmes se trouvent de nombreux échangeurs à tube et enveloppe de type courant. Ces appareils sont très utilisés car on peut les construire avec de grandes surfaces d'échange de chaleur dans un volume relativement petit, ils peuvent être fabriqués avec des alliages résistants à la corrosion et sont employés pour chauffer, refroidir, évaporer ou condenser toutes sortes de fluides.

Nous limiterons notre étude aux échangeurs tubulaires simples et aux échangeurs à faisceaux complexes.

### II-2.3. 2 Les échangeurs tubulaires simples

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux types cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur :



**Figure II. 5 :** Schéma d'un échangeur tubulaire simple

Dans les calculs suivants nous supposons négligeables les pertes thermiques et qu'il n'y a pas de changement de phase au cours du transfert.

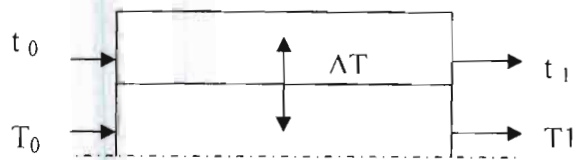
#### II-2.3. 2. 1 Notations

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température  $T_0$  et en sort à la température  $T_1$ , le fluide froid entre à  $t_0$  et sort à  $t_1$ .

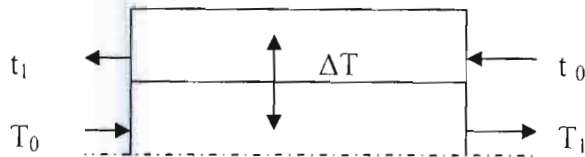
On distingue deux modes de circulation :

Circulation à courant parallèle (co-courant)





Circulation à contre courant



$P, p$  : débits respectifs des fluides chaud et froid

$C, c$  : chaleurs massiques à pression constante des fluides chaud et froid

### II-2.3. 2. 2 Flux échangé

#### II-2.3. 2. 2. 1 Coefficient global de transfert

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur :

$$Q = PC(T_0 - T_1) = pc(t_1 - t_0) \quad (\text{II. 8})$$

Par ailleurs le flux de chaleur  $Q$  transmis d'un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d'un tube cylindrique s'écrit :

$$Q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi h_{c1} r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda L} + \frac{1}{2\pi h_{c2} r_2 L}} \quad (\text{II. 9})$$

Où :  $\lambda$  est la conductivité thermique du cylindre

$h_{c1}$  le coefficient d'échange intérieur

$h_{c2}$  le coefficient d'échange extérieur

$L$  la longueur du cylindre

$r_1, r_2$  les rayons intérieur et extérieur du cylindre



En choisissant de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface  $S_2 = 2\pi r_2 L$ , nous aurons  $Q = KS_2 \Delta T$ . Le coefficient global de transfert de chaleur  $K$  d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$K = \left( \frac{r_2}{h_{c1} r_1} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} + \frac{1}{h_{c2}} + R_{en} \right)^{-1} \quad (\text{II.10})$$

Où  $R_{en}$  est une résistance thermique due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement.

### **II-2.3. 2. 2. 2 Flux échangé dans le cas où K est constant**

Pour déterminer le flux de chaleur dans n'importe lequel des cas, on doit intégrer l'équation  $dQ = KdS_2 \Delta T$

(II. 11)

sur toute la surface d'échange de chaleur.

Cette relation est fondamentale car elle permet de dimensionner un échangeur, c'est-à-dire de calculer la surface d'échange nécessaire pour transférer un flux imposé.

Le coefficient global de transmission de chaleur étant constant, la variation d'énergie cinétique étant négligeable, le corps de l'échangeur étant isolé on peut intégrer facilement l'équation (II. 11) pour un écoulement parallèle ou à contre courant. Le bilan énergétique appliqué à la surface  $dS_2$  donne :

$$dQ = -PCdT = \pm pc dt = KdS_2(T-t) \quad (\text{II. 12})$$

Dans le troisième terme le signe (+) s'applique à un écoulement parallèle et de même sens et le signe (-) à un écoulement à contre courant. Si la chaleur spécifique des fluides est indépendante de la température, on peut écrire le bilan thermique à partir de l'entrée jusqu'à une section transversale quelconque de l'échangeur, soit :

$$-PC(T-T_0) = pc(t-t_0) \quad (\text{II. 13})$$

L'équation (II. 13) donne :

$$T = T_0 - \frac{pc}{PC}(t-t_0) \quad (\text{II. 14})$$

Ce qui conduit à :

$$T-t = -\left(1 + \frac{pc}{PC}\right)t + \frac{pc}{PC}t_0 + T_0 \quad (\text{II. 15})$$

En substituant l'équation (II. 15) dans l'équation (II. 12) on obtient :

$$\frac{dt}{- [1 + (pc / PC)]t + (pc / PC)t_0 + T_0} = \frac{KdS_2}{pc} \quad (\text{II. 16})$$

En intégrant l'équation (II. 16) sur toute la longueur de l'échangeur nous obtenons :

$$\ln \left\{ \frac{- [1 + (pc / PC)]t_1 + (pc / PC)t_0 + T_0}{- [1 + (pc / PC)]t_0 + (pc / PC)t_0 + T_0} \right\} = - \left( \frac{1}{pc} + \frac{1}{PC} \right) KS_2 \quad (\text{II. 17})$$

En simplifiant l'équation (II. 17) nous obtenons :

$$\ln \left[ \frac{(1 + pc / PC)(t_0 - t_1) + T_0 - t_0}{T_0 - t_0} \right] = - \left( \frac{1}{pc} + \frac{1}{PC} \right) KS_2 \quad (\text{II. 18})$$

A partir de l'équation (II. 13) nous obtenons :

$$\frac{pc}{PC} = \frac{T_1 - T_0}{t_1 - t_0} \quad (\text{II. 19})$$

En introduisant l'équation précédente dans l'équation (II. 18) nous obtenons

$$\ln \left( \frac{T_1 - t_1}{T_0 - t_0} \right) = [(T_1 - t_1) - (T_0 - t_0)] \frac{KS_2}{Q} \quad (\text{II. 20})$$

En posant  $\Delta T_1 = (T_1 - t_1)$  et  $\Delta T_0 = (T_0 - t_0)$  l'équation (II. 20) peut s'écrire sous la forme

$$Q = KS_2 \frac{\Delta T_1 - \Delta T_0}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_0)} \quad (\text{II. 21})$$

En général il est pratique d'utiliser une différence de température effective  $\Delta T_m$  pour l'échangeur entier défini comme suit :

$$Q = KS_2 \Delta T_m \quad (\text{II. 22})$$

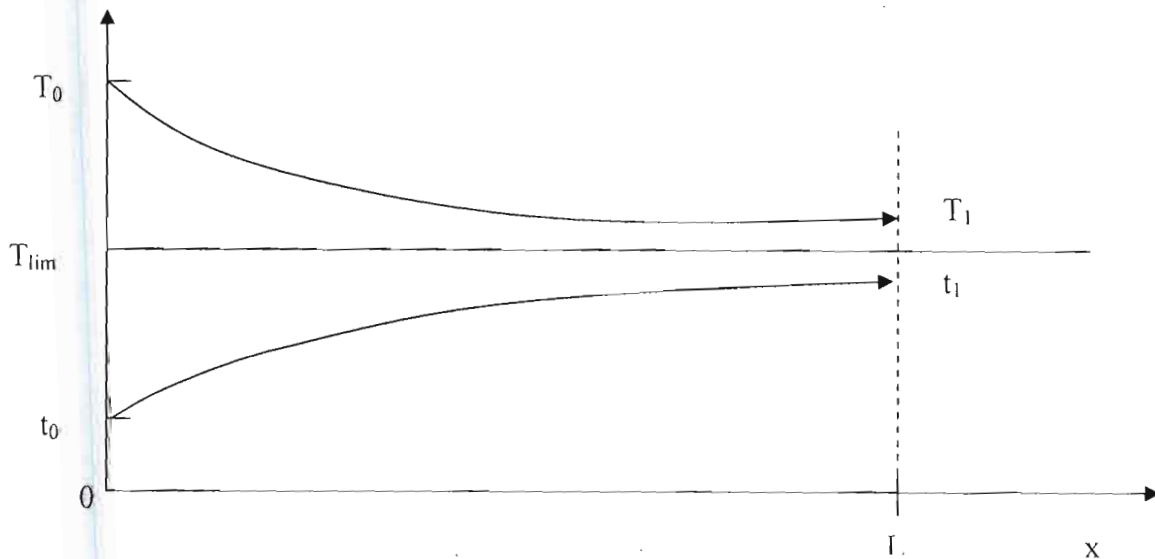
Où 
$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_0}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_0)} \quad (\text{II. 23})$$

$\Delta T_m$  désigne la moyenne logarithmique de la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

Cette différence de température s'applique également lorsque la température de l'un des fluides est constante.

L'utilisation de la moyenne logarithmique de la température est tout simplement une approximation car en général K n'est pas constant.

La distribution des températures des fluides le long de l'échangeur présente l'allure suivante :



**Figure II.6 :** Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à Co-courant

On remarque que la température de sortie du fluide froid est toujours inférieure à la température de sortie du fluide chaud car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.

Les deux fluides voient leur température se rapprocher d'une température limite  $T_{lim}$ , cette température est telle que :

$$T_{lim} = \frac{pct_0 + PCT_0}{pc + PC} \quad (\text{II. 24})$$

Fonctionnement à contre courant

La relation (II. 23) s'applique aussi bien à un échange à contre courant qu'à un échange à co-courant, mais les expressions de  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_0$  ne sont pas identiques dans les deux cas :

Co-courant

$$\Delta T_1 = T_1 - t_1$$

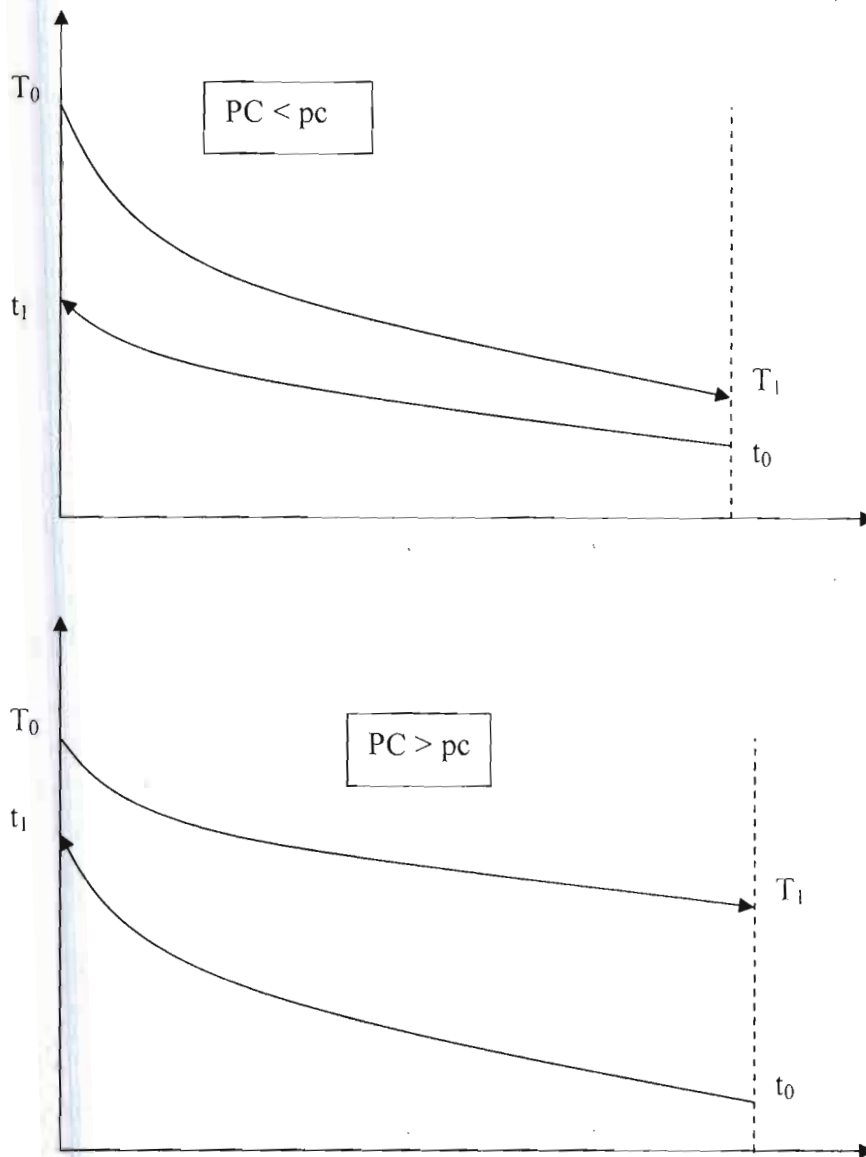
$$\Delta T_0 = T_0 - t_0$$

Contre courant

$$\Delta T_1 = T_1 - t_1$$

$$\Delta T_0 = T_0 - t_0$$

La distribution des températures dans un échangeur à contre courant présente l'une des deux allures suivantes :



**Figure II. 7 :** Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre courant

On remarque dans ce cas qu'il est possible d'obtenir une température de sortie du fluide froid supérieure à la température de sortie du fluide chaud, par contre il est impossible d'obtenir une température de sortie du fluide froid supérieure à la température d'entrée du fluide chaud.

Comparaison des deux modes de fonctionnement

Dans ces types d'échangeurs, le flux de chaleur transféré est toujours plus élevé avec un fonctionnement à contre courant car  $\Delta T_m$  est plus élevé.

A chaque fois que cela sera possible on choisira donc un fonctionnement à contre courant. Généralement un échangeur de chaleur de configuration quelconque aura des performances toujours supérieures à celles de l'échangeur tubulaire simple en co-courant et inférieure à celles d'un échangeur tubulaire simple en contre courant.

### **II-2.3.2. 2. 3 Flux échangé dans le cas où K n'est pas constant**

L'utilisation de la moyenne logarithmique de la température est tout simplement une approximation, car en général K n'est pas constant.

On utilise dans ce cas la méthode de Colburn qui fait l'hypothèse que le coefficient global de transfert K varie linéairement en fonction de  $\Delta T$  :  $K = a + b T$ .

Nous avons :

$$\text{A l'entrée de l'échangeur } K_0 = a + b \Delta T_0$$

$$\text{A la sortie de l'échangeur } K_1 = a + b \Delta T_1$$

$$\text{Avec } a = \frac{K_0 - K_1}{\Delta T_0 - \Delta T_1} \quad \text{et} \quad b = K_0 - \frac{K_0 - K_1}{\Delta T_0 - \Delta T_1} \Delta T_0$$

A partir de l'équation (II. 12) nous avons :

$$\frac{dT}{T-t} = -\frac{KdS_2}{PC}$$

Le calcul de  $\int_{T_0}^{T_1} \frac{dT}{K(T-t)}$

Après avoir exprimé K et t en fonction T nous obtenons :

$$Q = \frac{K_0 \Delta T_1 - K_1 \Delta T_0}{\ln \left( \frac{K_0 \Delta T_1}{K_1 \Delta T_0} \right)} S_2 \quad (\text{II. 25})$$

Dans le cas où K n'est pas linéaire sur tout l'échangeur, on découpera celui-ci en autant de morceaux sur lesquels on pourra faire l'hypothèse d'une variation linéaire de K.

Dans l'étude thermique des différents types d'échangeurs de chaleur présentée dans le paragraphe précédent, nous avons utilisé l'équation (II. 22).

Cette forme est commode lorsque toutes les températures finales nécessaires pour le calcul de la température moyenne sont connues, c'est pourquoi l'équation (II. 22) est très souvent utilisée pour le calcul d'échangeur devant fonctionner dans des conditions bien déterminées. Il existe toutefois de nombreux exemples où le coefficient global d'échange thermique K est



connu, ou du moins peut l'être, alors que les températures des fluides quittant l'échangeur ne sont pas connues. Ce type de problème se présente lors du choix d'un échangeur de chaleur où lorsque l'appareil a été étudié pour un certain débit et que les conditions d'utilisation imposent des débits différents pour un ou pour les deux fluides.

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et qui ne comprend aucune température de sortie, on introduit la notion d'efficacité de l'échangeur de chaleur

### II-2.3. 2. 3 Efficacité d'un échangeur de chaleur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infini fonctionnant à contre courant :

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (\text{II. 26})$$

Cas où  $PC < pc$ , la température de sortie du fluide le plus chaud serait égal à la température d'entrée du fluide le plus froid.

Alors  $T_1 = t_0$  d'où :  $Q_{\max} = PC(T_0 - t_0)$  et  $Q = PC(T_0 - T_1)$

On définit alors l'efficacité relative côté fluide chaud :

$$E_c = \frac{T_0 - T_1}{T_0 - t_0}$$

Cas où  $pc < PC$ , la température de sortie du fluide le plus froid serait égal à la température d'entrée du fluide le plus chaud.

