

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Hassiba Benbouali de Chlef
Faculté de Technologie
Département de Génie des Procédés



Mémoire de Magister

Spécialité : **Eau et Environnement**

Présenté par :

M. AMOURA Mohammed

Thème :

**Tour solaire à concentration – Environnement-
Modélisation thermodynamique du cycle intégré.**

Soutenu le 03/03/2014 devant le jury composé de :

Président :	Mr Djillali ACHOUR	Professeur, (U.H.B.Chlef)
Encadreur :	Mr Mustapha DOUANI	Maître de conférence, (U.H.B.Chlef)
Examineurs :	Mr Moussa BRADA	Professeur, (U. Khemis Miliana)
	Mr Ahmed BETTAHAR	Professeur, (U.H.B.Chlef)
	Mr Abdallah LABBACI	Maître de conférence, (U.H.B.Chlef)

Année Universitaire 2013-2014

Résumé : Compte tenu de l'effet de serre engendré par les rejets des stations de production de l'électricité, le recours à l'énergie solaire est une alternative fort prometteuse pour les pays du sud de la méditerrané. L'analyse du fonctionnement d'une pompe à chaleur couplée à une tour solaire thermique nécessite impérativement la sélection du fluide caloporteur approprié sur la base des propriétés thermo physiques et de sécurité. Une fois cette partie est parachevée et après avoir opté pour la fonction d'état permettant la prédiction de toutes les propriétés du fluide dans les différents états, nous avons développé le formalisme qui nous permet d'accéder aux fonctions caractéristiques du fluide caloporteur (enthalpie, entropie, tension de vapeur, etc). Pour identifier les variables opératoires à spécifier dans l'étape de simulation, nous avons recouru à la méthode de calcul de variance de Gibbs. Pour l'analyse du cycle, nous avons fait appel aux principes de conservation de matière et de chaleur tout en introduisant le concept de coefficient de performance (COP). Sur la base d'un algorithme de calcul et moyennant un programme rédigé en langage Fortran 90, nous avons montré l'intérêt du couplage compte tenu des gains énergétiques qu'il présente. En effet, pour les différentes variables opératoires retenues, des valeurs de COP dépassant 4 et frôlent la valeur de 5, montrent que le système exploitant le R₇₁₈ exhibe un grand intérêt économique conséquent.

Mots clés : Coefficient de performance, Tour solaire, Modélisation, Environnement, cycle thermodynamique, Réfrigérant, couplage solaire.

Abstract: Due to the greenhouse effect caused by discharges from production of electricity, the use of solar energy is a promising alternative to the South of mediterranes. The analysis of the working of heat pump coupled with a dryer requires the selection of the appropriated refrigerant on the basis of thermo physical properties and security parameters. When this part has been completed and after having opted for the function of state permitting the prediction of all fluid properties in the different states, we developed the formalism that permits us to reach the characteristic functions of the refrigerant (Enthalpy, entropy, vapour pressure etc.). To identify the operatives variables to specify in the stage of simulation, we have applied the method of calculation of variance of Gibbs (freedom degrees). For the analysis of the cycle performance, we introduced the concept of performance coefficient (COP) which is based on the principles of mass and heat conservation. On the basis of a calculation algorithm and in return for a program written in language FORTRAN 90 we brought up the interest of the coupling considering the energetics gains that it presents. Indeed, for the different simulation variables, the COP values exceed 4 and can reach the value of 5. This study shows that the system exploiting the R-718 exhibits a big consequent economic interest.

Keywords: Coefficient of performance, Solar Tower, Modeling, Environment, thermodynamic cycle, refrigerant, solar coupling.

ملخص : نظرا لظاهرة الاحتباس الحراري الناجمة عن عمليات التصريف من إنتاج الكهرباء، استخدام الطاقة الشمسية هو بديل واعد لدول جنوب المتوسط، إن تحليل مبدأ عمل المضخة الحرارية الموصولة ببرج الطاقة الشمسية يتطلب ضرورة تحديد السائل الناقل للحرارة، وذلك وفقا لخواص حرارية، فيزيائية وأمنية. بعد الاستكمال من هذه المرحلة واختيار معادلة الحالة التي نستطيع من خلالها حساب كل الخواص المتعلقة بالسائل المستعمل في مختلف حالاته الفيزيائية، بإيجاد المعادلة النهائية التي من خلالها قمنا بتعيين مختلف المعادلات المميزة له (أنتالبي، أنثروبي ومعادلة الضغط...إلخ). من أجل تحديد المتغيرات العملية المعن عنها في مرحلة التماثل، اعتمدنا طريقة حساب درجة الحرية للجملة أخذنا طريقة جيبس كوسيلة نظرية للحساب. من دراسة الدورة، استخدمنا مبادئ إنحفاظ المادة والطاقة وذلك بإدخال معامل الكفاءة (COP). بإعتماد على خوارزمية حساب قمنا بكتابة برنامجها في لغة 90FORTRAN. من خلاله بينا أهمية الربط أخذين بعين الاعتبار أهمية الربح الطاقوي الناتج. من أجل مختلف المتغيرات العملية المحددة، تجاوزت قيم المعامل (COP) 4 وقاربت أحيانا 5 وذلك خير دليل على جدوى استغلال السائل R-718 للحصول على أكبر مردود طاقي اقتصادي في مثل هذه التطبيقات.

الكلمات المفتاحية: معامل الكفاءة، برج للطاقة الشمسية، النمذجة، البيئة، دورة الحرارية، سائل نقل الحرارة، واقتران الشمسية

Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des symboles

Introduction générale..... 1

Chapitre I : Problématique de l'exploitation de l'énergie fossile dans les stations de la production d'électricité.

I.1. Introduction.....	3
I.2 Capacités et sources d'énergie électrique.....	3
I.3. Les sources d'énergie fossile.....	4
I.3.1. Le charbon.....	5
I.3.2 Le pétrole.....	5
I.3.3 Le gaz naturel.....	6
I.4 L'énergie, pollution et environnement.....	7
I.4.1 L'énergie et les grands pollueurs.....	7
I.4.2 L'effet de serre.....	8
I.4.3 Changement climatique.....	9
I.4.4 Les pluies acides.....	10
I.5 L'énergie solaire.....	10

Chapitre II : Etude du fonctionnement d'un cycle thermodynamique d'une tour solaire à concentration

II.1. Introduction.....	13
II.2. Historique des concentrateurs solaires thermodynamiques.....	13
II.3 Aperçu de la technologie.....	16
II.3.1 Les systèmes de concentration.....	16
II.3.2 Les fluides caloporteurs et thermodynamiques.....	17
II.3.3 La technique du stockage.....	18

II.3.4 Les systèmes de génération d'électricité.....	18
II.4 Types de centrales solaires thermodynamiques.....	19
II.4.1 Les centrales à capteur cylindro-parabolique.....	19
II.4.2 Les centrales solaires à miroir de Fresnel.....	19
II.4.3 Les centrales à capteurs paraboliques.....	21
II.4.4 La tour solaire.....	21
II.5. La pompe à chaleur à compression.....	23
II.6. Composants d'une pompe à chaleur	24
II.6.1. Compresseur.....	24
II.6.2. Condenseur.....	24
II.6.3. Détendeur	24
II.6.4. Evaporateur	24
II.7. Principe de fonctionnement d'une PAC.....	25
II.7.1 Cycle théorique d'une pompe à chaleur.....	26
II.7.2 Cycle réel de la PAC.....	27
II.8 Critères d'analyse de la performance d'une PAC.....	29