Alors  $t_1 = T_0$  d'où :  $Q_{\max} = pc(T_0 - t_0)$  et  $Q = pc(t_1 - t_0)$

On définit alors l'efficacité relative côté fluide froid :

$$E_f = \frac{t_1 - t_0}{T_0 - t_0}$$

Donc on aura :

$$E = \frac{PC}{(PC)_{\min}} E_c = \frac{pc}{(PC)_{\min}} E_f$$

Où  $(PC)_{\min} = \min(PC, pc)$

Si  $(PC)_{\min} = PC$  alors  $E = E_c$

Si  $(PC)_{\min} = pc$  alors  $E = E_f$

Lorsque  $(PC)_{\min} = pc$  on a :

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 + PC/pc)KS_2/PC]}{1 + pc/PC}$$

Posons  $R = \frac{(PC)_{\min}}{(PC)_{\max}}$  on a  $0 < R < 1$

R est appelé « facteur de déséquilibre »

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 + R)NUT]}{1 + R}$$

$$\text{Alors } NUT = -\frac{\ln[1 - (1 + R)E]}{1 + R}$$

En reprenant ce calcul dans le cas où on a un fonctionnement à contre courant nous obtenons les relations suivantes :

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 - R)NUT]}{1 - R \cdot \exp[-(1 - R)NUT]}$$

$$NUT = \frac{1}{R - 1} \ln\left(\frac{E - 1}{RE - 1}\right)$$

### II-2.3. 2. 5 Méthodologie de dimensionnement d'un échangeur de chaleur

#### II-2.3 .2. 5. 1 Cas où les températures de sorties sont connues

Connaissant K, PC, pc,  $T_0$ ,  $T_1$ ,  $t_0$ ,  $t_1$ , on peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer la surface d'échange  $S_2$  :

Méthode de la moyenne logarithmique de la différence de température globale :

On calcule d'abord  $Q = PC (T_0 - T_1) = pc (t_1 - t_0)$ ,

ensuite  $\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_0}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_0}\right)}$  et

enfin on en déduit  $S_2 = \frac{Q}{K\Delta T_m}$ .

Méthode du nombre d'unités de transfert :

On calcule d'abord  $E$  et  $R$ , ensuite on détermine  $NUT$  par utilisation des formules établies précédemment ou des abaques et enfin on en déduit  $S_2 = NUT \frac{(PC)_{min}}{K}$

**II-2.3. 2. 5. 2 Cas où les températures de sorties sont inconnues :**

Connaissant  $K$ ,  $PC$ ,  $pc$ ,  $T_0$ ,  $t_0$ ,  $S_2$ , on peut utiliser l'une des deux méthodes suivantes pour calculer les températures de sorties  $T_1$  et  $t_1$  :

Méthode de la moyenne logarithmique de la différence de température globale :

Elle nécessite la résolution par des méthodes numériques du système de deux équations :

$$PC (T_0 - T_1) = KS_2 \Delta T_m$$

$$PC (T_0 - T_1) = pc (t_1 - t_0)$$

Méthode du nombre d'unités de transfert :

On calcule d'abord  $NUT$  et  $R$ , ensuite

On détermine  $E$  par utilisation des abaques. Dans l'expression de  $E$  ne figure qu'une seule température inconnue  $T_1$  ou  $t_1$  que l'on calcule et

Enfin on détermine la deuxième température par le bilan thermique global de l'échangeur :

$$PC (T_0 - T_1) = pc (t_1 - t_0)$$

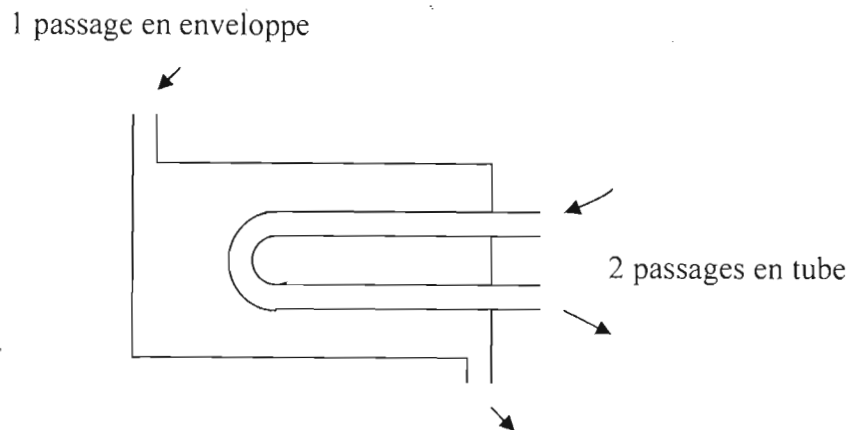
On remarque qu'il est préférable d'utiliser la méthode du nombre d'unités de transfert car elle s'applique directement sans avoir recours à des méthodes numériques.

L'échangeur tubulaire simple est le modèle le plus simple d'échangeur que l'on puisse concevoir. Cependant il est difficile avec ce type d'échangeur d'obtenir des surfaces d'échange importantes sans aboutir à des appareils très encombrants. C'est l'une des raisons qui conduit à développer les échangeurs à faisceaux complexes.

### II-2.3. 3 Les échangeurs à faisceaux complexes

#### II-2.3. 3. 1 Echangeur 1 – 2

Dans cet échangeur le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage alors que le fluide circulant dans le tube effectue deux passages.



**Figure II. 8** : Schéma d'un échangeur 1 – 2

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unités de transfert NUT et l'efficacité E de l'échangeur :

$$NUT = -(1 + R^2)^{-1/2} \ln \left[ \frac{2/E - 1 - R - (1 + R^2)^{1/2}}{2/E - 1 - R + (1 + R^2)^{1/2}} \right]$$

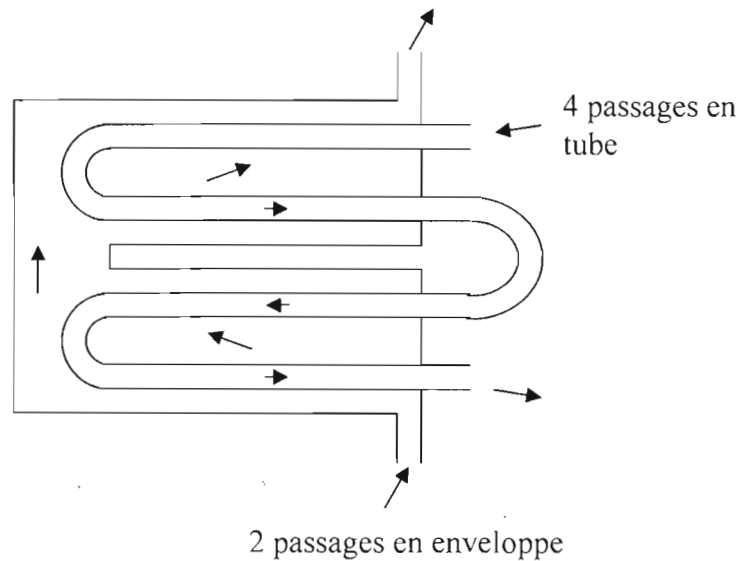
$$E = 2 \left\{ 1 + R + (1 + R^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NUT(1 + R^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + R^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$$

On trouvera en annexe les abaques établis à partir de cette relation. Le calcul d'un échangeur 1 – 2 s'effectue en appliquant la méthode du NUT telle qu'elle a été décrite pour les échangeurs tubulaires simples.

Lorsque l'échangeur 1 – 2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à 0,75, on cherche à se rapprocher davantage de l'échangeur à contre courant en effectuant deux passages en calandre.

#### II-2.3. 3. 2 Echangeur 2 – 4

Cet échangeur comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en enveloppe effectue deux passages et le fluide dans le tube quatre passages.



**Figure II. 9** : Schéma d'un échangeur 2 – 4

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unités de transfert et l'efficacité de l'échangeur :

$$E_{2-4} = \frac{\left[ (1 - E_{1-2}R)(1 - E_{1-2})^2 \right] - 1}{\left[ (1 - E_{1-2}R)(1 - E_{1-2})^2 \right] - R}$$

Avec  $E_{1-2}$  efficacité de l'échangeur 1 – 2 fonctionnant dans les mêmes conditions.

On trouvera en annexe les abaques établis à partir de cette relation. Le calcul d'un échangeur 2 – 4 s'effectue en appliquant la méthode du NUT telle qu'elle a été décrite pour les échangeurs tubulaires simples.

### II-2.3. 3. 3 Echangeur à courants croisés

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Un fluide est dit non brassé s'il s'écoule dans une veine divisée en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, il est dit brassé dans le cas contraire. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine. Les échangeurs à courant croisé sont surtout utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et un liquide circulant dans les tubes.



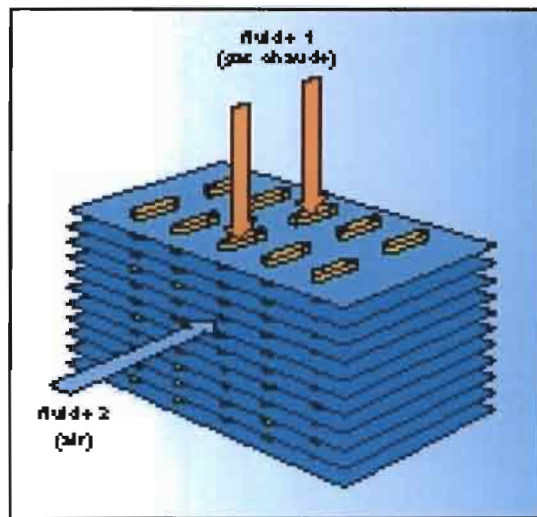


Figure II. 10 : Echangeur à courants croisés

Comme pour l'échangeur tubulaire simple, il existe une relation reliant le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur :

Un fluide (PC)<sub>min</sub> brassé :

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{\Gamma}{R}\right) \quad \text{avec } \Gamma = 1 - \exp(-R.NUT)$$

$$NUT = -\frac{1}{R} \ln[1 + R \ln(1 - E)]$$

Un fluide (PC)<sub>max</sub> brassé :

$$E = \frac{1}{R} [1 - \exp(-\Gamma R)] \quad \text{avec } \Gamma = 1 - \exp(-NUT)$$

$$NUT = -\ln\left[1 + \frac{1}{R} \ln(1 - ER)\right]$$

Le calcul d'un échangeur à courants croisés s'effectue en appliquant la méthode du NUT telle qu'elle a été décrite pour les échangeurs tubulaires simples. On trouvera en annexe les abaques établies à partir de ces relations.

#### **II-2.3. 4 Echangeurs de la pompe à chaleur :**

Un système de pompe à chaleur comporte au moins deux échangeurs de chaleurs :

- un condenseur dont le but est de fournir de la chaleur à la substance à chauffer,
- un évaporateur dont le rôle est d'absorber la chaleur du milieu extérieur.

Ces deux échangeurs se caractérisent par un écoulement diphasique du fluide frigorigène.

### II-2.3. 2. 4 Nombre d'unités de transfert

#### II-2.3. 2. 4. 1 Définition

On appelle nombre d'unités de transfert NUT le rapport adimensionnel  $\frac{KS_2}{q_{l\min}}$  qui est aussi à  $\frac{T_0 - t_0}{\Delta T_m}$  pour le fluide chaud dans le cas d'un échangeur tubulaire simple :

$$NUT_1 = \frac{KS_2}{PC} = \frac{T_0 - t_0}{\Delta T_m} \quad (\text{II. 27})$$

Le nombre d'unités de transfert de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur.

Nous allons montrer dans ce qui suit qu'il est lié à l'efficacité de l'échangeur et que son utilisation permet de simplifier les calculs de dimensionnement des échangeurs.

#### II-2.3. 2. 4. 2 Expression de NUT en fonction de l'efficacité

L'efficacité d'un échangeur de chaleur étant connue on peut déterminer directement le flux de chaleur Q à partir de l'équation.

$$Q = E(PC)_{\min} (T_0 - t_0) = PC(T_0 - T_1) = pc(t_1 - t_0) \quad (\text{II. 28})$$

Nous allons illustrer la méthode de calcul de l'efficacité d'un échangeur de chaleur dans le cas d'un écoulement parallèle.

Introduisons l'efficacité dans l'équation (II. 18) en remplaçant  $(t_0 - t_1) / (T_0 - t_0)$  par la valeur de l'efficacité tirée de l'équation (II. 28).

On obtient :

$$\ln \left[ 1 - E \left( \frac{(PC)_{\min}}{PC} + \frac{(PC)_{\min}}{pc} \right) \right] = - \left( \frac{1}{pc} + \frac{1}{PC} \right) KS_2$$

Où 
$$1 - E \left( \frac{(PC)_{\min}}{PC} + \frac{(PC)_{\min}}{pc} \right) = \exp \left[ - (1/pc + 1/PC) KS_2 \right]$$

$$E = \frac{1 - \exp \left[ - (1 + PC/pc) KS_2 / PC \right]}{(PC)_{\min} / PC + (PC)_{\min} / pc}$$

Lorsque  $(PC)_{\min} = PC$  on a :

$$E = \frac{1 - \exp \left[ - (1 + PC/pc) KS_2 / PC \right]}{1 + PC/pc}$$

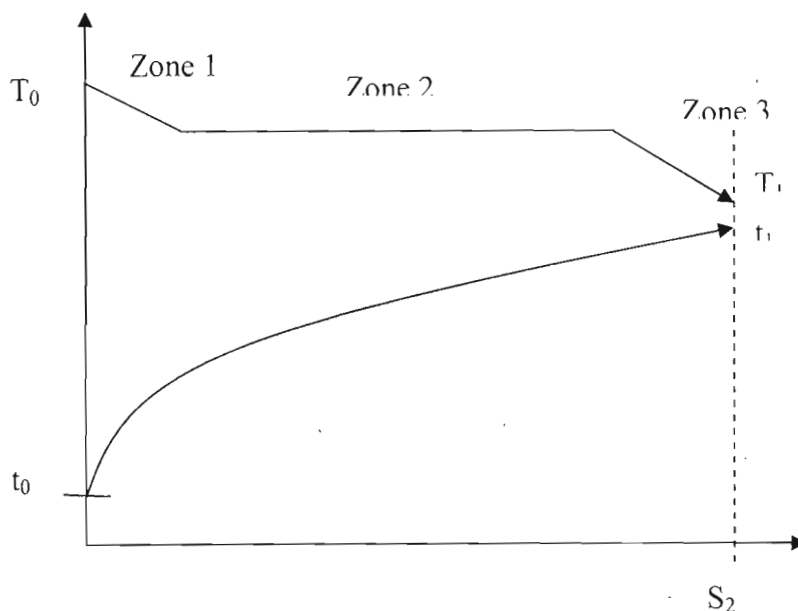
## II-2.3. 4.1 Les condenseurs

### II-2.3. 4.1. 1 Généralité

Dans un condenseur, la phase liquide du fluide frigorigène apparaît quand la température de la surface de refroidissement devient inférieure à la température de saturation du fluide frigorigène sous la pression de condensation. Ceci se produit à une distance très faible de l'entrée du condenseur, pratiquement dès le début s'il s'agit d'un condenseur à eau. On peut ainsi observer, quasiment dès l'entrée de l'échangeur, la présence contre la paroi froide d'une mince couche de liquide sur la surface de laquelle un film de vapeur saturée se condense.

Le condenseur peut dès lors être divisé en trois zones fonctionnelles :

- ✓ Zone 1 : zone de désurchauffe, où l'échange se fait entre vapeurs surchauffées et milieu extérieur ;
- ✓ Zone 2 : zone de condensation, où l'échange se fait entre vapeurs condensantes et milieu extérieur ;
- ✓ Zone 3 : zone de sous refroidissement, où l'échange se fait entre liquide et milieu extérieur.



**Figure II. 11 :** Évolution des températures dans un condenseur

**II-2.3. 4.1. 2 Performance**

Les condenseurs doivent posséder un coefficient de transmission de chaleur K le meilleur possible afin de limiter les surfaces d'échange et les différences de température à maintenir entre fluide frigorigène et milieu extérieur.

Classification	Type de refroidissement	Type	Coefficient K ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )
A chaleur sensible	Air	- circulation naturelle	9 à 12
		- circulation forcée	24 à 30
A chaleur latente	Eau	- immersion	240 à 300
		- double tube et contre-courant	700 à 950
		- multitubulaires (horizontaux)	700 à 1100
A chaleur latente	Atmosphériques	- ruissellement simple	240 à 300
		- ruissellement contre courant	800 à 1100
		- Multitubulaire (verticaux)	800 à 1400
	Evaporation forcée	- tubes lisses	240 à 350
- tubes à ailette		120 à 180	

**Tableau II. 1** : Coefficient global de transmission de chaleur K pour différents types de condenseur

**II-2.3. 4. 2 Evaporateur****II-2.3. 4. 2. 1 Généralité**

Dans ce type d'échangeur, l'évaporation se produit à l'intérieur des tubes dans lesquels le fluide frigorigène circule. Celui-ci commence à s'évaporer avant l'entrée de l'évaporateur et est totalement vaporisé à la sortie.