Chapitre III : Analyse comparative de sélection du fluide caloporteur

III.1 Introduction.....	31
III.2 Définition du fluide caloporteur.....	31
III.2.1 Identification du fluide frigorigène	32
III.3 Critères de sélection du fluide caloporteur	32
III.3.1 Critères thermiques	32
III.3.1.1 Température d'ébullition	32
III.3.1.2 Température critique	32
III.3.1.3 Pression du cycle frigorigène	33
III.3.2 Critères de sécurité	33
III.3.3 Critères économiques.....	33
III.4 Caractérisation du fluide caloporteur.....	34
III.5 Acquisition des données thermodynamiques.....	34
III.5.1 Analyse sur la base de pression au condenseur.....	35
III.5.2 Analyse sur la base de la chaleur latente de condensation.....	35
III.5.3 Analyse de l'impact du fluide caloporteur sur l'environnement...	36

III.5.4 Analyse de la corrosivité du fluide caloporteur.....	37
III.6 Propriétés du fluide retenu.....	37
III.6.1 Equation de la tension de vapeur.....	37
III.6.2 Calcul de la masse volumique	37
III.6.3 Calcul de l'enthalpie.....	39
III.6.4 Calcul de l'entropie.....	41

Chapitre IV : Modélisation du fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression

IV.1 Modélisation du fonctionnement d'une pompe à chaleur.....	43
IV.1.1 Calcul du travail fourni au compresseur.....	44
IV.1.2 Calcul du détendeur.....	46
IV.1.3 Les échangeurs de chaleur (condenseur, évaporateur).....	47
IV.1.3.1 Calcul des caractéristiques des échangeurs thermiques.....	47
IV.1.3.2 Dimensionnement de l'échangeur.....	47
IV.2 Analyse de l'effet de pincement de températures.....	49

Chapitre V : Simulation d'une pompe à chaleur à compression

V.1 Introduction.....	51
V.2 Concept de degrés de liberté appliqué à l'installation.....	51
V.2.1 Principe de l'analyse de degrés de liberté.....	51
V.2.2 Application pour l'analyse de l'installation.....	52
V.2.2.1 Echangeur de chaleur.....	52
V.2.2.2 Compresseur.....	54
V.2.2.3 Détendeur.....	55
V.2.3 Analyse de l'unité.....	57
V.3 Délimitation du domaine de fonctionnement.....	59
V.4 Simulation de la pompe à chaleur à compression.....	60
V.5 Résultats et discussions.....	64
V.5.1 Etude de sensibilité aux paramètres opératoires internes.....	64
V.5.1.1 Débit du réfrigérant.....	64
V.5.1.2 Température au condenseur.....	64
V.5.1.3 Température à l'évaporateur.....	65
V.5.1.4 Influence de la variation des pressions P_c et P_{ev} sur le COP..	66

Sommaire

V.5.2 Influence des variables opératoires externes sur le COP.....	68
V.5.3 Etude de sensibilité des caractéristiques géométriques aux paramètres opératoires.....	69
V.5.3.1 Influence du débit du fluide caloporteur.....	69
V.5.3.2 Influence de la température au condenseur	70
V.5.3.3 Influence de la température à l'évaporateur.....	71
Conclusion générale.....	74
Références bibliographiques	
Annexes	

*R*emerciements

Je tiens à adresser mes plus vifs remerciements à Monsieur M. DOUANI qui m'a dirigé et orienté avec générosité et assistance tout le long de ce modeste travail.

Je désire exprimer également mes remerciements à Monsieur D. ACHOUR pour avoir accepté de présider le jury de la soutenance de ce mémoire.

Que Monsieur M. BRADA, Monsieur A. BETTAHAR et Monsieur A. LABBACI, trouvent ici l'expression de mes remerciements les plus chaleureux pour l'intérêt qu'ils ont accordé à l'analyse de ce travail tout en acceptant de participer au jury d'examen de cette thèse.

Je remercie tous ceux qui m'ont soutenu et aidé, tant sur les plans moral que scientifique, dans la réalisation de cet humble travail.

Dédicaces

Je dédie ce travail :

A toute ma famille et mes ami(e)s

*a*_{MOURA} *M*_{ohammed}

Liste des figures

N°	Légende	Page
Figure I.1	Sources d'énergie électrique en 1973 et 2005	4
Figure I.2	Consommation mondiale de pétrole	6
Figure I.3	Evolution constatée de la consommation sources d'énergie, en millions de tonnes équivalent pétrole	7
Figure I.4	Pollution des combustibles fossiles selon l'AIE et le département américain de l'énergie	8
Figure II.1	Four d'Odeillo, France	14
Figure II.2	Le réflecteur du four de Mont Louis	15
Figure II.3	Centrales solaires à miroirs cylindro-paraboliques dans le sud-ouest des USA.	15
Figure II.4	Irradiation solaire moyenne.	16
Figure II.5	Principales technologies de concentration solaire.	17
Figure II.6	Systèmes à réflecteur cylindro-parabolique	19
Figure II.7	Principe de fonctionnement des miroirs de Fresnel	20
Figure II.8	Centrales solaires à miroir de Fresnel à Liège	20
Figure II.9	Capteur parabolique avec moteur stirling	21
Figure II.10	Centrale solaire II de Barstow, California	22
Figure II.11	Cycle de Rankine inversé	23
Figure II.12	Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression	25
Figure II.13	Cycle réfrigérant dans une PAC	27
Figure II.14	Cycle réel d'une pompe à chaleur à compression	28
Figure III.1	Variation de la tension de vapeur à la condensation en fonction de la	35

	température T	
Figure III.2	La variation de la chaleur latente en fonction de la température	36
Figure IV.1	Circulation des courants interagissant avec les éléments de l'installation	44
Figure IV.2	Profils de températures des fluides dans le condenseur et dans l'évaporateur	49
Figure V.1	Schéma d'interaction thermique dans un échangeur de chaleur	53
Figure V.2	Schéma standard du compresseur.	54
Figure V.3	Schéma standard d'un détendeur	55
Figure V.4	Organigramme de calcul de la performance d'une pompe à chaleur à compression	63
Figure V.5	Influence du débit du fluide caloporteur sur le COP	64
Figure V.6	Variation du COP en fonction de la température du condenseur T_c	65
Figure V.7	Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_{ev}	66
Figure V.8	Influence du coefficient polytropique sur le COP	67
Figure V.9	Influence de la température d'entrée de l'eau condenseur sur le COP	68
Figure V.10	Influence du débit du réfrigérant sur le produit $(U \cdot A)$	70
Figure V.11	Influence de la température du condenseur sur le produit $(U \cdot A)$	71
Figure V.12	Influence de la température à l'évaporateur sur le produit $(U \cdot A)$	72

Liste des tableaux

N°	Légende	Page
Tableau V.1	Tableau récapitulatif du calcul de degré de libertés des éléments d'une pompe à chaleur	57
Tableau V.2	Domaine de variation des différents paramètres opératoires	60
Tableau V.3	Diagramme sagittal représentatif de la tendance générale de la pompe à chaleur en fonction des paramètres opératoires.	73

Liste des symboles

Symbole	Désignations	Unités
A	Surface d'échange	[m ²]
C _v	Chaleur spécifique à volume constant	[KJ/kg.K]
C _p	Chaleur spécifique à pression constante	[KJ/kg.K]
H	Enthalpie	[KJ/kg]
L	Longueur	[m]
L _v	Chaleur latente de vaporisation	[KJ/kg]
\dot{m}_R	Débit massique du fluide caloporteur	[kg/s]
\dot{m}_f	Débit massique de l'eau	[kg/s]
n	Coefficient de polytropie	[-]
N _A	Variables additionnelles	[-]
N _D	Nombre de degrés de liberté	[-]
N _E	Nombre d'équations indépendantes	[-]
N _R	Nombre de courants de fluide redondants	[-]
N _V	Nombre des variables inconnues	[-]
P _c	Pression de condensation	[Pa]
P _{ev}	Pression d'évaporation	[Pa]
P ^{sat}	Pression de saturation	[Pa]
\dot{Q}	la quantité de chaleur échangée	[Watt/m ² .K]

Liste des symboles

Q_c	Puissance échangée dans le condenseur	[Watt]
Q_{ev}	Puissance échangée dans l'évaporateur	[Watt]
R	Constante de gaz parfait	[Kj/mol.K]
S	Entropie	[KJ/Kg.K]
T_c	Température de condensation	[K]
T_{ev}	Température d'évaporation	[K]
T_{cr}	Température critique	[K]
U	Coefficient global d'échange	[W/m ² .K]
V	Volume massique	[m ³ /Kg]
W_p	Puissance fournie par le compresseur	[Watt]
Z	Coefficient de compressibilité du fluide réfrigérant	[-]
η	Efficacité	[-]
μ	Coefficient de Joule-Thomson	[-]
ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]

Indices

a	air
c	condenseur
comp	compresseur
cr	critique
Det	détendeur
e	eau
ev	évaporateur

Liste des symboles

fc	fluide chaud
ff	fluide froid
l	liquide
Perd	perdu
Rév	réversible
s	sortie
Sat	saturé
th	théorique
v	vapeur

Exposants

e	entrée
s	sortie

Abréviations

COP	Coefficient de performance de l'installation	[-]
PAC	pompe à chaleur à compression	

Les ressources d'énergie fossile sont assez limitées. Les analyses les plus optimistes montrent que les ressources de pétrole et de gaz naturel seront pratiquement épuisées dans les 20 années à venir en raison d'une demande mondiale croissante. De plus, l'utilisation massive de combustibles fossiles cause de graves dommages à notre environnement et provoque des changements climatiques de grande envergure dont les retombées sont ressenties à l'échelle planétaire.

Le rapport du club de Rome de 1972, intitulé « les limites de la croissance » et la première crise pétrolière ont attiré l'attention du monde entier sur ces problèmes et sur les solutions qui auraient pu être apportées [1]. Ces événements ont déclenché le développement des technologies reposant sur les énergies renouvelables. Pour des raisons de sa disponibilité l'énergie solaire est l'une des plus facilement exploitable. Elle est, en outre, inépuisable. Ses applications sont nombreuses et variées à savoir :

- Le solaire thermique
- Le solaire photovoltaïque

L'Algérie, pays en voie de développement, se trouve de plus en plus confronté à de multiples contraintes liées directement à l'environnement et à l'utilisation de l'énergie. D'un autre côté, l'approvisionnement en cette énergie bien que disponible reste difficile et coûteux pour certaines régions du pays.

La pompe à chaleur assistée par l'énergie solaire, se présentant par le couplage de celle-ci à une tour solaire à concentration est une alternative pour pallier ces difficultés. L'agencement de ses éléments constitutifs consiste à garder l'essentiel d'une PAC où le capteur solaire (le receveur au sommet du tour solaire) est la source chaude pour l'évaporateur en vue de fournir de l'énergie d'évaporation du fluide caloporteur.

Dans ce cadre, notre objectif consiste à étudier la faisabilité énergétique de ce système pour la production de la vapeur permettant l'entraînement de la turbine génératrice de courant d'électricité. Pour ce faire, nous développons dans le premier chapitre, les différents problèmes connexes et liés à l'utilisation des énergies fossiles.

Le second chapitre sera consacré aux différentes technologies des centrales solaires thermodynamiques, dans le but d'appréhender l'intérêt énergétique de la pompe à chaleur à

compression pour un fonctionnement adéquat. Pour juger de sa faisabilité sur le plan énergétique, nous avons introduit le concept du coefficient de performance.

Pour répondre à l'objectif du paragraphe précédent, le choix du fluide caloporteur à fait l'objet du chapitre III. Sur les bases d'une recherche bibliographique et en se rapportant aux propriétés d'équilibre liquide vapeur des fluides caloporteurs, une analyse comparative a permis de retenir la vapeur d'eau. Après ce choix, nous avons acquis toutes les propriétés physico-chimiques et thermodynamiques de l'eau qui nous permettraient de calculer les grandeurs qui entrent dans l'analyse de la performance du cycle.

Naturellement, dans le chapitre IV et pour étudier l'influence des variables opératoires aussi bien sur la performance que sur les caractéristiques géométriques des éléments de la machine thermique, la modélisation constitue l'étape incontournable. Sur la base des principes usuels de la thermodynamique et de conservation de matière, nous avons établi un modèle mathématique. Compte tenu de la complexité numérique du modèle, nous avons émis certaines hypothèses simplificatrices pour alléger cette étude.

Pour faire l'inventaire des grandeurs opératoires extérieurement contrôlables du fonctionnement, il sera mis en évidence l'intérêt du recours à la notion de degrés de liberté dans le cinquième chapitre. En outre, nous présenterons l'algorithme et l'organigramme correspondant pour simuler le fonctionnement de la PAC couplée à une tour solaire thermodynamique. Une méthode de simulation séquentielle a été adoptée pour dégager l'influence des différentes grandeurs sur la performance de la PAC. L'ensemble des résultats, sera présenté pour permettre au lecteur de tirer des conclusions rapides. Pour chaque variable opératoire, on l'a fait varier dans un intervalle conséquent et assez représentatif des conditions réelles de fonctionnement.

L'ensemble de travail sera couronné d'une conclusion reflétant l'opportunité de l'utilisation de la voie solaire pour la production de l'électricité. C'est une alternative assez prometteuse dans l'avenir qui vise la contribution à la protection de l'environnement particulièrement dans les régions assez denses en matière de nombre d'habitants.

I.1. Introduction

Le soleil est à l'origine de la plupart des sources d'énergie dont nous disposons. Sans son énergie, aucune vie sur terre ne serait possible.

La consommation mondiale d'énergie devrait croître de plus de 50 % à l'horizon 2030 [2]. De tels besoins seront comblés essentiellement par le recours massif au pétrole, au gaz et au charbon. Or, en 2005 déjà, les émissions anthropiques de dioxyde de carbone ont dépassé la barre fatidique des 27,5 Gt par an. Réconcilier cette énergie avec l'environnement, constituera sans aucun doute, l'un des plus grands défis que l'humanité aura à relever au cours des toutes prochaines décennies [2].

Face aux problèmes de pollution et d'épuisement des ressources créées par le recours massif aux énergies non-renouvelables (pétrole, gaz naturel, charbon, uranium), on est tenté par le recours à des procédés garantissant un développement durable, tels que l'utilisation des énergies renouvelables qui ont des impacts moins agressifs sur l'environnement.

I.2 Capacités et sources d'énergie électrique

En 2006, la production mondiale d'électricité a avoisiné 18 900 TWh[3], avec des pertes de transport et de distribution de l'ordre de 7 %. Pour chaque pays, le montant de ces pertes dépend essentiellement de la qualité du réseau : longueur des lignes, tension utilisée pour le transport et la distribution. Pour ce qui est de la consommation mondiale d'énergie électrique, il existe de très fortes disparités. Cette dernière est étroitement corrélée avec le niveau de développement économique. En effet, les pays en développement constituent 80 % de la population mondiale mais ne représentent qu'un quart de la consommation mondiale d'électricité [3]. C'est ainsi que, par habitant, cette consommation est, à l'échelle planétaire, de l'ordre de 3 000 kWh/h. En Afrique, elle n'est que de 500 kWh/h, alors qu'elle est en moyenne 15 fois plus importante en France, 30 fois plus aux États-Unis et 35 fois plus au Canada.

La figure I.1 illustre les différentes sources d'énergie électrique, où il apparaît que cette électricité est générée pour les deux tiers par des centrales thermiques classiques qui fonctionnent, respectivement, au charbon (plus de 40 %), au gaz naturel (19,7 %) et au pétrole (6,6 %) [2]. L'autre tiers est assuré par l'électronucléaire, à hauteur de 15,2 % et le solde de

17,9 % correspond à la contribution des énergies renouvelables, où la part du lion revient à l'hydroélectricité, avec plus de 16 %.