On peut dès lors considérer que la température du fluide frigorigène est constante et égale à la température de vaporisation. Si l'on admet que le coefficient global de transfert  $K$  est constant, le profil des températures a l'allure suivante :

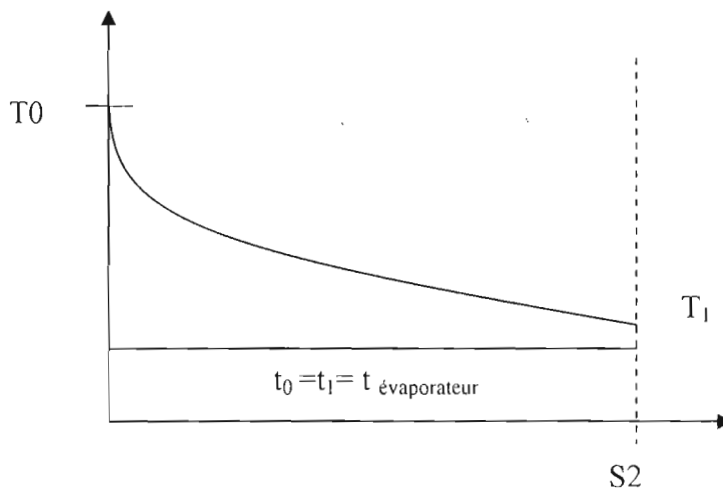


Figure II. 12 : Évolution des températures dans un évaporateur

### II-2.3. 4. 2. 2 Performance

Comme le condenseur, l'évaporateur doit posséder un bon coefficient  $K$  de transmission de chaleur pour limiter la surface d'échange et la différence de température entre fluide frigorigène et milieu extérieur.

Nature des évaporateurs	Type	$K (W . m^{-2} K^{-1})$	
Refroidisseur de liquide	A immersion	-A serpentins	70 à 95 (1) 230 à 290 (2)
		-A argiles	400 à 470 (2)
		- Intensifs	580 (2)
	Double tube et courant		580 à 820
	A ruissellement		930 à 1400
	Multitubulaires à calandres	- horizontaux	460 à 700
- verticaux		820 à 1400	



	Plaques eutectiques	-eau ou saumure	35 (1) 95 (2)
Refroidisseurs de gaz	Circulation d'air naturelle	- tubes lisses	19 à 24
		- tubes ailettés	7 à 9
		- plaques eutectiques	6 à 8
	Circulation d'air forcée	- tubes lisses	35 à 47
		- tubes ailettés	16 à 24

(1) liquide non agité

(2) liquide agité mécaniquement

**Tableau II. 2** : Coefficient global de transmission de chaleur  $K$  pour différents types d'évaporateur

Dans ce chapitre nous avons fait l'étude de la théorie de la pompe à chaleur. Il présente une étude détaillée de la pompe à chaleur avec éjecteur et des échangeurs thermiques. En outre pour dimensionner ces échangeurs, nous allons procéder à une étude générale des réfrigérants.

## Chapitre III

### Sélection du réfrigérant

### III-1 Généralités

Les fluides frigorigènes sont des composés chimiques facilement liquéfiables dont on utilise la chaleur latente de vaporisation comme source de production de froid. Il existe un très grand nombre de fluides frigorigènes, certains très anciens et d'autres apparus récemment. Les principaux fluides sont les suivants :

- ✓ Eau
- ✓ Chlorure d'éthyle
- ✓ Ether éthylique
- ✓ Ether méthylique
- ✓ Anhydride sulfureux
- ✓ Ammoniac
- ✓ Chlorure de méthyle
- ✓ Anhydride carbonique
- ✓ Dérivés fluorés et chlorés d'hydrocarbures

Les fluides frigorigènes les plus couramment utilisés dans l'industrie frigorifique actuellement sont les dérivés fluorés et chlorés d'hydrocarbures auxquels il faut ajouter l'ammoniac qui est encore largement utilisé.

Les dérivés chloro-fluorés proviennent du méthane ou de l'éthane auxquels les atomes de fluore et de chlore ont été substitués aux atomes d'hydrogènes. On rencontre :

CFC	Chlorofluorocarbures	Tous les atomes d'hydrogènes ont été remplacés par du chlore ou du fluor
HCFC	Hydro chlorofluorocarbures	Il subsiste de l'hydrogène et ils contiennent du chlore
HFC	Hydrofluorocarbures	Il subsiste de l'hydrogène mais ils ne contiennent pas du chlore
FC	Fluorocarbures	Ils ne contiennent ni de l'hydrogène ni du chlore (hydrocarbures complètement fluorés)
HC	Hydrocarbures	Ils contiennent de l'hydrogène mais pas du fluor ni du chlore

**Tableau III. 1** : Classification des fluides frigorigènes

### III-2 Nomenclature des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont nommés à partir de leur formule chimique en respectant les conventions suivantes :

Un préfixe composé :

- D'une lettre « R » suivie ou pas d'un trait d'union ou d'espace
- On peut aussi remplacer ce préfixe par un nom commercial

Un suffixe, qui est un nombre de deux ou trois chiffres :

- Le chiffre des unités indique le nombre d'atomes de fluor contenu dans la molécule.
- Le chiffre des dizaines indique le nombre d'atomes d'hydrogène plus un.
- Le chiffre des centaines indique le nombre d'atomes de carbone moins un (dans la série du méthane, ce chiffre égal à zéro, n'est pas pris en compte dans la nomenclature.
- Les atomes de chlore ne sont pas pris en considération.
- La lettre « Bn » quelquefois placée après le nombre indique la présence de brome. Le chiffre « n » qui suit représente le nombre d'atomes de brome.
- Une lettre minuscule est ajoutée au suffixe pour différencier les isomères (mêmes atomes, mais position différente sur la chaîne moléculaire)

Certains fluides frigorigènes obtenus à partir de mélanges d'autres fluides se comportent comme des corps purs, leur changement d'état se fait à température et à pression constante, ils sont alors dits azéotropiques. Aucune formule chimique de ces fluides ainsi obtenus ne peut être définie, ils sont alors numérotés dans la série 500. Les différents mélanges y sont répertoriés par ordre chronologique de fabrication : R500, R501, etc.

Les mélanges ne se comportant pas comme des corps purs, leur changement d'état se faisant à pression constante et à température variable, sont dits zéotropiques et sont numérotés par ordre chronologique d'apparition dans la série 400. Des suffixes en lettres majuscules sont ajoutés pour différencier les produits ayant les mêmes composants, mais dans des proportions massiques différentes : R404A, R404B, R404C.

La différence de température relevée pendant le changement d'état s'appelle intervalle de distillation.

Les fluides frigorigènes d'origine inorganique (dépourvus d'atomes de carbones) et quelques cas particuliers comme le CO<sub>2</sub> sont répertoriés dans la série 700. Leur nomenclature est ainsi constitué :

- Chiffre des centaines est égal à 7

- Chiffre des dizaines et unités est égal à la masse molaire du fluide

### III-3 Principaux fluides usuels :

Les principaux types de fluides frigorigènes utilisés dans toutes les applications confondues jusqu'à ces dernières années sont les suivants :

Fluide frigorigène	Formule chimique	Température d'ébullition (°C) à pression atmosphérique	Observation
R717 (Ammoniac)	NH <sub>3</sub>	-33,3	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Très courant dans la réalisation d'installations industrielles</li> <li>• Production frigorifique volumique importante</li> <li>• Attaque le cuivre et ses alliages</li> <li>• Toxique</li> <li>• Stable jusqu'à 150°C</li> </ul>
R11	CCl <sub>3</sub> F	+23,8	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Incolore à odeur très faiblement étherée</li> <li>• Neutre vis-à-vis des métaux usuels</li> <li>• Bon marché, utilisé en conditionnement d'air sur système à grande puissance équipés de turbocompresseur</li> <li>• Arrêt de production à partir de 1995</li> </ul>
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	-29,8	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Incolore à odeur presque nulle</li> <li>• Extrêmement courant</li> <li>• Utilisé dans toutes les installations industrielles, commerciales et réfrigérateurs ménagers</li> <li>• Pas d'action sur les métaux utilisés sur les systèmes frigorifiques</li> <li>• Stable jusqu'à 120°C</li> <li>• Production nulle à partir de 1995 pour la CEE</li> </ul>



R22	CHClF <sub>2</sub>	-40,8	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Incolore à odeur très légèrement étherée</li> <li>• Largement utilisé en conditionnement d'air</li> <li>• Neutre vis-à-vis des métaux couramment utilisés</li> <li>• Peut se décomposer à 150°C</li> </ul>
R502	R22 +R115	-45,6	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mélange azéotrope R22 (48%) et R115 (51,2%)</li> <li>• Incolore à odeur très légèrement étherée</li> <li>• Utilisé dans les vitrines réfrigérées, les congélateurs, les installations de surgélation des aliments</li> <li>• Se décompose à des températures voisines de 150°C</li> </ul>
R13	CClF <sub>3</sub>	-81,4	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Incolore à odeur étherée</li> <li>• Utilisé pour l'obtention de basses températures (-80°C à -100°C), sur les installations en cascades</li> <li>• Se décompose à 160°C</li> <li>• Production nulle à partir de 1995 pour la CEE</li> </ul>
R13B1	CF <sub>3</sub> Br	-57,8	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Même utilisation que R13</li> <li>• Lyophilisation alimentaire (températures de -40°C à -70°C)</li> </ul>
R114	C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	+3,5	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Utilisé dans les installations de climatisation de pompes à chaleur industrielles</li> </ul>
R142b	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> ClF <sub>2</sub>	-9,25	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Utilisé dans les installations de pompes à chaleur haute température (jusqu'à 100°C en température de condensation)</li> </ul>

Tableau III. 2 : Principaux fluides frigorigènes usuels

### **III-4 Critères de choix d'un fluide frigorigène :**

Pour faire une bonne sélection d'un fluide frigorigène pour une application donnée, on doit tenir compte des critères suivants :

- ✓ Critères thermodynamiques
- ✓ Critères de sécurité
- ✓ Critères techniques
- ✓ Critères d'action sur l'environnement
- ✓ Critères économiques

#### **III-4. 1 Critères thermodynamiques**

Ils sont nécessaires à prendre en compte puisque les systèmes frigorifiques relèvent précisément des lois de la thermodynamique.

##### **III-4. 1. 1 Température d'ébullition**

On s'arrangera pour que, dans la mesure du possible, la température d'évaporation soit supérieure à la température d'ébullition normale. De cette façon, si ce critère est respecté, la totalité des circuits de la machine est en surpression vis-à-vis de l'extérieur et l'on ne risque pas l'introduction d'air atmosphérique et d'eau.

##### **III-4. 1. 2 Température critique**

La température de condensation de la machine doit toujours être inférieure à la température critique. Le rendement du cycle de la machine se dégrade lorsqu'on s'approche de la température critique. La température de condensation étant ce qu'elle est puisque imposée par la température du fluide de refroidissement ; plus la température critique est basse, plus l'efficacité du système frigorifique décroît.

##### **III-4. 1. 3 Pression du cycle frigorifique**

Dans l'état actuel de la technique des composants du système, la pression de condensation ne doit pas dépasser 20 à 25 bars. Inversement la pression d'évaporation ne doit pas être trop basse. Le domaine d'emploi du compresseur frigorifique est ainsi bien défini par le constructeur. On doit impérativement rester dans ces limites.

Pour garder une bonne efficacité au compresseur, le taux de compression doit aussi rester limité. Des taux de compression importants, outre qu'ils sont généralement la cause d'échauffements excessifs du fluide, nuisent au rendement volumétrique et effectif. La consommation énergétique du compresseur augmente. Pour les mêmes températures de condensation et d'évaporation, les taux de compression changent avec le fluide frigorigène.

#### **III-4. 1. 4 Echauffement des vapeurs au cours de la compression**

Selon la nature du fluide frigorigène, la surchauffe des vapeurs peut s'accroître fortement, au cours de la compression ; la température de refoulement peut rapidement devenir intolérable. Avec ces fluides il faut limiter le taux de compression et admettre les vapeurs dans le compresseur à des températures les plus basses possibles. Elle peut aussi augmenter très peu au cours de la compression.

Enfin pour d'autres fluides la surchauffe des vapeurs diminue plus ou moins fortement au cours de la compression. Pour éviter l'apparition de liquide au cours de la compression de ces fluides, il importe de les surchauffer suffisamment avant leur admission dans le compresseur. Le tableau ci après donne les températures qui seraient atteintes à la fin d'une compression idéale (isentropique) pour divers fluides frigorigènes et les surchauffes obtenus en fin de compression. Les conditions d'aspiration sont les mêmes pour tous ces fluides : pression d'évaporation correspondant à 0°C, surchauffe initiale des vapeurs aspirés de 5 K et, dans tous les cas, pression de refoulement correspondant à une température de condensation de 35°C.

FRIGORIGENE	TEMPERATURE DE REFOULEMENT (°C)	DE SURCHAUFFE AU REFOULEMENT (K, °C)
R11	48,11	13,11
R12	45,07	10,07
R13B1	46,71	11,71
R22	56,21	21,21
R114 (asp 7,5°C)	35,04	07,5
R500	46,71	11,71
R502	44,07	09,07
R123	40,24	05,24
R124	38,81	03,81
R125	40,07	05,07

R134a	43,37	08,37
R142b	43,58	08,58
R152a	51,26	16,26
R404A	43,08	08,08
FX10	48,64	13,64
Ammoniac (R717)	87,84	52,84
Vapeur d'eau	>200	=200

**Tableau III. 3** : Variation de la température de refoulement et de la surchauffe des vapeurs en fin de compression isentropique pour différents fluides frigorigènes.

On remarque que le R22, et surtout l'ammoniac se démarque nettement des autres fluides.

#### **III-4. 1. 5 Volume massique à l'aspiration du compresseur**

S'il est élevé, il conduit à des débits volumiques aspirés importants d'où la nécessité de recourir à des compresseurs plus importants, donc plus chers.

#### **III-4. 1. 6 Production frigorigène volumique**

C'est une grandeur très importante représentant la quantité de froid produite par unité de volume de fluide aspiré par le compresseur. Plus cette grandeur est importante, plus petit est le débit volumique aspiré par le compresseur pour produire une puissance frigorigène donnée. Plus réduite, et moins chère, est alors la machine de compression. Cette grandeur varie beaucoup avec les conditions du cycle frigorigère et la nature du fluide frigorigère.

#### **III-4. 2 Critères de sécurité**

L'utilisateur de fluide frigorigère prête une attention particulière à ces critères. On s'y intéresse particulièrement lorsque la machine frigorigère est située dans des locaux occupés par le grand public.

##### **III-4. 2. 1 Toxicité du fluide**

On distingue trois types de toxicités pour l'inhalation de fluide frigorigère :

- ✓ Toxicité aiguë : résultant de l'inhalation, pendant un temps court, de quantité relativement forte de vapeur de frigorigère ;



- ✓ Toxicité subaiguë : résultant de l'inhalation pendant un temps assez long de quantités beaucoup plus faibles de vapeur ;
- ✓ Toxicité chronique : résultant de l'inhalation pendant un temps très long, de quantités très faibles de vapeur.

On est loin de pouvoir quantifier précisément les proportions de fluides frigorigènes dans l'air associées à ces divers types de toxicité. On définit une proportion maximale de fluides frigorigènes dans l'air, proportion qu'on ne doit en aucune manière dépasser et qui dépend du fluide frigorigène considéré et de la réglementation du pays considéré. Au Etats-Unis par exemple, on a adopté un classement de produits toxiques en six catégories principales selon le degré de toxicité, comme il est mentionné dans le tableau ci après.

CATEGORIES	DEFINITION CATEGORIELLE	EXEMPLES
1	Gaz ou vapeur qui, à une concentration de l'ordre de 0,5% à 1% en volume et pour une durée d'exposition de l'ordre de 5 minutes, causent des lésions graves ou mortelles	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Anhydride sulfureux</li> </ul>
2	Gaz ou vapeurs qui, à une concentration de l'ordre de 0,5% à 1% en volume et pour une durée d'exposition de l'ordre de 30 minutes, causent des lésions graves ou mortelles	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ammoniac</li> <li>• Bromure de méthyle</li> </ul>
3	Gaz ou vapeurs qui, à une concentration de l'ordre de 1% à 2,5% en volume et pour une durée d'exposition de l'ordre d'une heure causant des lésions graves ou mortelles	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formiate de méthyle</li> <li>• Chloroforme</li> <li>• Tétrachlorure de carbone</li> </ul>
4	Gaz ou vapeurs qui, à une concentration de l'ordre de 2% à 2,5% en volume et pour une durée d'exposition de l'ordre de deux heures, causent des lésions graves ou mortelles	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Chlorure de méthyle</li> <li>• Bromure d'éthyle</li> </ul>



4/5	Toxicité intermédiaire entre 4 et 5	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Chlorure de méthylène</li> <li>• Chlorure d'éthyle</li> <li>• R112, R113, R21</li> </ul>
5	Gaz ou vapeurs moins toxiques que ceux de la catégorie 4, mais plus toxique que ceux du groupe 6	<ul style="list-style-type: none"> <li>• R11, R22, R502, CO<sub>2</sub></li> <li>• Butane, éthane, propane</li> </ul>
6	Gaz ou vapeurs qui, à une concentration de l'ordre de 20% en volume et pour une durée d'exposition d'au moins deux heures, ne semblent pas causer de lésions	<ul style="list-style-type: none"> <li>• R12</li> <li>• R13</li> <li>• R13B1</li> <li>• R23, R114, R503</li> </ul>

**Tableau III. 4 :** Echelle de toxicité des gaz du « National Board of Fire underwriters » U.S.A

### III-4. 2. 2 Inflammabilité

On considère le cas des fluides ininflammables et des fluides inflammables. Parmi ces derniers il faut étudier les limites d'inflammabilité, surtout la limite inférieure qui est particulièrement importante : plus elle est faible, plus le fluide est dangereux. Des substances susceptibles de faire d'excellents fluides frigorigènes, comme les hydrocarbures sont jusqu'à présent restés sur la touche en raison de leur caractère combustible. L'ammoniac est combustible mais les limites inférieures (17% en volume) et supérieures (25% en volume) d'inflammabilité, limites élevées et proches l'une de l'autre confèrent à ce fluide une moindre chance d'inflammation que bien d'autres.