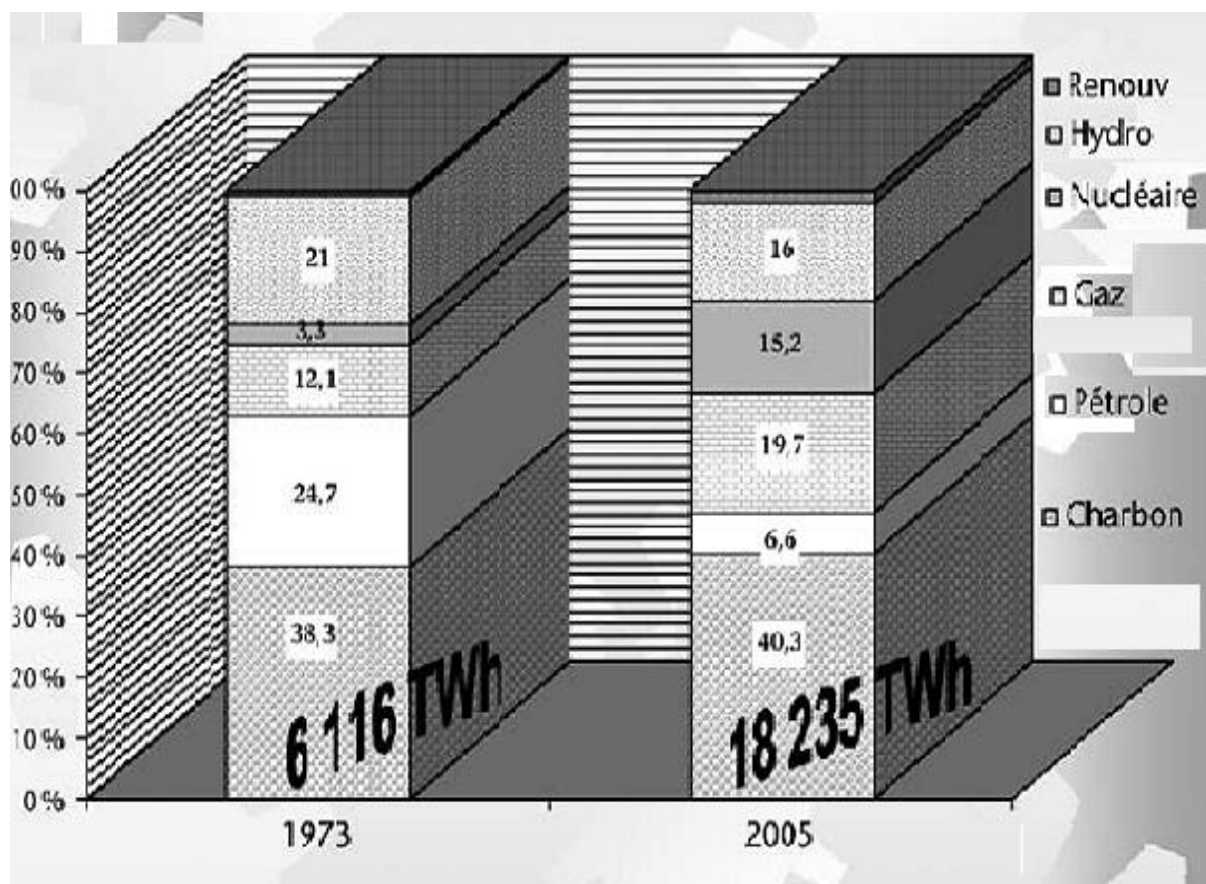


Figure I.1 Sources d'énergie électrique en 1973 et 2005. [4, 2]

Comme on peut le voir à travers la figure I.1, au cours de ces trois dernières décennies, la part de l'électricité d'origine thermique propre au charbon est restée relativement stable et élevée, à hauteur de 40 % ; par contre, ce qui a fondamentalement changé dans la production d'électricité au cours de la même période, c'est la réduction de la filière thermique au mazout. Le développement de la filière nucléaire et de centrales thermiques au gaz ont pris le relais pour remplacer la part liée à la filière au gas-oil.

I.3. Les sources d'énergie fossile

Les énergies fossiles utilisées par l'homme sont principalement le charbon, le pétrole et le gaz naturel :

I.3.1 Le Charbon

Il y a des millions d'années, des forêts entières ont été enfouies sous la mer, puis recouvertes par des sédiments. Les végétaux se sont alors très lentement transformés, à l'abri de l'air, en une roche noire, riche en carbone, C : le charbon

Le charbon est un mélange d'éléments minéraux, de soufre et de carbone presque pur, dont la combustion dégage donc du CO₂. Sa composition dépend de l'historique des conditions de sa formation.

Le charbon est devenu la source d'énergie primordiale avec l'invention de la machine à vapeur. Dans le monde, la production et la consommation de charbon ne cessent d'augmenter. Les réserves sont plus importantes que les réserves pétrolières et les pays en voie de développement continuent à alimenter leurs centrales électriques au charbon.

I.3.2 Le pétrole

C'est un composé de diverses molécules comportant essentiellement du carbone et de l'hydrogène. Sa combustion dégage donc aussi du CO₂, mais 25% de moins que le charbon à énergie égale.

Le pétrole résulte de la décomposition, sous l'action de bactéries, à température et pression élevées, de substances organiques (plancton et micro-organismes) accumulées au fond des mers il y a environ 60 millions d'années. Le liquide sombre et visqueux qui en résulte a été piégé par des roches imperméables. Il est essentiellement constitué de molécules formées exclusivement d'atomes de carbone et d'atomes d'hydrogène : les hydrocarbures.

La figure I.2 illustre la répartition de la consommation mondiale de pétrole par grande région géographique.

L'évolution de la consommation pétrolière est structurellement liée à la croissance économique, étant donné que les facteurs climatiques et saisonniers n'ont d'influence qu'à court terme. En 2004, la demande pétrolière mondiale est estimée à 82,4 Mb/j selon l'Agence Internationale de l'Énergie (AIE) [6] et à 82,6 Mb/j selon l'Information Energy Administration (IEA)[7]. Si le rythme annuel moyen de croissance de la demande est de l'ordre de 1,2 Mb/j, ce dernier a même atteint 2,7 Mb/j entre 2003 et 2004.

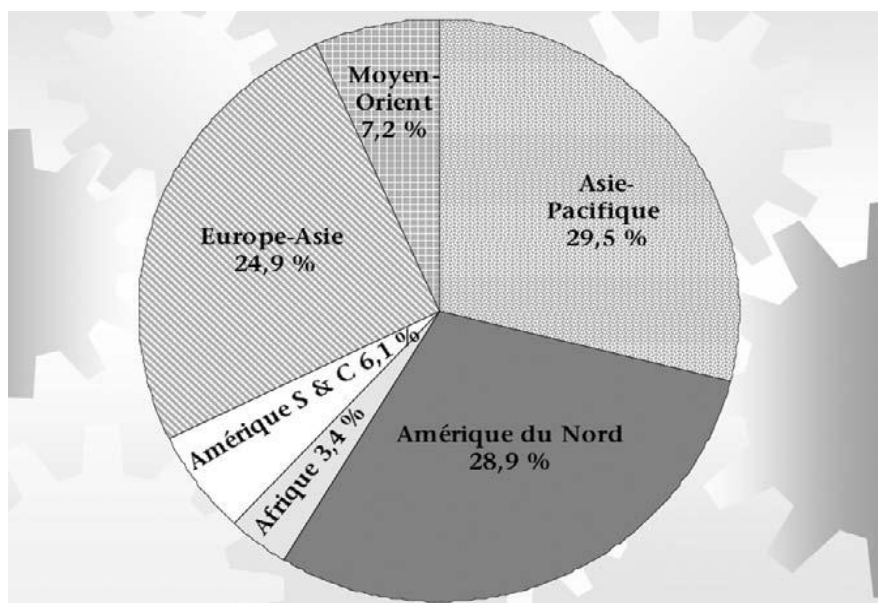


Figure I.2 Consommation mondiale de pétrole [5, 2].