### III-4. 2. 3 Action sur les denrées entreposées

Bien que le fluide frigorigène soit destiné à être confiné dans le circuit frigorifique, il est intéressant de considérer l'action qu'il peut avoir, en cas de fuite, sur les denrées entreposées. Certains fluides ont une action pratiquement nulle (R12) et d'autres une action très importante (Ammoniac).

### **III-4. 2. 4 Action biologiques**

On ne peut maintenant valider l'usage d'un fluide frigorigène que si celui-ci s'est révélé dépourvu d'action cancérigène ou et d'action mutagène (perturbation du développement embryonnaire conduisant à des monstruosités).

Ces essais biologiques sont longs et coûteux. Ils sont loin d'être terminés, voire d'avoir commencé, pour de nombreux néo-frigorigènes.

### **III-4. 3 Critères techniques**

#### **III-4. 3. 1 Action sur les métaux et alliages**

Le fluide frigorigène ne doit avoir aucune action sur les métaux avec lesquels il est en contact dans le circuit frigorigène. En dehors de l'ammoniac qui ne tolère pas le cuivre (ce qui l'exclut des groupes moto compresseurs hermétiques classiques, les bobinages des moteurs étant en cuivre), tous les autres fluides frigorigènes anciens et nouveaux, acceptent tous les métaux courants.

#### **III-4. 3. 2 Action sur les matières plastiques et les élastomères**

On doit considérer l'action du fluide frigorigène seule sur ces substances mais plus généralement l'action du couple frigorigène/lubrifiant. Quand l'action physico-chimique du fluide frigorigène se manifeste (essentiellement quand il est en phase liquide, ou des mélanges frigorigène+huile), elle se traduit par divers phénomènes :

- Gonflement (le plus souvent) ou au contraire rétraction de la matière plastique ou de l'élastomère,
- Ramollissement ou au contraire durcissement,
- Extraction d'une partie des constituants de la substance,
- Affaiblissement de ses propriétés mécaniques,
- Diffusion du frigorigène à travers la substance qui devient impropre à assurer l'étanchéité.

#### **III-4. 3. 3 Comportement en présence d'eau**

La présence d'eau peut poser de nombreux problèmes avec la plupart des fluides frigorigènes :

- formation d'hydrates, association d'une molécule de frigorigène avec plusieurs molécules d'eau. Ces hydrates qui se déposent sous forme solide à basse température peuvent entraîner des bouchages de circuits en particulier des orifices des détendeurs ;
- destruction chimique de molécules de frigorigène par hydrolyse.

#### **III-4. 3. 4 Efficacité des échanges thermiques**

C'est un critère d'une grande importance étant donné qu'une machine frigorifique comporte au moins deux importants échangeurs : l'évaporateur et le condenseur, dont les prix interviennent fortement sur le prix total de la machine. Les coefficients de convection des fluides frigorigènes qui se vaporisent ou se condensent varient notablement d'un fluide à un autre. Ceci a une influence évidente sur les calculs de dimensionnement des échangeurs et sur leur prix.

#### **III-4. 3. 5 Aptitude aux fuites**

Les fuites doivent être faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle. L'aptitude aux fuites est d'autant plus grande que la tension superficielle des huiles en présence du frigorigène est faible. Des tensions superficielles importantes sont de nature à réduire l'importance des fuites (en raison de l'importance des forces capillaires). Les fluides halogènes chlorés et surtout fluorés ont des tensions superficielles très faibles, donc sont plus sensibles aux risques de fuites.

#### **III-4. 3. 6 Stabilité thermique du fluide frigorigène**

Le fluide frigorigène doit pouvoir supporter sans se décomposer, l'action des températures (parfois assez élevées) qu'il rencontre au cours de son évolution dans le cycle thermodynamique. La stabilité varie d'un fluide à l'autre et dépend également de la mesure des matériaux avec lesquels le fluide est en contact. Les hydrocarbures halogénés sont assez stables pour les niveaux de températures couramment utilisés.

#### **III-4. 4 Critères d'action sur l'environnement**

Ces critères concernent principalement les actions sur la couche d'ozone et sur l'effet de serre.

### **III-4. 5 Critères économiques**

#### **III-4. 5. 1 Prix du fluide frigorigène**

L'impact du prix sur le choix du fluide, longtemps considéré comme mineur, voit actuellement son importance grandir. Le prix des lubrifiants associés aux fluides frigorigènes est aussi à considérer. Les huiles polyesters, imposées par les frigorigènes HFC et leurs mélanges, sont beaucoup plus chères que les huiles minérales acceptables avec les anciens fluides frigorigènes.

#### **III-4. 5. 2 Incidence du fluide frigorigène sur le prix de l'installation**

Cette incidence est à considérer car le fluide frigorigène influe sur le prix du compresseur et des échangeurs.

#### **III-4. 5. 3 Disponibilité du fluide frigorigène**

Elle doit être suffisante pour couvrir les besoins des installateurs et agents de maintenance des installations et ceci sans délai.

#### **III-4. 5. 4 Récapitulatif**

Un fluide frigorigène parfait devrait présenter les qualités suivantes :

- chaleur latente de vaporisation très élevée ;
- point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas compte tenu des conditions de fonctionnement désirées (températures d'évaporation) ;
- faible taux de compression ;
- faible volume massique de la vapeur saturée, rendant possible l'utilisation d'un compresseur et des tuyauteries de dimensions réduites ;
- température critique très élevée
- pas d'action sur le lubrifiant employé conjointement avec le fluide ;
- composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique ;
- pas d'action sur les métaux composant le circuit (par exemple l'ammoniac attaque le cuivre) ; pas d'action sur les joints ;
- non inflammable et non explosif en mélange avec l'air ;



- sans effet sur la santé des gens qui le manipule ;
- sans action sur les denrées à conserver
- sans odeur ou n'ayant qu'une faible odeur non désagréable ;
- fuites faciles à détecter et à localiser par méthode visuelle ;
- pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère ;
- être d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile ;
- pas d'action sur la couche d'ozone

Il ressort de tout ce qui précède que le fluide idéal doit posséder plusieurs qualités. Aucun des fluides utilisés à ce jour n'obéit à la totalité de ces nombreux critères. Le choix que l'on fait résulte finalement d'un compromis entre des demandes qui sont parfois divergentes, sinon opposées.

CRITERES	SOUHAITABLES
<b>Critères thermodynamiques</b>	
Température d'ébullition normale	$T_{eb} < T_o$
Température critique $T_{cr}$	$T_{cr} \gg T_k$
Echauffement durant la compression :	
Taux de compression	Faible
Coefficient de compression adiabatique	Faible
Production frigorifique volumique	Grande
Taux de pyrolyse (décomposition chimique obtenue par chauffage)	Faible
<b>Critères de sécurité</b>	
Toxicité	Nulle
Inflammabilité	Nulle
Action sur les denrées	Nulle
<b>Critères techniques</b>	
Action sur les métaux et alliages	Nulle
Action sur les plastiques élastomères	Nulle
Action sur l'huile :	
Chimique	Nulle
Physique	Non miscibilité
Tolérance de l'eau	Bonne



Efficacité des échanges thermiques	Elevée
Aptitude aux fuites	Faible
Possibilité de détection des fuites	Grande
<b>Critères économiques</b>	
Prix	Bas
Disponibilité	Grande
<b>Critères environnementaux</b>	
Potentiel de destruction de la couche d'ozone	Nul
Potentiel d'action sur l'effet de serre	Nul

( $T_o$  : température d'évaporation ;  $T_k$  : température de condensation)

**Tableau III. 5** : Résumé des critères souhaitables d'un fluide frigorigène

### III-5 Substitution des CFC

#### III-5. 1 Nécessité

L'utilisation des CFC entraîne des rejets de ces produits à l'atmosphère, ce qui provoque des nuisances à l'environnement telles que leur action sur la couche d'ozone et leur action sur l'effet de serre.

#### III-5. 1. 1 Action sur la couche d'ozone

La couche d'ozone est altérée par l'action du chlore contenu dans les composés halogénés d'hydrocarbures de longues durées de vie dans l'atmosphère, essentiellement par les CFC mais aussi, dans une moindre mesure cependant, par les HCFC. Le processus de destruction simplifié est le suivant :

$\text{CFC} \rightarrow \text{Cl}$  (libération de chlore par décomposition des CFC sous l'action des UV)

$\text{Cl} + \text{O}_3 \rightarrow \text{ClO} + \text{O}_2$  (destruction de l'ozone par le chlore libéré)

$\text{ClO} + 1/2\text{O}_2 \rightarrow \text{Cl} + \text{O}_2$  (ClO instable, nouvelle réaction avec  $\text{O}_2$  présent dans l'atmosphère).

L'action de chaque composé sur l'ozone est caractérisée par le potentiel de destruction de l'ozone qui est désigné par le sigle ODP (Ozone Depletion Potential) ; ou encore, en français, le « Potentiel d'action sur l'ozone stratosphérique, PAOS ». Les valeurs d'ODP sont données en se référant au R11, un des CFC les plus agressifs à ce point de vue. Le tableau ci-après donne quelques valeurs d'ODP pour divers fluides frigorigènes. Seuls les fluides frigorigènes ayant un ODP nul perdureront.

Fluides	ODP	Fluides	ODP
R11	1	R123	0,013-0,022
R12	0,9-1	R124	0,016-0,024
R22	0,04-0,06	R125	0
R23	0	R134a	0
R32	0	R141b	0,07-0,1
R113	0,8-0,9	R142b	0,05-0,06
R114	0,6-0,8	R143a	0
R115	0,3-0,5	R152a	0
NH <sub>3</sub>	0	R500	0,66-0,74
CO <sub>2</sub>	0	R502	0,17-0,28
		Propane	0

**Tableau III. 6** : Valeurs d'ODP pour divers fluides frigorigènes

### III-5. 1. 2 Action d'effet de serre

L'effet de serre est indispensable à notre planète qui, en son absence, aurait une température beaucoup trop basse pour qu'elle soit habitable. L'excès de ces gaz à effet de serre, gênant la sortie (vers le cosmos) du rayonnement terrestre de grande longueur d'onde, peut à la longue s'avérer néfaste en provoquant un réchauffement lent du monde.

A côté de ces gaz à effet de serre bien connus : vapeur d'eau, gaz carbonique, méthane, oxyde d'azote, les frigorigènes (CFC) apportent leur pierre à cette action. Leur influence est même notable car ils sont heureusement encore peu répandus dans l'atmosphère, leur influence est beaucoup plus grande que par exemple le gaz carbonique(CO<sub>2</sub>), le gaz à effet de serre le plus connu.

L'action d'effet de serre est caractérisée par le potentiel d'action sur l'effet de serre désigné par le sigle GWP (Global Warming Potential) : ou encore, en français, le « Potentiel d'action sur l'effet de serre, PAES », et nouvellement le « Pouvoir de Réchauffement du Globe, PRG ». Le tableau ci-après donne les valeurs du GWP rapporté au R11 ou, ce qui est plus significatif, au CO<sub>2</sub>. Ces rapports changent avec la période de temps envisagée car les molécules de CO<sub>2</sub> et celle d'un gaz considéré ne disparaissent pas dans l'atmosphère à la même vitesse.

Fluides frigorigènes	GWP (rapporté au R11)	GWP (rapporté au CO2 sur une période de...)		
		20 ans	100 ans	500ans
R11	1	4500	3500	1500
R12	2,8 – 3,4	7100	7300	4500
R22	0,32 – 0,37	4100	1500	510
R113	1,3 – 1,4	4500	4200	2100
R114	3,7 – 4,1	6000	6900	5500
R115	7,4 – 7,6	5500	6900	7400
NH3	0	0	0	0
CO2	-	1	1	1
R123	0,017 – 0,020	310	85	29
R124	0,092 – 0,1	1500	430	150
R125	0,51 – 0,65	4700	2500	860
R134a	0,24 – 0,29	3200	1200	420
R141b	0,084 – 0,097	1500	440	150
R142b	0,34 – 0,39	3700	1600	540
R143a	0,72 – 0,76	4500	2900	1000
R152a	0,026 – 0,33	510	140	47
R500	-	5370( ?)	5420( ?)	3330( ?)
R502	-	4820( ?)	4260( ?)	4040( ?)
Propane	-	31	11	-

( ? ) : À considérer avec réserve (simple estimation)

**Tableau III. 7 :** Potentiel d'action sur l'effet de serre PAES (GWP) de divers fluides frigorigènes en prenant comme références les actions du R11 et du CO<sub>2</sub>.

### III-5. 2 Mesures

Pour protéger l'environnement, bon nombre d'états se sont engagés à prendre des dispositions pour instituer un programme de réduction de la production jusqu'à l'arrêt total des CFC

- ❖ 16 septembre 1987 : Protocole de Montréal qui prévoit l'arrêt de la production du CFC en l'an 2000

- ❖ Juin 1990 : Mise à jour du protocole de Londres qui établit un programme de réduction de la consommation des CFC de 20% en 1993 ; 50% en 1995 ; 85% en 1997 et 100% en 2000.
- ❖ 02 décembre 1993 : Décision du ministère de l'environnement de la CEE à Bruxelles, proposition de porter la date d'arrêt des HCFC en 2014. Pour 1995 et au-delà, 0% de consommation des CFC (R11, R12, R113, R114, R115, R500, R502).
- ❖ Décembre 1997 : Protocole de Kyoto proposant des mesures de contrôle et de réduction de l'émission des gaz à effet de serre.

### **III-5. 3 Fluides de transition et de substitution**

Tous les fluides de l'industrie frigorifique sont condamnés, à l'exception de l'ammoniac. On peut ainsi envisager l'étude de nouvelles machines utilisant de nouveaux fluides frigorigènes, ainsi que le développement de filières frigorifiques nouvelles.

#### **III-5. 3. 1 Fluides de transition**

Les fluides de transition sont ceux qui ne sont pas visés dans l'immédiat. Ils sont constitués par des HCFC comme le R22, le R141b, R142b ou de mélange de fluides (MP39, FX56, FX10, R691, etc.). Leur but est de faire perdurer l'existence du matériel frigorifique en cours d'amortissement.

#### **III-5. 3. 2 Fluides de substitution**

Les fluides de substitution sont ceux exempts de chlore, c'est-à-dire dont la nocivité est nulle (ODP=0). Leur but est de remplacer à plus ou moins long terme dans les installations neuves, les fluides utilisés actuellement. Ils sont constitués par les HFC : R134a, K61 ou K60 (R32+R125+R134a), R404A, (R125+R143a+R134a), AZ50 (R125+R143a).

Le tableau suivant donne les principales possibilités d'utilisation des fluides de transition et de substitution.



APPLICATIONS	FLUIDES USUELS	FLUIDES DE TRANSITION	FLUIDES DE SUBSTITUTION
Appareils domestiques	R12, R500	MP39, FX56	R134a, R290
Refroidisseurs d'eau	R11, R12, R114, R717	R123, R142b	R245, R134a, R717
Froid commercial (à température positive)	R12	MP39, FX56, R22	R134a
Froid commercial (à température négative)	R502	HP80, FX10 ISCEON 69L R22	R404A R125, FX40, R507 AZ50, KLEA60
Froid industriel	R717, R22	R22	R717, R404A
Froid à basse température	R13B1 R13, R503	-	ES20 R23
Climatisation	R22 R500	FX57 MP66	R134a, AZ20 AC9000, KLEA66
Climatisation automobile	R12 R500	MP52, DP40 FX57, MP66	R134a

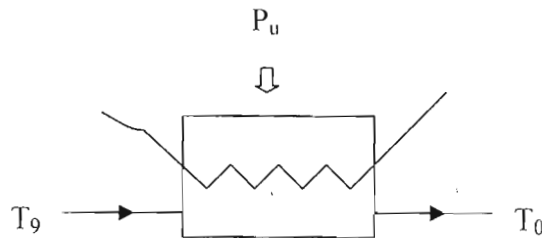
**Tableau III. 8** : Principales applications des fluides frigorigènes de substitution

Dans les systèmes de pompe à chaleur avec éjecteur version chauffage, en plus des critères établis précédemment, les fluides frigorigènes doivent avoir de fortes températures de saturation pour des pressions relativement basses. C'est ce qui a motivé la sélection de trois réfrigérants à savoir l'eau, le fréon 22 et le fréon 142b qui répondent le mieux aux critères.



## **Chapitre IV**

### **Application de la pompe à chaleur avec éjecteur à la cuisinière**

**IV-1 Méthodologie de calcul****IV-1. 1 Modélisation des équations au niveau du bouilleur**

$$P_u \eta_{bo} = m_9 L_{vap}(T_{vap})$$

En tenant compte de la surchauffe après la saturation nous obtenons :

$$P_u \eta_{bo} = m_9 L_{vap}(T_{vap}) + m_0 c_{p0}(T_{moy}) \Delta T \quad (IV. 1)$$

Avec :

$P_u$  la puissance thermique fournie au niveau du bouilleur,

$$\Delta T = T_0 - T_{vap}$$

$L_{vap}(T_{vap})$  la chaleur latente de vaporisation à la température  $T_{vap}$

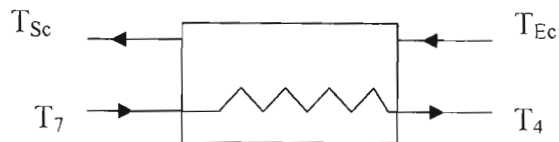
$m_9$  le débit massique du fluide frigorigène qui entre au niveau du bouilleur

$m_0$  le débit massique du fluide frigorigène qui sort du bouilleur

$\eta_{bo}$  le rendement du bouilleur

$c_{p0}(T_{moy})$  la chaleur massique du fluide frigorigène à la température  $(T_0 + T_{vap})/2$ .

### IV-1. 2 Modélisation des équations au niveau de l'évaporateur



$$m_4(h_4 - h_7) = \eta_{ev} C_{\min} (T_{Ec} - T_7) \quad (IV. 2)$$

Avec

$$C_{\min} = \min ( m_7 c_{p7}, m_{fc} c_{fc} ),$$

$h_4, h_7$  les enthalpies massiques respectives du fluide frigorigène aux points 4 et 7,

$m_7$  le débit massique à l'entrée de l'évaporateur,

$m_4$  le débit massique qui sort de l'évaporateur,

$m_{fc}$  le débit massique du fluide de la source chaude,

$c_{p7}$  chaleur massique du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur,

$c_{fc}$  chaleur massique du fluide de la source chaude,

$\eta_{ev}$  le rendement de l'évaporateur.

### IV-1. 3 Modélisation des équations au niveau de l'éjecteur

En se référant à la figure I. 1

L'équation de la conservation de l'énergie

$$m_0 h_0 + m_4 h_4 = m_3 h_3 \quad (IV. 3)$$

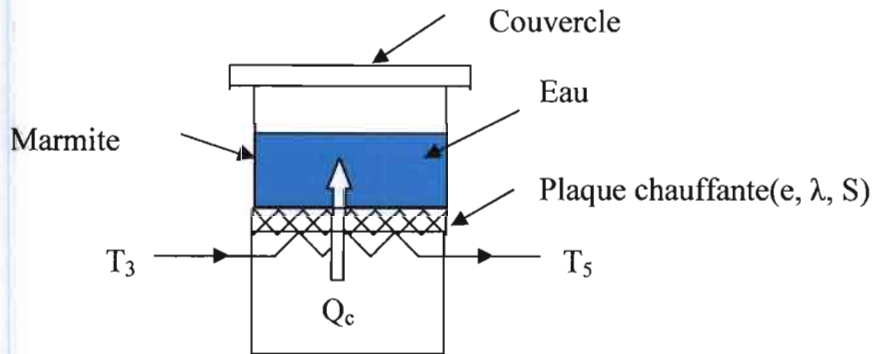
L'équation de la conservation de la masse

$$m_0 + m_4 = m_3 \quad (IV. 4)$$

Avec :

$m_3$  le débit massique du fluide frigorigène qui sort de l'éjecteur,

$h_0, h_4, h_3$  les enthalpies massiques respectives du fluide frigorigène aux points 0, 4 et 3.

**IV-2 Modélisation des équations au niveau du condenseur****Figure V.1** : schéma de la cuisinière

$$[m_3 L_{cond}(T_{cond}) + m_3 c_{p3}(T_5 - T_{cond})]\eta_{cond} = KS(T_{Rm} - T_i) \quad (IV.5)$$

$$T_5 = \frac{KS\left(\frac{T_3}{2} - T_i\right) - \eta_{cond}\left(m_3 L_{cond}(T_{cond}) - m_3 c_{p3}T_{cond}\right)}{\eta_{cond} m_3 c_{p3} - \frac{KS}{2}}$$

$$m_e c_{pe} \frac{\partial T}{\partial t} = KS(T_{Rm} - T) - K'S'(T - T_{ex}) \quad (IV.6)$$

En procédant à une discrétisation de l'équation précédente nous obtenons :

$$m_e c_{pe}(T_f - T_i) = [KS(T_{Rm} - T_i) - K'S'(T_i - T_{ex})]\Delta t \quad (IV.7)$$

**IV-1. 4 Résolution des équations**

La résolution du système d'équation ci-dessous permettra de déterminer la température à l'entrée du condenseur  $T_3$ .

$$P_u \eta_{bu} = m_9 L_{vap} (T_{vap}) + m_0 c_{p0} (T_{moy}) \Delta T$$

$$m_4 (h_4 - h_7) = \eta_{ev} C_{min} (T_{Ec} - T_7)$$

$$m_0 h_0 + m_4 h_4 = m_3 h_3$$

	Paramètres connus	Paramètres inconnus
Bouilleur	$P_u$ $\eta_{bo}$ $T_9$ $m_9 = m_0$ $L_{vap}$ $C_{p0}$	$P_u$
Evaporateur	$T_{ec}$ $m_4$ $T_7$ $h_7$ $C_{min}$ $\eta_{ev}$	
Ejecteur	$m_0$ $m_3$	$h_3$

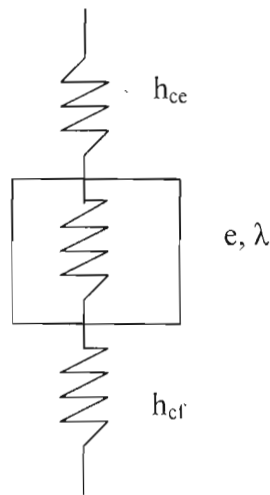
**Tableau IV** : Récapitulatif des paramètres connus et inconnus

Nous avons un système non linéaire de trois équations à trois inconnues.



Expression littérale du coefficient global d'échange thermique entre le condenseur et la marmite (K)

$$K = \left( \frac{1}{h_{cf}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{ce}} \right)^{-1}$$



$$h = \frac{\lambda_f N_u}{D} \quad \text{où } Nu \text{ le nombre de Nusselt}$$

On a une convection forcée au niveau du condenseur avec un coefficient d'échange de chaleur  $h_{cf}$  et une convection naturelle dans la marmite avec un coefficient d'échange de chaleur  $h_{ce}$ .

Ecoulement dans le condenseur

- Régime turbulent :

D'après Mac-Adams

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{4/5} (\mu_u / \mu_p)^{0,14} [1 + (d / L)^{0,7}]$$

Où  $R_e = \frac{V\rho D}{\mu} = \frac{m D}{\mu S}$  est le nombre de Reynolds et

$$P_r = \frac{C_p \mu}{\lambda_f} \quad \text{le nombre de Prandtl}$$

- Régime laminaire

D'après Hausen

$$N_{ul} = 3,66 + \frac{0,0668 R_c P_r (d/L)}{1 + 0,04 (R_c P_r d/L)^{2/3}} \left( \frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

$$\left( \frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad \text{est le facteur de correction empirique qui tient compte de la variation des}$$

propriétés physiques avec la température.

Ecoulement dans la marmite

Surface plane horizontale

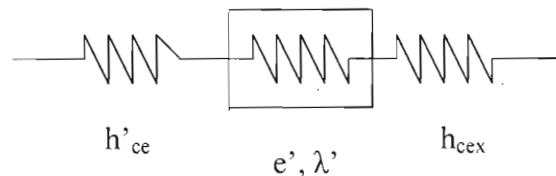
- Régime turbulent GrPr compris entre  $2 \cdot 10^7$  et  $3 \cdot 10^{10}$

$$N_{ul} = 0,14 (G_{rl} P_r)^{1/3}$$

- Régime laminaire GrPr compris entre  $10^5$  et  $2 \cdot 10^7$

$$N_{ul} = 0,54 (G_{rl} P_r)^{1/4}$$

Expression littérale du coefficient global d'échange thermique entre la marmite et le milieu extérieur ( $K'$ )



$$K' = \left( \frac{1}{h'_{ce}} + \frac{e'}{\lambda'} + \frac{1}{h_{cex}} \right)^{-1}$$

$$h' = \frac{N_{ul} \lambda_f'}{D'}$$

On a une convection naturelle à l'intérieur et à l'extérieur de la marmite avec des coefficients d'échange de chaleur respectifs  $h'_{ce}$  et  $h_{cex}$ .

Plans verticaux ou cylindres verticaux

- Régime turbulent GrPr compris entre  $10^8$  et  $10^{13}$

$$N_{ul} = 0,13 (G_{rl} P_r)^{1/3}$$

- Régime laminaire GrPr inférieur à  $10^8$

$$N_{ul} = 0,59(G_r, P_r)^{1/4}$$

Où  $G_r = \frac{g\beta(T_p - T_0)L^3}{\nu^2}$  est le nombre de Grashof

Avec :

$\lambda$  la conductivité thermique de la plaque chauffante,

$\lambda'$  la conductivité thermique de la marmite (cylindre vertical),

$e$  l'épaisseur de la plaque chauffante,

$e'$  l'épaisseur de la surface latérale de la marmite,

$S$  la surface d'échange entre le condenseur et l'eau,

$S'$  la surface latérale de la marmite,

$T_{Rm}$  la température moyenne du réfrigérant,

$T$  la température de l'eau,

$T_{ex}$  la température du milieu extérieur,

$C_{p3}$  chaleur massique du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur

$Q_c$  la quantité de chaleur cédée par le condenseur,

$\rho$  la masse volumique du fluide,

$\mu$  viscosité dynamique,

$\nu$  viscosité cinématique,

$\lambda_r$  le coefficient de conduction,

$\beta$  le coefficient de dilatation thermique,

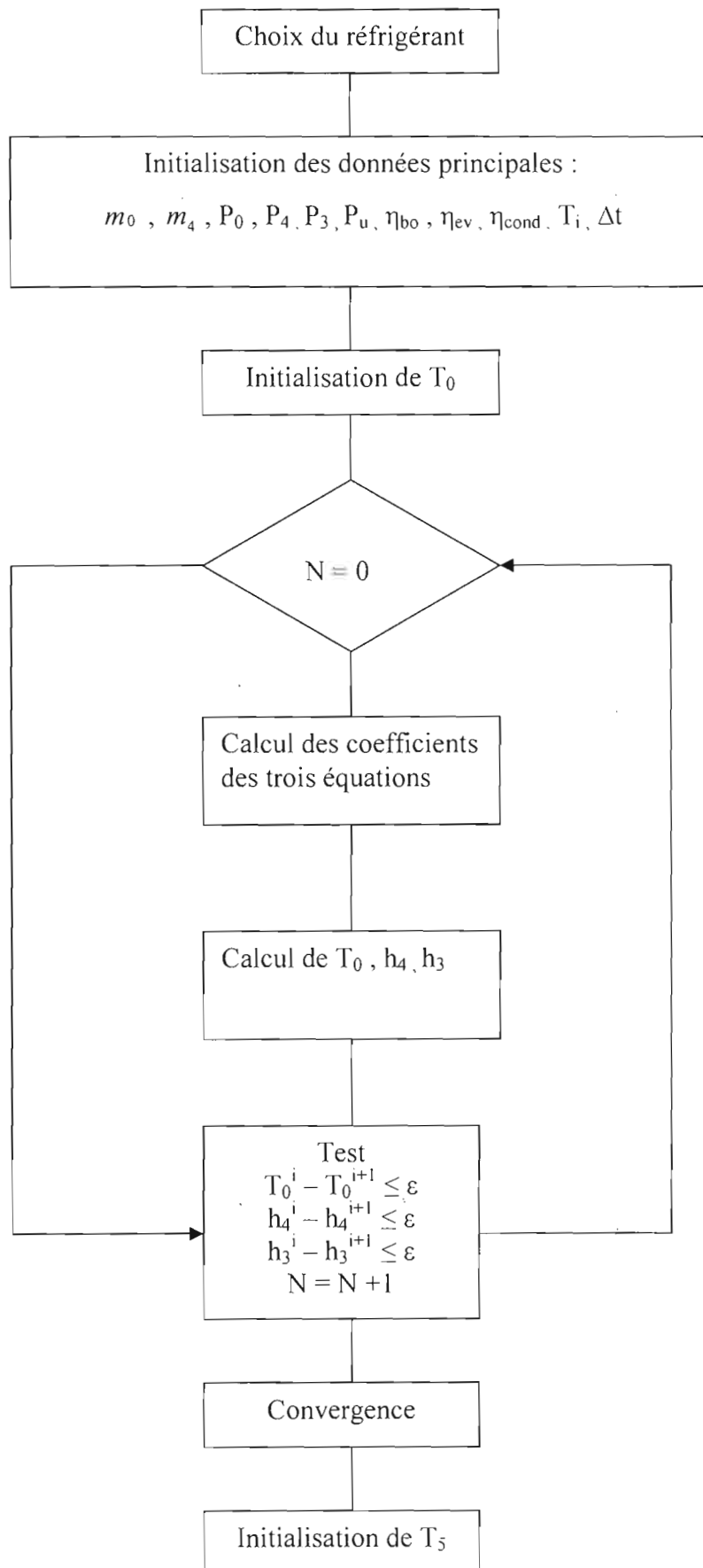
$D$  le diamètre hydraulique,

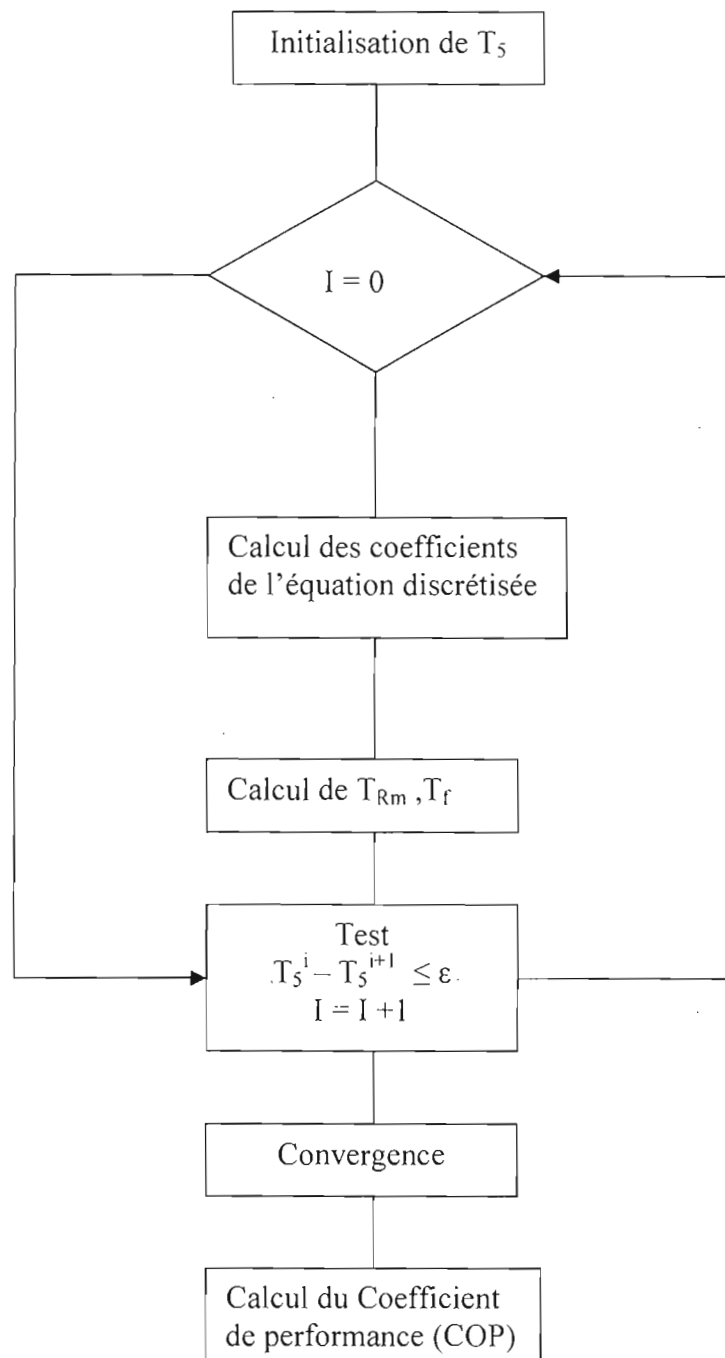
$T_p$  température de la plaque,

$T_0$  température du fluide,

$g$  accélération de la pesanteur,

$L$  longueur de la plaque.

**IV-3 Organigramme du dimensionnement de la pompe à chaleur**





On choisit un réfrigérant parmi les trois présélectionnés au chapitre précédent ensuite on intègre les données principales. Après cela on initialise  $T_0$  et on calcule les coefficients des trois équations établies au niveau du bouilleur, de l'évaporateur et de l'éjecteur. Ensuite on passe au calcul de  $T_0$ ,  $h_4$  et  $h_3$  par itération jusqu'à leur convergence.

Les paramètres  $T_0$ ,  $h_4$  et  $h_3$  étant maintenant connus, on initialise  $T_5$  puis on calcule les coefficients de l'équation discrétisée au niveau du condenseur ensuite on calcule  $T_{Rm}$  et  $T_f$  et on en déduit  $T_5$ . On compare cette valeur de  $T_5$  calculée à celle donnée initialement, si la valeur absolue de leur différence est inférieure à  $\epsilon$ , il ya convergence, sinon on répète l'opération jusqu'à ce qu'il y'ait convergence.

$T_5$  étant connue on peut maintenant calculer le coefficient de performance de la pompe à chaleur avec éjecteur version chauffage en invoquant l'équation (II. 6) du chapitre 2.

## Conclusion

Ce projet de fin d'étude a porté sur l'analyse et la modélisation d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur. Nous avons adopté une démarche simple et efficace qui a conduit à l'élaboration d'un organigramme en vue de la modélisation informatique. En partant des connaissances théoriques acquises durant notre formation sur les transferts de chaleur, le froid et la climatisation et la thermodynamique appliquée, nous avons établi des relations très pratiques et faciles à modéliser.