I.3.3 Le gaz naturel

Le gaz est constitué d'alcane gazeux : on y trouve essentiellement le méthane (jusqu'à 95 %), l'éthane, le propane et le butane. Le gaz naturel peut être livré sous forme gazeux par gazoducs et liquide par navires méthaniers. L'importance relative du gaz ou du liquide dépend du gisement. Beaucoup moins polluant que le charbon et le pétrole, le gaz naturel est, à travers le monde, la première des énergies utilisées pour le chauffage (résidences, hôpitaux, écoles, serres...). Dans l'industrie, il sert également de matière première pour la synthèse organique (polymérisation, GPL,...).

En 1960, le gaz naturel était considéré comme un déchet du pétrole dont une bonne partie était brûlée à la source, sans utilité. Par la suite, il s'est imposé comme une énergie à part entière, particulièrement attractive aussi bien du point de vue environnemental que sécurité énergétique. Il s'est surtout développé dans les années 1980, après le deuxième choc pétrolier, en particulier pour produire l'électricité.

Les bonnes performances énergétiques des nouvelles centrales au gaz sont particulièrement bien illustrées par celles à cycle combiné dont le rendement atteint de nos jours 60 %, soit 20 à 30 % de plus que les centrales thermiques classiques [2]. Quant à leur acceptabilité environnementale, elle découle du fait qu'elles émettent de 2 à 2,5 fois moins de

dioxyde de carbone (CO₂) que les centrales au charbon, elles émettent beaucoup moins d'oxyde nitrique, de dioxyde de soufre et de particules que les centrales thermiques au mazout ou au charbon.

Depuis 1860, la consommation énergétique mondiale n'a cessé de croître de manière quasi exponentielle et son évolution peut être présentée sur la figure I.3.

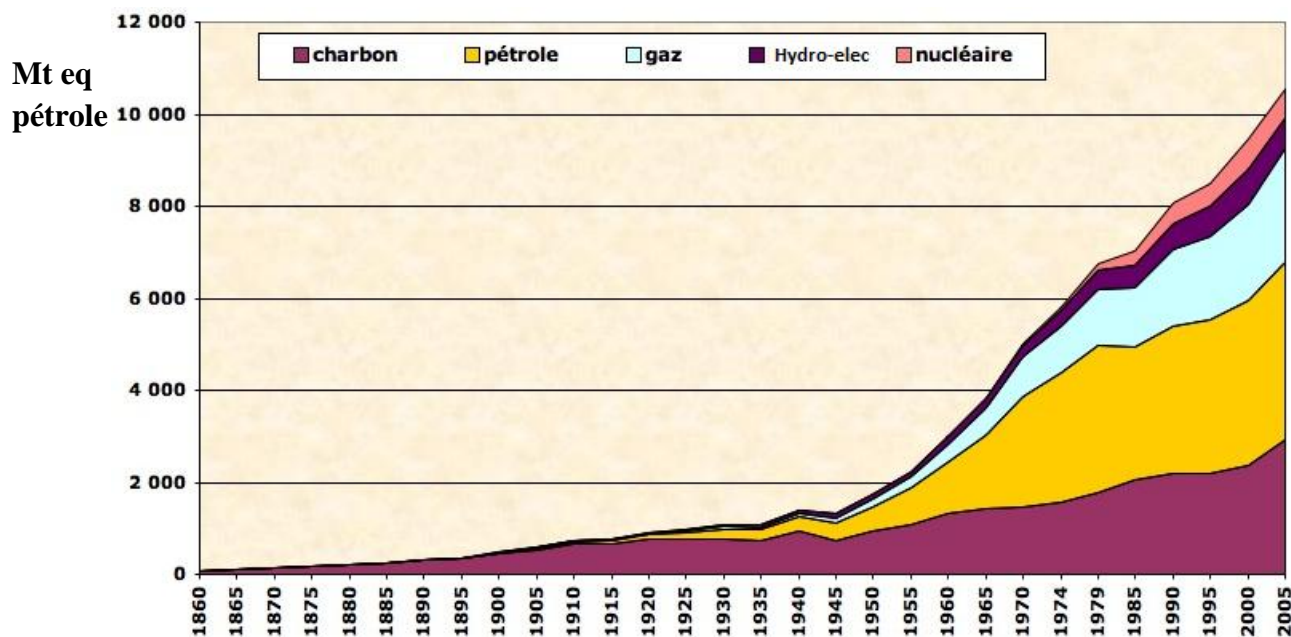


Figure I.3 Evolution constatée de la consommation sources d'énergie, en millions de tonnes équivalent pétrole (une tonne équivalent pétrole = 11600 kWh).

On constate facilement que nous sommes massivement dépendants des énergies fossiles (85% de l'approvisionnement mondial aujourd'hui) [2]. Les diverses énergies se sont plus "surajoutées" que substituées. En effet le pétrole, le charbon et le gaz naturel n'ont pas exclu leurs utilisations respectives, dont la consommation continue de croître.

I.4 L'énergie, la pollution et l'environnement

I.4.1 L'énergie et les grands pollueurs

Selon les estimations de l'Agence Internationale de l'Energie [6], tout comme celles du département américain de l'énergie [7], les émissions mondiales de dioxyde de carbone (CO₂) dues à la combustion des énergies fossiles ont dépassé, dès le début de ce millénaire, la barre fatidique des 25 milliards de tonnes (Gt), s'établissant à 27,1 Gt en 2005 selon l'AIE (figure

I.4). Il convient de mentionner que ces valeurs ne tiennent pas compte des données liées à la déforestation, alors que le dernier rapport publié par le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat ou GIEC [8] estime les émissions totales à 27,5 Gt en 2005.

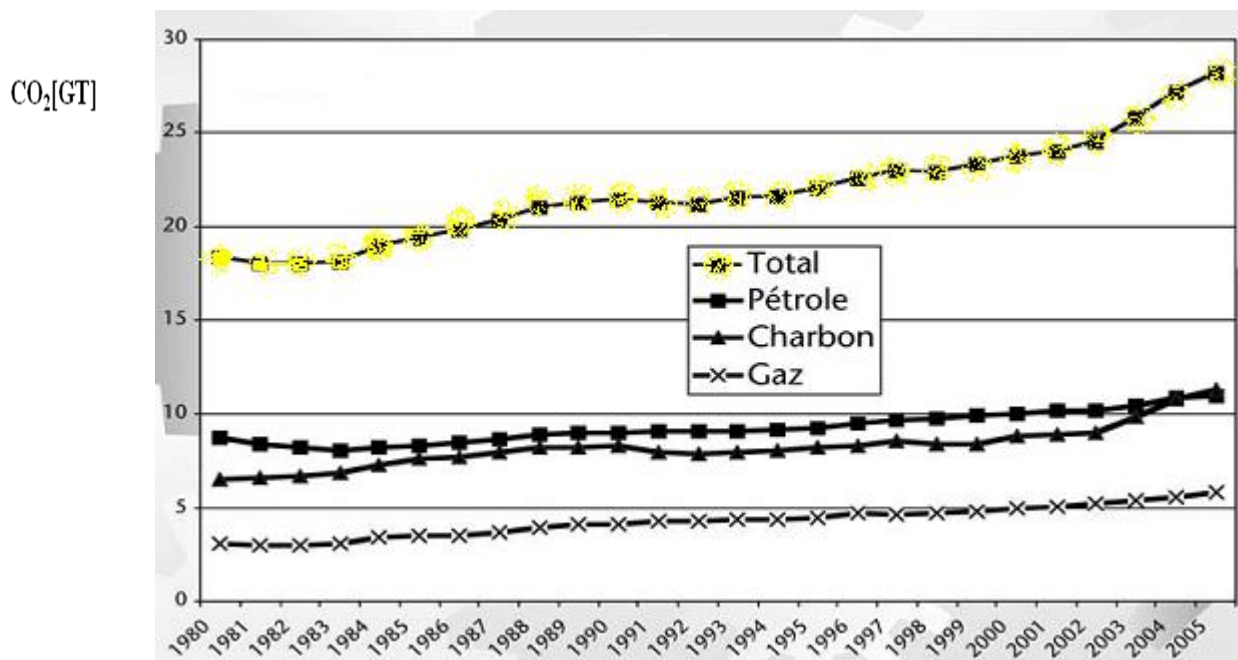


Figure I.4 Pollution des combustibles fossiles selon l'AIE et le département américain de l'énergie [4].