Quatre chapitres composent ce mémoire :

Dans le premier, nous avons fait la description et l'analyse de l'éjecteur, et nous avons déterminé sa section de mélange.

Dans le deuxième chapitre, nous avons en premier lieu traité la théorie de la pompe à chaleur à savoir les pompes à chaleur géothermique et aérothermique. En second lieu, nous nous sommes lancés sur une étude détaillée des pompes à chaleur avec éjecteur et en dernier lieu nous avons abordé l'étude des échangeurs thermiques.

Dans le chapitre trois, nous avons fait l'étude des réfrigérants. Elle est basée sur un certain nombre de critères qui nous ont conduit à choisir trois types de réfrigérant que sont l'eau, le fréon 22 et le fréon 142b.

Dans le dernier chapitre, nous avons modélisé la pompe à chaleur avec éjecteur appliquée à une cuisinière. A la suite de cette modélisation, nous avons établi un organigramme permettant de rédiger le programme informatique dont l'exécution déterminera les différents paramètres de la pompe à chaleur et la température finale de cuisson au niveau de la marmite.

Le travail présenté dans ce projet de fin d'étude pourrait être poursuivi. En effet, pour la conception et la réalisation d'un prototype de cette cuisinière, l'étude pourrait être poursuivie par une modélisation informatique sous Fortran ou Visual basic à partir de l'organigramme proposé.

### Bibliographie

- [1] Gordon J. Van Wylen et Richard E. Sonntag ; " Thermodynamique appliquée " Edition du Renouveau Pédagogique, Inc. Canada 1981.
- [2] F. KREITH ; " Transmission de la chaleur et thermodynamique. " MASSON ET Cie EDITEURS. Paris VIe 1967
- [3] Lucien BOREL ; " Thermodynamique et énergétique " Volume I et II. Deuxième édition revue et corrigée. Suisse 1987.
- [4] Dr NGUESSAN Yao et Dr SAKO Mohamed ; " Techniques frigorifiques " Technologie du circuit frigorifique cycle ingénieur énergétique deuxième partie. INP- HB Yamoussoukro
- [5] K. RAŽNJEVIĆ; "TABLES ET DIAGRAMMES THERMODYNAMIQUES" Édition EYROLLES 1970
- [6] Martin MARIETTA; "Investigation of an Ejector Heat Pump by Analytical Methods" Operated by Martin MARIETTA energy systems, INC for the United States Department of Energy
- [7] Dr Salif GAYE; " Notes de cours *transferts de chaleur* " Ecole Supérieure Polytechnique 2006 – 2007
- [8] Dr Banda NDOYE ; " Notes de cours *Froid et Climatisation*" Ecole Supérieure Polytechnique 2007– 2008
- [9] Dr Paul DEMBA ; " Notes de cours *Moteurs Turbines Compresseurs*" Ecole Supérieure Polytechnique 2006– 2007

# **Annexes**

Annexe A

Facteur de correction pour un échangeur contre courant

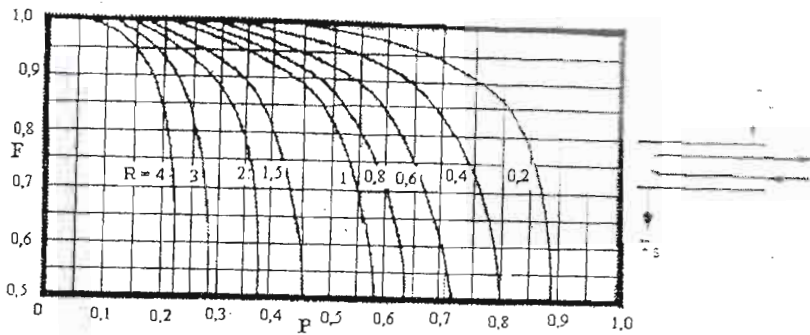


Figure A1: Facteur de correction  $F$  pour un échangeur à tubes et calandre, avec 4 passes côté calandre et 2, ou un multiple de 2 passes, côté tubes (d'après BOWMAN, MUELLER et NAGLE, Tr. ASME vol.62, p.283)

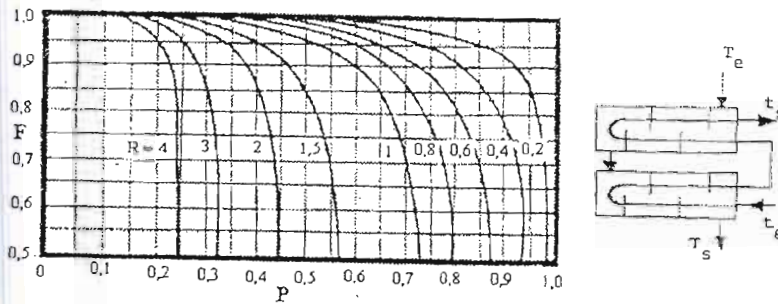


Figure A2: Facteur de correction  $F$  pour un échangeur à tubes et calandre, avec 2 passes côté calandre et 4, ou un multiple de 4 passes, côté tubes (d'après BOWMAN, MUELLER et NAGLE, Tr. ASME vol.62, p.283)



Facteur de correction pour un échangeur à courants croisés

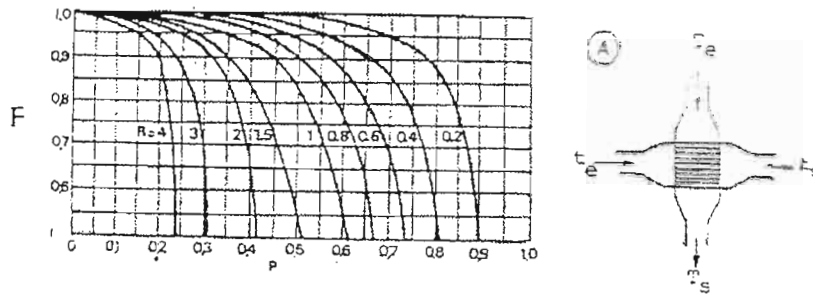


Figure 3 : Facteur de correction  $F$  pour un échangeur à courants croisés, avec une seule passe de chaque fluide - 1 fluide mélangé, 1 fluide non mélangé.  
(d'après BOWMAN, MUELLER et NAGLE, Tr. ASME vol.62, p.283)

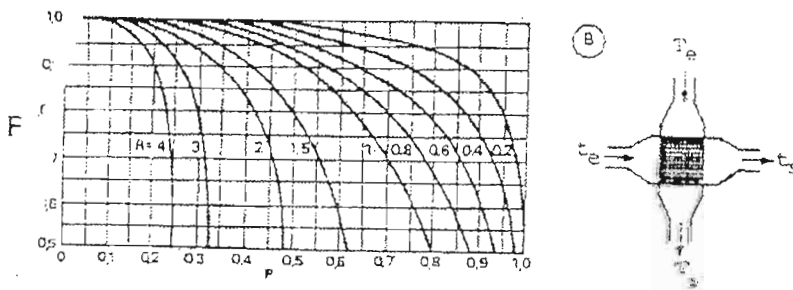
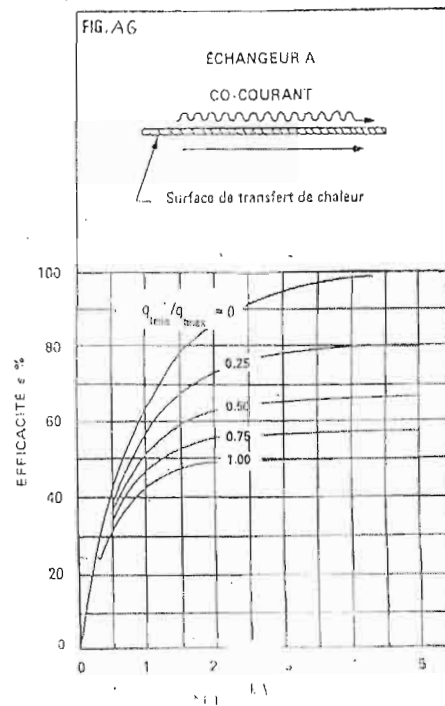
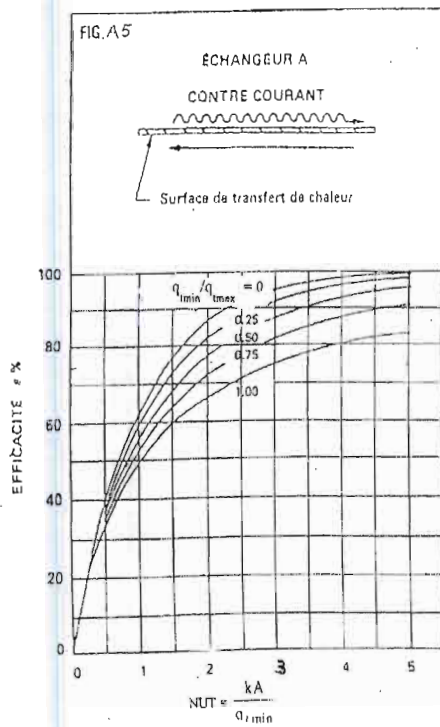


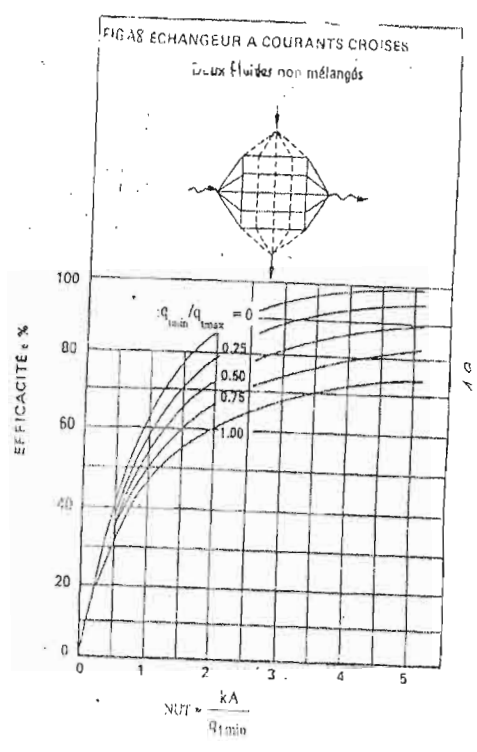
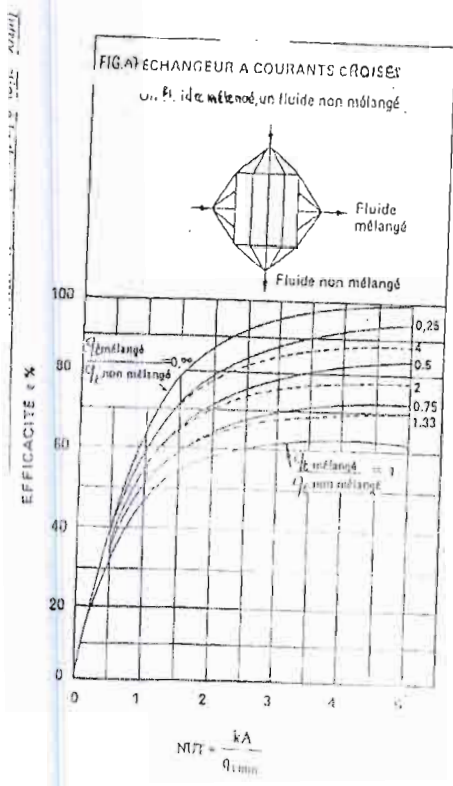
Figure 4: Facteur de correction  $F$  pour un échangeur à courants croisés, avec une seule passe de chaque fluide - 2 fluides non mélangés.  
(d'après BOWMAN, MUELLER et NAGLE, Tr. ASME vol.62, p.283)

Annexe B

Efficacité des échangeurs à contre courant et co-courant



Efficacité des échangeurs à courants croisés



Annexe C

Propriétés de la vapeur d'eau saturée

Tableau N° 3  
Propriétés de la vapeur d'eau (H<sub>2</sub>O) saturée  
(à différentes températures)

Température		Pression			Masse volumique			Vitesse spécifique			Enthalpie spécifique			Chaleur de vaporisation			Entropie spécifique		
t	T	p	ρ	v	v	v	h'	h	h'	h	h'	h'	h'	h'	h'	s'	s'	s'	
°C	K	kgf/cm <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg·K	kJ/kg·K	kJ/kg·K	
81	354,15	0,5028	971,16	0,0010397	1,282	81,00	319,31	617,7	2644,807	550,7	2305,71	0,2597	1,0873	1,8147	7,5973				
82	355,15	0,5234	970,50	0,0010404	3,161	81,01	343,59	621,1	2646,476	550,1	2303,159	0,2625	1,0990	1,8115	7,5844				
83	356,15	0,5447	969,83	0,0010410	5,342	81,03	347,946	625,3	2648,151	549,5	2300,647	0,2653	1,1108	1,8082	7,5706				
84	357,15	0,5667	969,17	0,0010417	7,934	84,01	351,733	631,9	2649,826	548,9	2298,135	0,2681	1,1225	1,8050	7,5572				
85	358,15	0,5894	968,52	0,0010424	10,938	85,03	355,962	633,3	2651,500	548,3	2295,622	0,2709	1,1342	1,8018	7,5438				
86	359,15	0,6129	967,86	0,0010431	14,457	86,02	360,149	633,7	2653,175	547,7	2293,110	0,2737	1,1459	1,7986	7,5304				
87	360,15	0,6372	967,21	0,0010438	18,499	87,03	364,377	634,1	2654,850	547,1	2290,598	0,2765	1,1575	1,7955	7,5174				
88	361,15	0,6623	966,55	0,0010445	23,064	88,03	368,564	634,4	2656,526	546,6	2288,086	0,2792	1,1690	1,7923	7,5040				
89	362,15	0,6882	965,89	0,0010452	28,162	89,03	372,751	634,8	2658,201	546,0	2285,574	0,2820	1,1807	1,7893	7,4914				
90	363,15	0,7149	965,24	0,0010459	33,804	90,04	376,939	635,2	2659,876	545,5	2283,062	0,2848	1,1924	1,7862	7,4785				
91	364,15	0,7424	964,59	0,0010466	40,000	91,04	381,165	635,6	2661,551	544,9	2280,550	0,2876	1,2041	1,7832	7,4659				
92	365,15	0,7710	963,94	0,0010473	46,752	92,05	385,435	635,9	2663,226	544,3	2278,038	0,2903	1,2158	1,7802	7,4533				
93	366,15	0,8004	963,29	0,0010480	54,061	93,06	389,751	636,3	2664,901	543,7	2275,526	0,2931	1,2275	1,7772	7,4408				
94	367,15	0,8307	962,64	0,0010488	61,927	94,06	394,109	636,6	2666,576	543,1	2273,014	0,2959	1,2392	1,7742	7,4282				
95	368,15	0,8619	961,99	0,0010495	70,360	95,07	398,509	637,0	2668,251	542,5	2270,502	0,2986	1,2509	1,7712	7,4157				
96	369,15	0,8942	961,34	0,0010502	79,371	96,07	402,953	637,3	2669,926	541,9	2267,990	0,3013	1,2626	1,7682	7,4031				
97	370,15	0,9274	960,69	0,0010509	88,972	97,08	407,443	637,6	2671,601	541,3	2265,478	0,3040	1,2743	1,7652	7,3905				
98	371,15	0,9616	960,04	0,0010516	99,173	98,09	411,982	638,0	2673,276	540,7	2262,966	0,3067	1,2860	1,7622	7,3779				
99	372,15	0,9967	959,39	0,0010523	110,074	99,10	416,571	638,3	2674,951	540,1	2260,454	0,3094	1,2977	1,7592	7,3653				
100	373,15	1,0327	958,74	0,0010530	121,675	100,10	421,209	638,7	2676,626	539,5	2257,942	0,3121	1,3094	1,7562	7,3527				
101	374,15	1,0707	958,09	0,0010537	133,976	101,11	425,897	639,1	2678,301	538,9	2255,430	0,3148	1,3211	1,7532	7,3401				
102	375,15	1,1092	957,44	0,0010544	146,977	102,12	430,635	639,4	2680,000	538,3	2252,918	0,3175	1,3328	1,7502	7,3275				
103	376,15	1,1485	956,79	0,0010551	160,678	103,13	435,423	639,8	2681,700	537,7	2250,406	0,3202	1,3445	1,7472	7,3149				
104	377,15	1,1888	956,14	0,0010558	175,079	104,14	440,261	640,2	2683,400	537,1	2247,894	0,3229	1,3562	1,7442	7,3023				
105	378,15	1,2318	955,49	0,0010565	190,180	105,15	445,149	640,6	2685,100	536,5	2245,382	0,3256	1,3679	1,7412	7,2897				
106	379,15	1,2751	954,84	0,0010572	205,981	106,16	449,087	641,0	2686,800	535,9	2242,870	0,3283	1,3796	1,7382	7,2771				
107	380,15	1,3196	954,19	0,0010579	222,482	107,17	453,075	641,4	2688,500	535,3	2240,358	0,3310	1,3913	1,7352	7,2645				
108	381,15	1,3654	953,54	0,0010586	239,683	108,18	457,113	641,8	2690,200	534,7	2237,846	0,3337	1,4030	1,7322	7,2519				
109	382,15	1,4125	952,89	0,0010593	257,584	109,19	461,201	642,2	2691,900	534,1	2235,334	0,3364	1,4147	1,7292	7,2393				
110	383,15	1,4609	952,24	0,0010600	276,185	110,20	465,339	642,6	2693,600	533,5	2232,822	0,3391	1,4264	1,7262	7,2267				
111	384,15	1,5106	951,59	0,0010607	295,486	111,21	469,527	643,0	2695,300	532,9	2230,310	0,3418	1,4381	1,7232	7,2141				
112	385,15	1,5616	950,94	0,0010614	315,487	112,22	473,765	643,4	2697,000	532,3	2227,798	0,3445	1,4498	1,7202	7,2015				
113	386,15	1,6139	950,29	0,0010621	336,188	113,23	478,053	643,8	2698,700	531,7	2225,286	0,3472	1,4615	1,7172	7,1889				
114	387,15	1,6674	949,64	0,0010628	357,589	114,24	482,391	644,2	2699,400	531,1	2222,774	0,3499	1,4732	1,7142	7,1763				
115	388,15	1,7221	948,99	0,0010635	379,690	115,25	486,779	644,6	2700,100	530,5	2220,262	0,3526	1,4849	1,7112	7,1637				
116	389,15	1,7781	948,34	0,0010642	402,491	116,26	491,217	645,0	2700,800	529,9	2217,750	0,3553	1,4966	1,7082	7,1511				
117	390,15	1,8354	947,69	0,0010649	425,992	117,27	495,705	645,4	2701,500	529,3	2215,238	0,3580	1,5083	1,7052	7,1385				
118	391,15	1,8941	947,04	0,0010656	450,293	118,28	500,243	645,8	2702,200	528,7	2212,726	0,3607	1,5200	1,7022	7,1259				
119	392,15	1,9542	946,39	0,0010663	475,294	119,29	504,831	646,2	2702,900	528,1	2210,214	0,3634	1,5317	1,6992	7,1133				
120	393,15	2,0157	945,74	0,0010670	500,995	120,30	509,469	646,6	2703,600	527,5	2207,702	0,3661	1,5434	1,6962	7,1007				