I.4.2 L'effet de serre

Le dégagement de CO₂ a influé sur le réchauffement climatique, ce sont les gaz à effet de serre. Ce sont les structures de certaines molécules de ces gaz qui les rendent aptes à rabattre vers le sol les rayons infrarouges solaires. Tous ces gaz n'ont pas le même impact sur le réchauffement de la Terre.

Les responsabilités humaines sont très importantes et directement impliquées pour ce qui concerne l'effet de serre. Naturellement, les concentrations des gaz à effet de serre dans l'atmosphère sont très faibles. Par exemple, le plus abondant, le dioxyde de carbone qui ne représente que 0,03% en volume, soit 600 fois moins que le dioxygène [SW1]. Cela explique que les activités humaines (anthropiques) peuvent conduire au changement de ces répartitions.

Ainsi, les concentrations de dioxyde de carbone ou de méthane ont considérablement augmenté depuis le début de l'ère industrielle. Quant aux CFC, ce sont des gaz artificiels qui ont été fabriqués par l'industrie et utilisés dans les aérosols, les réfrigérateurs et les systèmes de climatisations depuis les années 1930.

La principale source d'émission des gaz à effet de serre est la combustion des énergies fossiles pour la production d'électricité, le fonctionnement des usines et dans les usages domestiques ainsi que dans les moteurs à combustion. La seconde cause est la déforestation car, en temps normal, les forêts assurent une modulation naturelle de l'effet de serre en absorbant une partie du dioxyde de carbone présent dans l'atmosphère pour la synthèse chlorophyllienne.

Les conséquences de l'effet de serre sont de tous ordres : elles touchent bien sûr d'abord l'environnement, mais peuvent aussi bien être alimentaires que sanitaires ou géopolitiques. La première conséquence est, bien sûr, favorable à la Terre : l'effet de serre assure une température moyenne de 15 °C et permet la vie telle que nous la connaissons. Toutefois, de manière générale, les conséquences paraissent plutôt négatives. Une élévation de température trop importante provoquerait :

- une élévation du niveau de la mer suite à la fonte des grandes masses glaciaires,
- un déplacement des zones climatiques propres à tel ou tel type de culture, d'élevage ou de forêt, et donc une modification des écosystèmes et de la végétation,
- un risque de recrudescence des maladies infectieuses comme le paludisme ou la fièvre jaune.

Les énergies qui n'émettent pas ou peu de gaz à effet de serre pour leur usage, si l'on prend en compte l'ensemble du cycle, sont : Le nucléaire, l'hydroélectricité, Le solaire thermique, Le solaire photovoltaïque, L'éolien et La biomasse.

I.4.3 Changement climatique

Un changement climatique correspond à une modification durable des paramètres statistiques (température, composition de l'atmosphère,...etc.) du climat global de la Terre ou

de ses divers climats régionaux. Ces changements peuvent être dus à des processus intrinsèques à la terre, à des influences extérieures ou, plus récemment, aux activités humaines.

Le changement climatique anthropique est le fait des émissions de gaz à effet de serre engendrées par les activités humaines, modifiant la composition de l'atmosphère de la planète.

I.4.4 Les pluies acides

La transformation chimique progressive de l'atmosphère liée à la présence, d'oxydes d'azote (NO_x), de soufre (SO₂), acide nitrique (HNO₃), et acide sulfurique (H₂SO₄), est à l'origine de pluies de plus en plus acides avec des pH inférieurs à 5,6 [SW1].

Ces dernières contribuent au dépérissement des forêts. Elles mettent aussi en danger la vie des organismes aquatiques dans les lacs. En effet, lorsque, le pH de l'eau devient inférieur à 4,3 le lac meurt : il n'y a plus ni faune, ni flore. Elles dégradent aussi les pierres (surtout celles contenant du calcaire) des statues et des monuments ainsi que d'autres matériaux de construction.

Les données statistiques actuelles montrent un épuisement prévisible des énergies fossiles. Ces matériaux du sous-sol, généralement formés durant plusieurs millions d'années, sont des ressources non renouvelables à l'échelle de temps humaine. L'épuisement de ces ressources et les conséquences de leur utilisation sur l'environnement ont conduit à l'émergence d'autres sources d'énergie, dites renouvelables.

Compte tenu de l'effet de serre engendré par les stations de production de l'électricité, le recours à l'énergie solaire est une alternative fort prometteuse pour les pays du sud de la méditerranée.

I.5 L'énergie solaire

L'énergie solaire est émise par le Soleil sous forme de rayonnements électromagnétiques, dont la quantité perçue est de l'ordre de 1 000 W/m² par un jour clair ensoleillé [2, 9]. Classiquement, on distingue deux types d'énergie solaire : le solaire thermique, où la chaleur est récupérée directement par de grands panneaux dans lesquels

circule l'eau, et le solaire photovoltaïque (PV), où les panneaux solaires sont constitués de cellules au silicium qui produisent l'électricité.

La production d'électricité par énergie solaire pourrait présenter un intérêt particulier, principalement dans les régions non équipées de réseau électrique dans les pays en voie de développement. Ainsi, cette forme d'énergie pourrait approvisionner les 1,2 milliard d'habitants qui, aujourd'hui encore, n'ont pas accès à l'électricité [2].

La production d'électricité dans les centrales solaires thermiques, nécessite la concentration de l'énergie par d'immenses miroirs orientables, produisant ainsi de la vapeur capable d'entraîner une turbine. L'Afrique, le Moyen-Orient et l'Asie centrale présentent des sites particulièrement favorables et le Sud des États-Unis et celui de l'Europe ne sont pas en reste, ce qu'illustrent bien la Californie et l'Espagne, puisque ce dernier pays est en train d'ériger une centrale thermosolaire (Andasol) de 50 MW à Aldeire.

En termes de coût, l'avancement technologique des procédés laisse prévoir une baisse sensible des prix de l'électricité photovoltaïque. Aujourd'hui, ce coût n'est que le double du tarif que pratiquent les compagnies d'électricité, alors qu'il était 10 fois plus élevé il y a moins de 15 ans. Certaines projections montrent même que cette filière va s'imposer graduellement non seulement par souci environnemental, mais parce qu'elle sera économiquement plus rentable. D'ailleurs, l'industrie du PV démontre que si on lui donne la possibilité, elle pourra contribuer de plus en plus notablement et durablement à l'augmentation de la part d'énergie verte dans le monde. De toute évidence, il se dessine clairement que l'énergie PV tout comme le solaire thermique vont connaître, à court terme, un essor et un développement qui ressemblent, à bien des égards, à celui de l'énergie éolienne [2].

L'énergie solaire est une énergie renouvelable. Contrairement au pétrole, gaz naturel, charbon et nucléaire, ses réserves sont quasi inépuisables. De plus, c'est une énergie locale dont l'utilisation est peu polluante et économiquement concurrentielle. Son utilisation contribue à la régression de la pollution et économiser des ressources précieuses comme le pétrole ou le gaz naturel. Il est possible de produire grâce au soleil une partie de son eau chaude et de son chauffage ou de l'électricité.

On s'intéressera particulièrement à l'étude du fonctionnement d'une tour solaire à concentration destinée à la production de la vapeur d'eau pour l'entraînement d'une turbine destinée à la production de l'électricité.

II.1. Introduction

Notre environnement regorge potentiellement de source d'énergie gratuite et pratiquement illimitée. En effet, pour l'exploiter et la mettre en valeur, certains procédés physiques ou chimiques et mécaniques sont mis en œuvre. Naturellement, de tels procédés sont basés essentiellement sur les principes de la thermodynamique classique d'une part et sur le principe de conservation de la matière d'autre part.

On désigne par « solaire thermodynamique » l'ensemble des techniques qui visent à transformer l'énergie rayonnée par le soleil en chaleur à température élevée, puis celle-ci en énergie mécanique (et électrique) à travers un cycle thermodynamique.

Une première période intensive de recherches sur le domaine, entre 1975 et 1990, a permis de vérifier la pertinence des concepts, pour 3 types de procédés :

- Les centrales à capteurs cylindroparaboliques, avec des températures de source chaude limitées à 380 °C environ ;
- Les paraboles autonomes couplées à machine thermique (cycle de stirling), avec des niveaux de températures de source chaude dépassant les 500 °C (10 à 25KW) ;
- Les centrales à tour, limitées elle aussi à environ 550 °C, pour des puissances unitaires supérieures à 10 MW [10]

Nous allons étudier plus particulièrement l'énergie solaire qui permet de récupérer la chaleur du rayonnement solaire au sein d'un fluide, par la mise en œuvre de capteurs solaires dont l'objectif est l'obtention de vapeur capable d'entraîner des génératrices.

II.2 Historique des concentrateurs solaires thermodynamiques

L'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau et du cycle des saisons. Elle est donc à l'origine de richesses énergétiques telles que le charbon, le pétrole et le gaz. L'énergie solaire est utilisée depuis de nombreux siècles, de façon plus ou moins indirecte pour, par exemple, chauffer.

C'est à la fin du 19^{ème} siècle que les premières expériences apparaissent dans le domaine du solaire à concentration. Au 20^{ème} siècle, les premiers systèmes paraboliques

produisant de la vapeur sont conçus. A la fin des années 1970, des projets pilotes de centrales solaires à concentration se développent aux Etats-Unis, au Japon, en Europe et les années 1980 marquent le début de la construction en série de ces centrales dans le désert californien. Aujourd'hui, la technologie du solaire thermodynamique a considérablement évolué et de nombreux projets y font appel.

« Augustin Mouchot », professeur de lycée à Tours écrit en 1860 : "Dans le futur on ne trouvera plus de charbon en Europe...que fera l'industrie ?"

Il fût un extraordinaire pionnier du solaire à concentration et il a inventé les premières machines thermiques solaires à l'origine de celles qui sont utilisées aujourd'hui ;

Ce n'est qu'en 1877 que le gouvernement français envoie Augustin Mouchot en Algérie pour réaliser des expériences sur le solaire. En effet, et avec son équipe, ils réalisèrent de nombreuses expérimentations en Algérie : pompage solaire de l'eau, distillation solaire de l'eau, cuisson solaire...

Le XXème siècle, en 1910, USA / Egypte : S'inspirant des travaux de Charles Vernon Boys, l'américain Franck Shuman a construit une centrale thermo solaire à taille industrielle en Egypte en 1910. Il construisit une chaudière solaire qui servit à pomper l'eau du Nil. A partir de 1949, Félix Trombe construit dans la citadelle militaire de Mont Louis un immense miroir parabolique qui va concentrer les rayons solaires vers un point unique. Ce dernier focalise dirige ses recherches sur la création du grand four solaire de 1 000 kW d'Odeillo (Figure II.1),



Figure II.1: Four d'Odeillo, France [9]

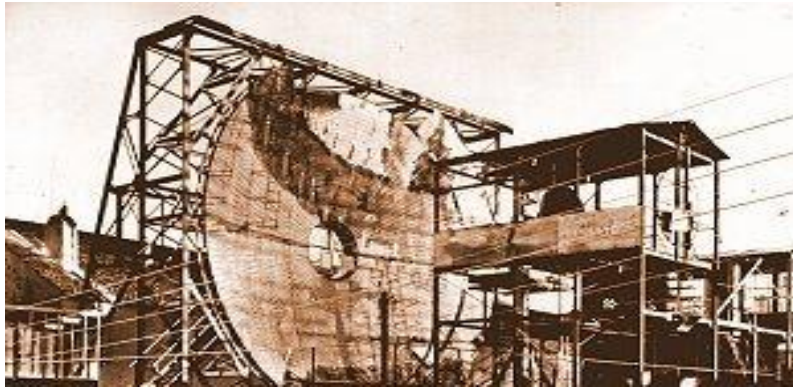


Figure II.2 : Le réflecteur du four de Mont Louis [9].

- 1983 : Inauguration par EDF de la centrale solaire Thémis, à Targassonne près de Font-Romeu. La centrale est fermée en 1986. La France a fait le choix de développer exclusivement la filière fission nucléaire. La centrale ouvre à nouveau en 2007 (projet PEGASE).
- De 1984 à 1991, 354 MW de centrales thermo solaires à miroirs cylindro-paraboliques sont installés dans les sud-ouest des USA. Ces centrales fonctionnent encore parfaitement aujourd'hui, comme au premier jour (figure II.3)



Figure II.3 : Centrales solaires à miroirs cylindro-paraboliques du sud-ouest des E.U.Amerique.

- 2007-2008 : C'est le GRAND retour du solaire à concentration aux USA, en Espagne, en Australie, au Maroc, en Algérie, dans les pays du Golfe persique etc., ceci dans un contexte de crise climatique et de renchérissement des énergies fossiles [SW2].

II.3 Aperçu de la technologie

Les centrales solaires sont une technologie relativement récente, possédant un important potentiel de développement. Pour les pays ensoleillés elles offrent une opportunité comparable à celle des fermes éoliennes pour les pays côtiers.

Les endroits les plus prometteurs pour leur implantation sont ceux du sud-ouest des États Unis, l'Amérique du Sud, une grande partie de l'Afrique, les pays méditerranéens et Moyen Orient, les plaines désertiques d'Inde et du Pakistan, la Chine, l'Australie, etc (figure II.4) [11].

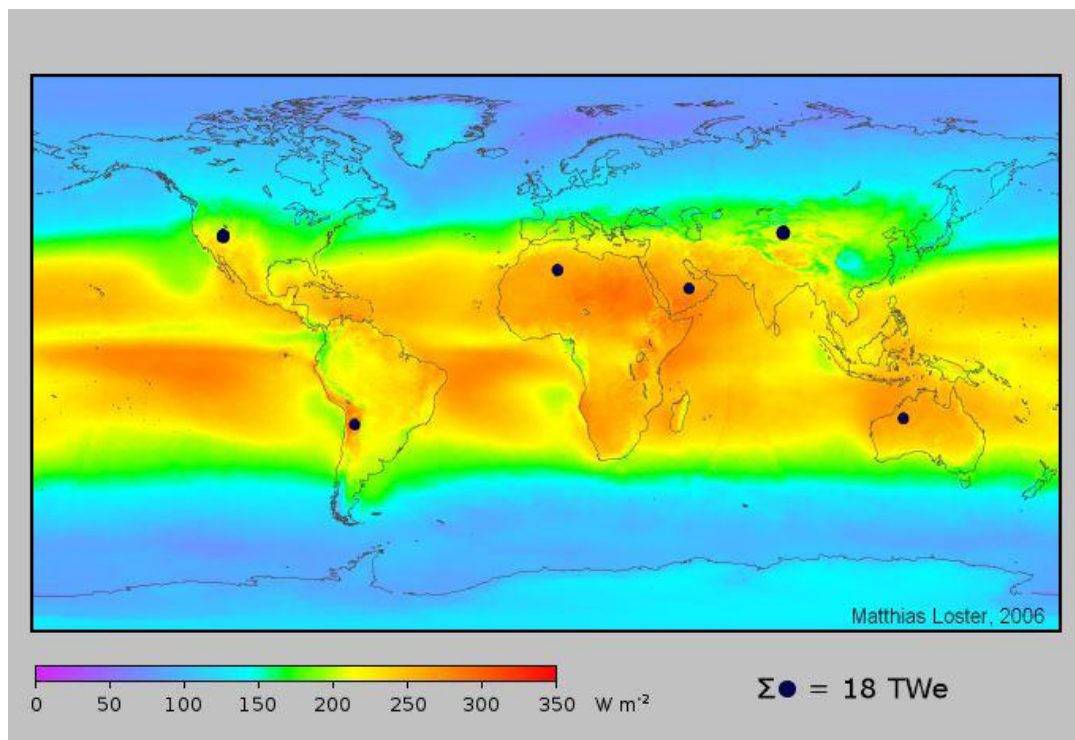


Figure II.4 : Irradiation solaire moyenne. [11]