1 at = 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 98066,5 N/m<sup>2</sup> = 9,80665 N/cm<sup>2</sup> = 0,980665 bar  
1 kcal = 4,1868 kJ



Vapeur d'eau surchauffée

TABLEAU 43-11

Vapeur d'eau surchauffée (H<sub>2</sub>O)

Pression p		1,0 at = 9,806650 N/cm <sup>2</sup>						1,2 at = 11,767980 N/cm <sup>2</sup>					
Température		t <sub>s</sub> = 99,09 °C		T <sub>s</sub> = 372,24 °K		ρ <sup>s</sup> = 0,5797 kg/m <sup>3</sup>		t <sub>s</sub> = 104,25 °C		T <sub>s</sub> = 377,40 °K		ρ <sup>s</sup> = 0,6873 kg/m <sup>3</sup>	
		h <sup>s</sup> = 638,8 kcal/kg		= 2674,528 kJ/kg		v <sup>s</sup> = 1,725 m <sup>3</sup> /kg		h <sup>s</sup> = 640,7 kcal/kg		= 2682,483 kJ/kg		v <sup>s</sup> = 1,455 m <sup>3</sup> /kg	
		s <sup>s</sup> = 1,7593 kcal/kg·K		= 7,3659 kJ/kg·K				s <sup>s</sup> = 1,7447 kcal/kg·K		= 7,3047 kJ/kg·K			
t	T	ρ	v	h	s			ρ	v	h	s		
°C	K	kg/m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup> /kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/°Kkg	kJ/°Kkg	kg/m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup> /kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/°Kkg	kJ/°Kkg
0	273,15	999,00	0,0010002	0,0	0,000	0,0000	0,0000	999,80	0,0010002	0,0	0,000	0,0000	0,0000
20	293,15	998,20	0,0010018	20,1	84,155	0,0708	0,2964	998,20	0,0010018	20,1	84,155	0,0708	0,2964
40	313,15	992,16	0,0010079	40,0	167,472	0,1365	0,5715	992,26	0,0010078	40,0	167,472	0,1365	0,5715
50	323,15	988,04	0,0010121	50,0	209,340	0,1660	0,7034	988,04	0,0010121	50,0	209,340	0,1660	0,7034
60	333,15	983,28	0,0010170	60,0	251,208	0,1984	0,8307	983,28	0,0010170	60,0	251,208	0,1984	0,8307
80	353,15	971,91	0,0010289	80,0	334,944	0,2567	1,0748	971,91	0,0010289	80,0	334,944	0,2567	1,0748
100	373,15	0,5780	1,730	639,2	2676,203	1,7603	7,3700	958,31	0,0010435	100,1	419,099	0,3121	1,3067
120	393,15	0,5464	1,830	649,0	2717,233	1,7851	7,4739	0,6575	1,521	648,5	2715,140	1,7646	7,3855
140	413,15	0,5192	1,926	658,4	2756,589	1,8083	7,5710	0,6242	1,602	658,0	2754,914	1,7875	7,4839
150	423,15	0,5063	1,975	663,0	2775,848	1,8194	7,6175	0,6086	1,643	662,8	2775,011	1,7987	7,5308
160	433,15	0,4943	2,023	667,8	2795,945	1,8303	7,6631	0,5942	1,683	667,5	2794,689	1,8097	7,5769
180	453,15	0,4719	2,119	677,2	2835,304	1,8515	7,7519	0,5672	1,763	676,9	2834,045	1,8310	7,6660
200	473,15	0,4517	2,214	686,6	2874,657	1,8717	7,8364	0,5426	1,843	686,4	2873,820	1,8514	7,7514
220	493,15	0,4329	2,310	696,0	2914,013	1,8913	7,9185	0,5200	1,923	695,8	2913,175	1,8710	7,8335
240	513,15	0,4158	2,405	705,5	2953,787	1,9101	7,9972	0,4995	2,002	705,3	2952,950	1,8898	7,9122
250	523,15	0,4078	2,452	710,2	2973,465	1,9193	8,0357	0,4897	2,042	710,0	2972,628	1,8989	7,9503
260	533,15	0,4000	2,500	714,9	2993,143	1,9284	8,0738	0,4803	2,082	714,8	2992,725	1,9079	7,9880
280	553,15	0,3854	2,595	724,5	3033,337	1,9461	8,1479	0,4627	2,161	724,3	3032,499	1,9258	8,0629
300	573,15	0,3717	2,690	734,0	3073,111	1,9634	8,2204	0,4464	2,240	733,9	3072,693	1,9431	8,1354
320	593,15	0,3592	2,784	743,6	3113,304	1,9800	8,2899	0,4310	2,320	743,5	3112,886	1,9598	8,2053
340	613,15	0,3472	2,880	753,2	3153,498	1,9961	8,3573	0,4168	2,399	753,2	3153,498	1,9759	8,2727
350	623,15	0,3416	2,927	758,0	3173,594	2,0040	8,3903	0,4100	2,439	758,0	3173,594	1,9838	8,3058
360	633,15	0,3361	2,975	762,9	3194,110	2,0118	8,4230	0,4036	2,478	762,9	3194,110	1,9916	8,3384
380	653,15	0,3259	3,068	772,7	3235,140	2,0271	8,4871	0,3912	2,556	772,7	3235,140	2,0069	8,4025
400	673,15	0,3162	3,163	782,6	3276,590	2,0421	8,5499	0,3795	2,635	782,6	3276,590	2,0218	8,4649
420	693,15	0,3070	3,257	792,6	3318,458	2,0567	8,6110	0,3685	2,713	792,6	3318,458	2,0364	8,5260
440	713,15	0,2983	3,352	802,6	3360,326	2,0709	8,6704	0,3581	2,792	802,6	3360,326	2,0507	8,5859
450	723,15	0,2942	3,399	807,6	3381,260	2,0779	8,6998	0,3531	2,832	807,6	3381,260	2,0577	8,6152
460	733,15	0,2902	3,446	812,6	3402,194	2,0848	8,7286	0,3483	2,871	812,6	3402,194	2,0646	8,6441
480	753,15	0,2825	3,540	822,8	3444,899	2,1035	8,7860	0,3390	2,950	822,8	3444,899	2,0783	8,7014
500	773,15	0,2751	3,635	833,0	3487,604	2,1119	8,8421	0,3303	3,028	833,0	3487,604	2,0918	8,7579
520	793,15	0,2682	3,729	843,2	3530,310	2,1250	8,8970	0,3219	3,107	843,2	3530,310	2,1049	8,8128
540	813,15	0,2615	3,824	853,6	3573,852	2,1379	8,9510	0,3139	3,186	853,6	3573,852	2,1178	8,8668
550	823,15	0,2583	3,871	858,8	3595,624	2,1443	8,9778	0,3101	3,225	858,8	3595,624	2,1242	8,8936
560	833,15	0,2552	3,918	864,0	3617,395	2,1506	9,0041	0,3063	3,265	864,0	3617,395	2,1305	8,9200
580	853,15	0,2493	4,012	874,4	3660,938	2,1629	9,0556	0,2991	3,343	874,4	3660,938	2,1428	8,9715
600	873,15	0,2435	4,107	884,8	3704,481	2,1749	9,1059	0,2922	3,422	884,8	3704,481	2,1548	9,0217
620	893,15	0,2380	4,202	895,2	3748,023	2,1866	9,1549	0,2856	3,502	895,2	3748,023	2,1666	9,0711
640	913,15	0,2328	4,296	905,8	3792,403	2,1982	9,2034	0,2793	3,581	905,8	3792,403	2,1782	9,1197
650	923,15	0,2303	4,343	911,1	3814,593	2,2040	9,2277	0,2762	3,620	911,1	3814,593	2,1840	9,1440
660	933,15	0,2278	4,390	916,4	3836,784	2,2098	9,2520	0,2733	3,659	916,4	3836,784	2,1898	9,1683
680	953,15	0,2230	4,484	927,2	3882,001	2,2212	9,2997	0,2676	3,737	927,2	3882,001	2,2012	9,2160
700	973,15	0,2184	4,578	938,0	3927,218	2,2325	9,3470	0,2621	3,815	938,0	3927,218	2,2126	9,2637
720	993,15	0,2140	4,673	948,8	3972,436	2,2435	9,3931	0,2567	3,895	948,8	3972,436	2,2237	9,3102
740	1013,15	0,2098	4,767	959,8	4018,491	2,2545	9,4391	0,2516	3,974	959,8	4018,491	2,2347	9,3562
750	1023,15	0,2077	4,814	965,3	4041,518	2,2599	9,4617	0,2492	4,013	965,3	4041,518	2,2401	9,3789
760	1033,15	0,2057	4,861	970,8	4064,545	2,2653	9,4844	0,2468	4,052	970,8	4064,545	2,2455	9,4015
780	1053,15	0,2018	4,955	981,8	4110,600	2,2759	9,5287	0,2421	4,130	981,8	4110,600	2,2560	9,4454
800	1073,15	0,1981	5,049	993,0	4157,492	2,2863	9,5723	0,2376	4,208	993,0	4157,492	2,2664	9,4890
820	1093,15	0,1944	5,143	1004,2	4204,385	2,2967	9,6158	0,2333	4,286	1004,2	4204,385	2,2768	9,5325
840	1113,15	0,1909	5,237	1015,6	4252,114	2,3069	9,6585	0,2291	4,364	1015,6	4252,114	2,2871	9,5756
850	1123,15	0,1893	5,284	1021,3	4275,979	2,3120	9,6799	0,2271	4,403	1021,3	4275,979	2,2922	9,5970
860	1133,15	0,1876	5,331	1027,0	4299,844	2,3170	9,7008	0,2251	4,443	1027,0	4299,844	2,2972	9,6179
880	1153,15	0,1843	5,425	1038,4	4347,573	2,3269	9,7423	0,2211	4,522	1038,4	4347,573	2,3071	9,6594
900	1173,15	0,1812	5,519	1049,8	4395,303	2,3367	9,7833	0,2174	4,600	1049,8	4395,303	2,3169	9,7004
920	1193,15	0,1782	5,613	1061,2	4443,032	2,3465	9,8243	0,2137	4,680	1061,2	4443,032	2,3267	9,7414
940	1213,15	0,1752	5,707	1072,6	4490,762	2,3561	9,8645	0,2102	4,758	1072,6	4490,762	2,3363	9,7816
950	1223,15	0,1754	5,754	1078,3	4514,626	2,3609	9,8846	0,2085	4,797	1078,3	4514,626	2,3411	9,8017
960	1233,15	0,1724	5,801	1084,0	4538,491	2,3656	9,9043	0,2068	4,836	1084,0	4538,491	2,3458	9,8214
980	1253,15	0,1696	5,895	1095,6	4587,058	2,3750	9,9437	0,2035	4,914	1095,6	4587,058	2,3552	9,8608
1000	1273,15	0,1670	5,989	1107,2	4635,625	2,3842	9,9822	0,2003	4,992	1107,2	4635,625	2,3644	9,8993

1 at = 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 98066,5 N/m<sup>2</sup> = 9,80665 bar

1 kcal = 4,1868 kJ



Propriétés de la vapeur d'eau surchauffée

TABLEAU 65-1 Propriétés de la vapeur d'eau (H<sub>2</sub>O) surchauffée

Pression		Température		Masse volumique	Chaleur spécifique		Coefficient de conductibilité thermique		Viscosité dynamique		Viscosité cinématique		
p		t	T	ρ	c <sub>p</sub>		λ		η × 10 <sup>6</sup>		ν × 10 <sup>6</sup>		
kgf/cm <sup>2</sup>	N/cm <sup>2</sup>	°C	°K	kg/m <sup>3</sup>	kcal/kg°K	kJ/kg°K	kcal/mh°K	W/m°K	kg/s/m <sup>2</sup>	Ns/m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup> /s		
1	9,807	100	373,15	0,577	0,485	2,030	0,0204	0,0237	1,28	12,553	21,8		
		120	393,15	0,547	0,477	1,997	0,0216	0,0251	1,36	13,337	24,4		
		140	413,15	0,520	0,473	1,980	0,0228	0,0265	1,43	14,024	27,0		
		160	433,15	0,494	0,471	1,972	0,0241	0,0280	1,51	14,808	30,0		
		180	453,15	0,473	0,469	1,963	0,0253	0,0294	1,58	15,495	32,8		
		200	473,15	0,452	0,469	1,963	0,0266	0,0309	1,66	16,279	36,0		
		220	493,15	0,433	0,470	1,968	0,0278	0,0323	1,73	16,966	38,2		
		240	513,15	0,416	0,471	1,972	0,0291	0,0338	1,81	17,750	42,7		
		260	533,15	0,400	0,472	1,976	0,0305	0,0354	1,89	18,535	46,4		
		280	553,15	0,386	0,474	1,985	0,0317	0,0369	1,96	19,221	49,8		
		300	573,15	0,372	0,477	1,997	0,0331	0,0385	2,04	20,006	54,8		
		320	593,15	0,359	0,480	2,010	0,0345	0,0401	2,11	20,692	58,7		
340	613,15	0,348	0,483	2,022	0,0358	0,0416	2,19	21,477	61,2				
2	19,613	120	393,15	1,108	0,498	2,085	0,0228	0,0265	1,38	13,533	12,2		
		140	413,15	1,048	0,489	2,047	0,0238	0,0277	1,45	14,220	13,6		
		160	433,15	0,995	0,481	2,022	0,0249	0,0290	1,53	15,004	15,1		
		180	453,15	0,950	0,479	2,005	0,0260	0,0302	1,60	15,691	16,5		
		200	473,15	0,908	0,477	1,997	0,0272	0,0316	1,68	16,475	18,1		
		220	493,15	0,870	0,477	1,997	0,0284	0,0330	1,75	17,162	19,7		
		240	513,15	0,835	0,477	1,997	0,0297	0,0345	1,83	17,946	21,5		
		260	533,15	0,803	0,478	2,001	0,0310	0,0361	1,90	18,633	23,2		
		280	553,15	0,773	0,479	2,005	0,0322	0,0374	1,98	19,417	25,2		
		300	573,15	0,745	0,481	2,014	0,0336	0,0391	2,05	20,104	27,0		
		320	593,15	0,720	0,483	2,022	0,0350	0,0407	2,13	20,888	29,0		
		340	613,15	0,696	0,485	2,031	0,0363	0,0422	2,20	21,575	31,0		
4	39,921	160	433,15	2,02	0,512	2,143	0,0265	0,0308	1,56	15,298	7,57		
		180	453,15	1,93	0,502	2,101	0,0273	0,0317	1,63	15,985	8,29		
		200	473,15	1,84	0,495	2,072	0,0284	0,0330	1,71	16,769	9,11		
		220	493,15	1,76	0,491	2,055	0,0294	0,0342	1,78	17,456	9,91		
		240	513,15	1,68	0,488	2,043	0,0306	0,0356	1,86	18,240	10,9		
		260	533,15	1,62	0,487	2,039	0,0318	0,0370	1,93	18,927	11,7		
		280	553,15	1,55	0,487	2,039	0,0330	0,0384	2,01	19,711	12,7		
		300	573,15	1,50	0,488	2,043	0,0343	0,0399	2,08	20,398	13,5		
		320	593,15	1,45	0,489	2,047	0,0356	0,0414	2,15	21,084	14,5		
		340	613,15	1,40	0,491	2,056	0,0369	0,0429	2,23	21,869	15,6		
		6	58,840	160	433,15	3,09	0,549	2,298	0,0283	0,0329	1,60	15,691	5,08
				180	453,15	2,93	0,528	2,218	0,0289	0,0336	1,67	16,377	5,59
200	473,15			2,78	0,515	2,156	0,0296	0,0344	1,74	17,064	6,14		
220	493,15			2,66	0,506	2,118	0,0305	0,0355	1,82	17,848	6,71		
240	513,15			2,54	0,501	2,097	0,0315	0,0366	1,89	18,535	7,30		
260	533,15			2,44	0,498	2,085	0,0326	0,0379	1,96	19,221	7,87		
280	553,15			2,35	0,496	2,076	0,0338	0,0393	2,05	20,104	8,55		
300	573,15			2,26	0,495	2,072	0,0351	0,0408	2,11	20,692	9,06		
320	593,15			2,18	0,496	2,077	0,0364	0,0423	2,19	21,477	9,86		
340	613,15			2,10	0,496	2,077	0,0378	0,0440	2,26	22,163	10,05		
8	78,453			180	453,15	3,96	0,561	2,348	0,0308	0,0358	1,72	16,867	4,26
				200	473,15	3,75	0,539	2,256	0,0314	0,0365	1,79	17,554	4,68
		220	493,15	3,58	0,524	2,193	0,0321	0,0373	1,87	18,338	5,12		
		240	513,15	3,42	0,515	2,156	0,0329	0,0383	1,94	19,025	5,56		
		260	533,15	3,28	0,509	2,131	0,0339	0,0394	2,01	19,711	6,01		
		280	553,15	3,14	0,505	2,114	0,0349	0,0406	2,08	20,398	6,49		
		300	573,15	3,03	0,503	2,106	0,0361	0,0420	2,16	21,182	6,99		
		320	593,15	2,92	0,502	2,101	0,0374	0,0435	2,23	21,869	7,49		
		340	613,15	2,82	0,502	2,101	0,0387	0,0450	2,30	22,555	8,00		
		10	98,067	180	453,15	5,04	0,606	2,537	0,0350	0,0407	1,80	17,652	3,50
				200	473,15	4,76	0,563	2,357	0,0343	0,0399	1,87	18,338	3,85
				220	493,15	4,52	0,540	2,260	0,0345	0,0401	1,94	19,025	4,21
240	513,15			4,31	0,528	2,210	0,0351	0,0408	2,01	19,711	4,57		
260	533,15			4,12	0,521	2,181	0,0359	0,0418	2,09	20,496	4,97		
280	553,15			3,95	0,516	2,160	0,0369	0,0429	2,16	21,182	5,36		
300	573,15			3,80	0,514	2,152	0,0382	0,0444	2,23	21,869	5,76		
320	593,15			3,67	0,512	2,143	0,0394	0,0458	2,30	22,555	6,15		
340	613,15			3,54	0,511	2,139	0,0407	0,0473	2,37	23,242	6,56		

1 at = 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 98066,5 N/m<sup>2</sup> = 9,80665 N/cm<sup>2</sup> = 0,980665 bar

1 kcal = 4,1868 kJ

kcal/h = 1,1630 W

Vapeur saturée de fréon 22

TABLEAU 49-2 Vapeur saturée de "Fréon 22" (CHF<sub>2</sub>Cl)

t	T	Pression		Masse volumique		Volume spécifique		Enthalpie spécifique		Chaleur de vaporisation		Entropie spécifique	
		at	N/cm <sup>2</sup>	liquide	vapeur	liquide	vapeur	liquide	vapeur	l = h' - h''	liquide	vapeur	
-C	°K			kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	m <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kcal/kg	kcal/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg·K	kJ/kg·K
-10	263,15	3,63	35,5981	1318	15,29	0,0007582	0,0654	97,25	407,166	148,45	621,530	0,9898	4,1441
-8	265,15	3,89	38,1479	1312	16,37	0,0007670	0,0611	97,78	409,385	148,63	622,284	0,9918	4,1525
-6	267,15	4,17	40,8337	1305	17,48	0,0007765	0,0572	98,31	411,604	148,83	623,121	0,9938	4,1608
-4	269,15	4,46	43,7377	1299	18,66	0,0007867	0,0536	98,87	413,949	149,03	623,959	0,9959	4,1696
-2	271,15	4,77	46,7777	1292	19,92	0,0007979	0,0502	99,43	416,424	149,23	624,796	0,9979	4,1780
0	273,15	5,10	50,0139	1285	21,23	0,0007785	0,0471	100,00	418,880	149,43	625,634	1,0000	4,1868
2	275,15	5,44	53,3482	1278	22,57	0,0007823	0,0443	100,59	421,108	149,63	626,471	1,0022	4,1960
4	277,15	5,82	57,0747	1271	24,04	0,0007867	0,0416	101,16	423,537	149,81	627,225	1,0043	4,2048
6	279,15	6,18	60,6051	1264	25,64	0,0007912	0,0390	101,77	426,091	150,01	628,062	1,0064	4,2135
8	281,15	6,57	64,4297	1257	27,25	0,0007957	0,0367	102,40	428,728	150,20	628,857	1,0086	4,2228
10	283,15	6,99	68,5485	1249	28,90	0,0008004	0,0346	103,02	431,324	150,36	629,527	1,0107	4,2316
12	285,15	7,42	72,7853	1242	30,67	0,0008050	0,0326	103,60	433,752	150,52	630,197	1,0128	4,2404
14	287,15	7,87	77,1783	1235	32,57	0,0008096	0,0307	104,25	436,474	150,72	631,034	1,0150	4,2495
16	289,15	8,34	81,7875	1228	34,60	0,0008145	0,0289	104,87	439,210	150,87	631,663	1,0172	4,2588
18	291,15	8,83	86,5927	1220	36,63	0,0008194	0,0273	105,50	441,707	151,00	632,207	1,0193	4,2676
20	293,15	9,35	91,6922	1213	38,76	0,0008244	0,0258	106,13	444,345	151,13	632,751	1,0214	4,2764
22	295,15	9,89	96,9878	1206	41,15	0,0008294	0,0243	106,78	447,067	151,27	633,337	1,0236	4,2856
24	297,15	10,45	102,4795	1198	43,48	0,0008345	0,0230	107,38	449,579	151,38	633,798	1,0258	4,2948
26	299,15	11,03	108,1673	1190	46,08	0,0008398	0,0217	108,10	452,593	151,54	634,468	1,0280	4,3040
28	301,15	11,63	114,0513	1183	48,54	0,0008455	0,0206	108,75	455,315	151,65	634,928	1,0302	4,3132
30	303,15	12,26	120,2295	1176	51,55	0,0008501	0,0194	109,44	458,203	151,78	635,473	1,0323	4,3220
32	305,15	12,92	126,7019	1167	54,34	0,0008570	0,0184	110,10	460,867	151,87	636,849	1,0344	4,3308
34	307,15	13,60	133,3704	1158	57,47	0,0008632	0,0174	110,77	463,772	151,97	636,268	1,0365	4,3396
36	309,15	14,30	140,2351	1150	60,61	0,0008695	0,0165	111,43	466,535	152,03	636,519	1,0386	4,3484
38	311,15	15,02	147,2959	1141	64,10	0,0008760	0,0156	112,10	469,540	152,07	636,687	1,0408	4,3576
40	313,15	15,79	154,8470	1132	67,57	0,0008830	0,0148	112,77	472,145	152,12	636,896	1,0429	4,3664
42	315,15	16,58	162,5943	1123	71,43	0,0008900	0,0140	113,45	474,992	152,19	637,189	1,0451	4,3756
44	317,15	17,39	170,5376	1114	75,19	0,0008972	0,0133	114,13	477,833	152,23	637,557	1,0472	4,3844
46	319,15	18,23	178,7752	1105	79,37	0,0009049	0,0126	114,82	480,728	152,26	637,482	1,0493	4,3932
48	321,15	19,10	187,3070	1095	83,33	0,0009132	0,0120	115,51	483,617	152,29	637,608	1,0514	4,4020
50	323,15	20,00	196,1330	1085	88,50	0,0009214	0,0113	116,27	486,799	152,37	637,943	1,0535	4,4108
52	325,15	20,93	205,2532	1075	93,47	0,0009303	0,0107	116,97	489,730	152,41	638,194	1,0556	4,4196
54	327,15	21,86	214,6583	1064	100,000	0,0009395	0,0100	117,65	492,577	152,47	638,361	1,0577	4,4284
56	329,15	22,87	224,3663	1053	107,576	0,0009491	0,0093	118,32	495,382	152,50	638,467	1,0598	4,4372
58	331,15	23,905	234,4280	1042,6	116,279	0,0009591	0,0086	118,99	498,187	152,53	638,613	1,0619	4,4460
60	333,15	24,969	244,8422	1031,4	126,582	0,0009696	0,0079	119,66	500,992	152,56	638,738	1,0640	4,4548
70	343,15	30,97	303,7120	971	149,6	0,001039	0,0067	123,95	518,954	153,32	637,733	1,074	4,4966
96	369,15	50,33	493,5687	523	525	0,001905	0,0019	0	0	0	0	0	0

1 at = 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 98066,5 N/m<sup>2</sup> = 9,80665 N/cm<sup>2</sup> = 0,980665 bar

1 kcal = 4,1868 kJ



Chaleurs spécifiques de la vapeur d'eau surchauffée

TABLEAU 41-1 Chaleur spécifique  $c_p$  et  $c_v$  de la vapeur d'eau surchauffée ( $H_2O$ )

Pression $p$		1 at = 9,80665 N/cm <sup>2</sup>				5 at = 49,03325 N/cm <sup>2</sup>				10 at = 98,06650 N/cm <sup>2</sup>			
Température		Chaleur spécifique											
$t$	$T$	$c_p$		$c_v$		$c_p$		$c_v$		$c_p$		$c_v$	
°C	K	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg
100	373,15	0,489	2,047	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	393,15	0,482	2,018	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	413,15	0,477	1,997	0,354	1,482	—	—	—	—	—	—	—	—
160	433,15	0,474	1,985	0,355	1,486	0,534	2,236	0,385	1,612	—	—	—	—
180	453,15	0,472	1,976	0,356	1,491	0,521	2,181	0,380	1,591	0,597	2,500	0,415	1,738
200	473,15	0,473	1,980	0,358	1,499	0,511	2,139	0,377	1,578	0,564	2,361	0,404	1,691
220	493,15	0,474	1,985	0,360	1,507	0,503	2,106	0,375	1,570	0,544	2,278	0,396	1,658
240	513,15	0,475	1,989	0,362	1,516	0,498	2,085	0,374	1,566	0,531	2,223	0,391	1,637
260	533,15	0,477	1,997	0,364	1,524	0,496	2,077	0,374	1,566	0,523	2,190	0,388	1,624
280	553,15	0,479	2,005	0,367	1,537	0,495	2,072	0,375	1,570	0,518	2,169	0,387	1,620
300	573,15	0,481	2,014	0,370	1,549	0,495	2,072	0,377	1,578	0,514	2,152	0,386	1,616
320	593,15	0,484	2,026	0,372	1,557	0,496	2,077	0,379	1,587	0,512	2,144	0,387	1,620
340	613,15	0,487	2,039	0,375	1,570	0,497	2,081	0,381	1,595	0,511	2,139	0,387	1,620
360	633,15	0,489	2,047	0,378	1,581	0,498	2,085	0,383	1,604	0,510	2,135	0,388	1,624
380	653,15	0,492	2,060	0,381	1,595	0,500	2,093	0,385	1,612	0,510	2,135	0,390	1,633
400	673,15	0,495	2,072	0,384	1,608	0,502	2,102	0,387	1,620	0,511	2,139	0,392	1,641
420	693,15	0,498	2,085	0,387	1,620	0,504	2,110	0,390	1,633	0,512	2,144	0,394	1,650
440	713,15	0,501	2,098	0,391	1,637	0,506	2,119	0,393	1,645	0,513	2,148	0,397	1,662
460	733,15	0,504	2,110	0,394	1,650	0,509	2,131	0,396	1,658	0,515	2,156	0,399	1,671
480	753,15	0,507	2,123	0,397	1,662	0,512	2,144	0,399	1,671	0,517	2,165	0,402	1,683
500	773,15	0,510	2,135	0,400	1,675	0,514	2,152	0,402	1,683	0,519	2,173	0,404	1,691
520	793,15	0,513	2,148	0,403	1,687	0,517	2,165	0,405	1,696	0,522	2,186	0,407	1,704
540	813,15	0,517	2,165	0,407	1,704	0,520	2,177	0,408	1,708	0,524	2,194	0,410	1,717
560	833,15	0,520	2,177	0,410	1,717	0,523	2,190	0,411	1,721	0,527	2,206	0,413	1,729
580	853,15	0,523	2,190	0,413	1,729	0,526	2,202	0,414	1,733	0,529	2,215	0,416	1,742
600	873,15	0,526	2,202	0,416	1,742	0,529	2,215	0,417	1,746	0,532	2,227	0,419	1,754
620	893,15	0,529	2,215	0,419	1,754	0,532	2,227	0,421	1,763	0,535	2,240	0,422	1,767
640	913,15	0,532	2,227	0,423	1,771	0,535	2,240	0,424	1,775	0,538	2,252	0,425	1,779
660	933,15	0,536	2,244	0,426	1,784	0,539	2,257	0,427	1,788	0,541	2,265	0,428	1,792
680	953,15	0,539	2,257	0,429	1,796	0,542	2,269	0,430	1,800	0,544	2,278	0,431	1,805
700	973,15	0,542	2,269	0,432	1,809	0,545	2,282	0,433	1,813	0,547	2,290	0,434	1,817

TABLEAU 41-2 Chaleur spécifique  $c_p$  et  $c_v$  de la vapeur d'eau surchauffée ( $H_2O$ )

Pression $p$		20 at = 196,13300 N/cm <sup>2</sup>				30 at = 294,19950 N/cm <sup>2</sup>				40 at = 392,26600 N/cm <sup>2</sup>			
Température		Chaleur spécifique											
$t$	$T$	$c_p$		$c_v$		$c_p$		$c_v$		$c_p$		$c_v$	
°C	K	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg
220	493,15	0,703	2,943	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
240	513,15	0,637	2,667	—	—	0,817	3,421	—	—	—	—	—	—
260	533,15	0,596	2,495	0,421	1,763	0,704	2,948	—	—	0,868	3,634	—	—
280	553,15	0,569	2,382	0,412	1,725	0,643	2,692	0,443	1,855	0,747	3,128	—	—
300	573,15	0,556	2,328	0,407	1,704	0,610	2,554	0,431	1,805	0,680	2,847	0,458	1,918
320	593,15	0,547	2,290	0,404	1,691	0,587	2,458	0,423	1,771	0,638	2,671	0,444	1,859
340	613,15	0,540	2,261	0,402	1,683	0,572	2,395	0,417	1,746	0,609	2,550	0,433	1,813
360	633,15	0,535	2,240	0,400	1,675	0,562	2,353	0,413	1,729	0,592	2,479	0,427	1,788
380	653,15	0,532	2,227	0,401	1,679	0,555	2,324	0,411	1,721	0,580	2,428	0,423	1,771
400	673,15	0,529	2,215	0,401	1,679	0,549	2,299	0,410	1,717	0,570	2,386	0,420	1,758
420	693,15	0,528	2,211	0,402	1,683	0,545	2,282	0,410	1,717	0,563	2,357	0,418	1,750
440	713,15	0,527	2,206	0,404	1,691	0,543	2,273	0,411	1,721	0,558	2,336	0,418	1,750
460	733,15	0,528	2,211	0,405	1,696	0,541	2,265	0,411	1,721	0,554	2,319	0,417	1,746
480	753,15	0,528	2,211	0,407	1,704	0,539	2,257	0,412	1,725	0,551	2,307	0,417	1,746
500	773,15	0,529	2,215	0,409	1,712	0,539	2,257	0,414	1,733	0,550	2,303	0,418	1,750
520	793,15	0,530	2,219	0,411	1,721	0,539	2,257	0,415	1,738	0,549	2,299	0,419	1,754
540	813,15	0,532	2,227	0,414	1,733	0,540	2,261	0,417	1,746	0,548	2,294	0,421	1,763
560	833,15	0,534	2,236	0,416	1,742	0,541	2,265	0,419	1,754	0,549	2,299	0,423	1,771
580	853,15	0,536	2,244	0,419	1,754	0,542	2,269	0,422	1,767	0,549	2,299	0,425	1,779
600	873,15	0,538	2,252	0,421	1,763	0,544	2,278	0,424	1,775	0,550	2,303	0,427	1,788
620	893,15	0,540	2,261	0,424	1,775	0,546	2,286	0,427	1,788	0,552	2,311	0,429	1,796
640	913,15	0,543	2,273	0,427	1,788	0,549	2,299	0,429	1,796	0,554	2,319	0,431	1,805
660	933,15	0,546	2,286	0,430	1,800	0,551	2,307	0,432	1,809	0,556	2,328	0,434	1,817
680	953,15	0,549	2,299	0,433	1,813	0,554	2,319	0,435	1,821	0,559	2,340	0,437	1,830
700	973,15	0,552	2,311	0,436	1,825	0,557	2,332	0,438	1,834	0,562	2,353	0,440	1,842

1 at = 1 kgf/cm<sup>2</sup> = 98066,5 N/m<sup>2</sup> = 9,80665 N/cm<sup>2</sup> = 0,980665 bar

1 kcal = 4,1868 kJ