II.3.1 Les systèmes de concentration

La production d'électricité, à partir du rayonnement solaire, est un processus direct. L'énergie solaire étant peu dense ; le rayonnement est nécessaire de la concentrer pour obtenir des températures exploitables pour la production d'électricité. Le rayonnement est concentré en un point ou en une ligne, où l'énergie thermique est transmise au fluide caloporteur. L'intensité de la concentration est définie par le facteur de concentration. Plus celui-ci est élevé, plus la température atteinte sera importante.

$$\text{Facteur de concentration} = \text{surface du miroir} / \text{surface du récepteur}$$

La figure II.5 montre les 4 principaux systèmes de concentration. Les systèmes à concentration en ligne ont généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels (tours solaires et collecteurs paraboliques).

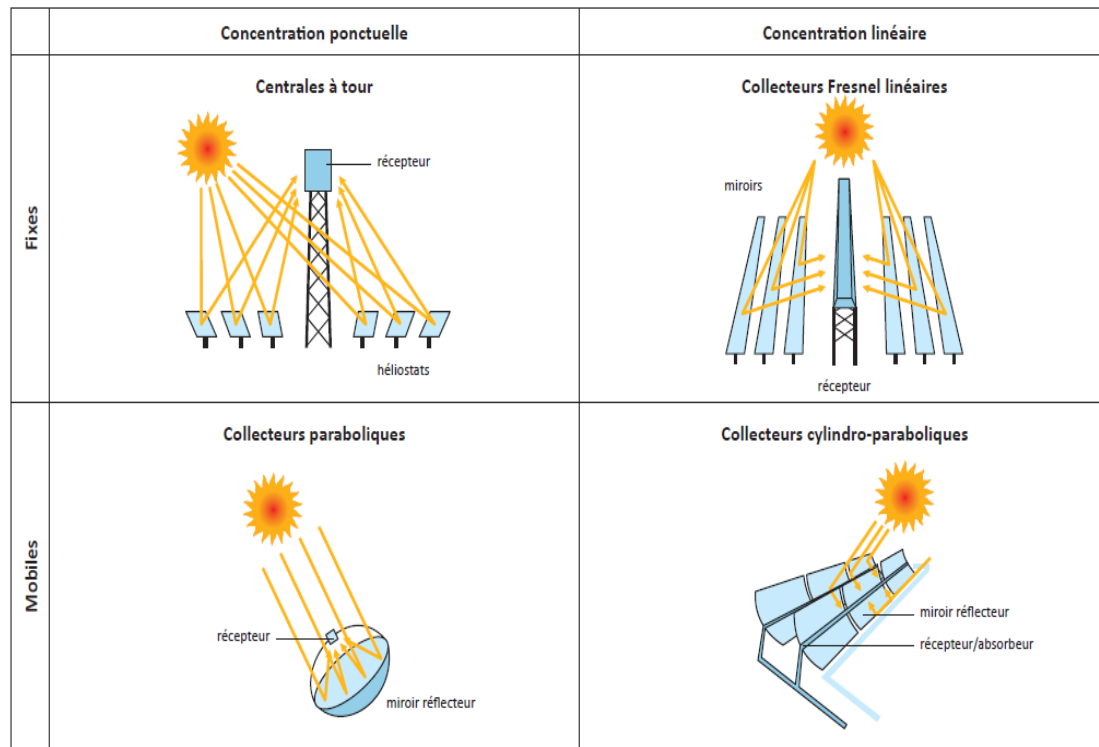


Figure II.5 : Principales technologies de concentration solaire [SW3].

II.3.2 Les fluides caloporteurs et thermodynamiques

L'énergie thermique provenant du rayonnement solaire collecté est convertie grâce à un fluide caloporteur puis un fluide thermodynamique. Dans certains cas, le fluide caloporteur est utilisé directement comme fluide thermodynamique. Le choix du fluide caloporteur détermine la température maximale admissible, oriente le choix de la technologie et des matériaux du récepteur et conditionne la possibilité et la commodité du stockage. Parmi les fluides caloporteurs, on note :

- Les **huiles** sont des fluides monophasiques qui présentent un bon coefficient d'échange. Leur gamme de température est limitée à environ 400 °C. Ce sont les fluides les plus couramment employés dans les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques.

- Les **sels fondus** à base de nitrates de sodium et de potassium offrent un bon coefficient d'échange et possèdent une densité élevée. Ils sont donc également de très bons fluides de stockage. Leur température de sortie peut atteindre 650 °C. Leur association avec un concentrateur à tour et un cycle de Rankine constitue une combinaison déjà éprouvée [SW3].
- Les **gaz** tels l'hydrogène ou l'hélium peuvent être utilisés comme fluides thermodynamiques et entrainer les moteurs Stirling qui sont associés aux collecteurs paraboliques.
- **L'eau liquide** est à priori un fluide de transfert idéal. Elle offre un excellent coefficient d'échange et possède une forte capacité thermique. En outre, elle peut être utilisée directement comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine. Cependant, son utilisation implique de travailler à des pressions très élevées dans les récepteurs en raison des hautes températures atteintes, ce qui pose des problèmes pour les technologies cylindro-paraboliques [SW3].
- **Les fluides organiques** (butane, propane, etc.) possèdent une température d'évaporation relativement basse et sont utilisés comme fluide thermodynamique dans un cycle de Rankine.
- **L'air** peut être utilisé comme fluide caloporteur ou comme fluide thermodynamique dans les turbines à gaz.

II.3.3 La technique du stockage

Un atout majeur de certaines technologies solaires thermodynamiques est leur capacité de stockage qui permet aux centrales de fonctionner en continu. En effet, lorsque l'ensoleillement est supérieur aux capacités de la turbine, la chaleur en surplus est dirigée vers un stockage thermique, qui se remplit au cours de la journée. La chaleur emmagasinée permet de continuer à produire en cas de passage nuageux ainsi qu'à la tombée de la nuit. Plusieurs procédés de stockage peuvent être utilisés : sel fondu, béton, matériaux à changement de phase,...etc.

II.3.4 Les systèmes de génération d'électricité

Plusieurs systèmes de génération d'électricité sont envisageables : turbines à gaz solarisées, cycle de Rankine vapeur, moteur Stirling, Cycle de Rankine organique, etc. Le

choix d'un système est conditionné par le type de fluide, la technique de captage et de stockage envisagés. Les cycles de Rankine vapeur sont, dans l'état actuel des technologies, les plus largement déployés.

II.4 Types de centrales solaires thermodynamiques

II.4.1 Les centrales à capteur cylindro-parabolique

Ce type de centrale se compose de rangées parallèles de longs miroirs cylindro-paraboliques qui tournent autour d'un axe pour suivre la course du soleil.

Les rayons solaires sont concentrés sur un tube récepteur horizontal, dans lequel circule un fluide caloporteur dont la température atteint en général 400 °C [12]. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs de chaleur afin de produire de la vapeur surchauffée qui véhicule une turbine ou un générateur électrique.

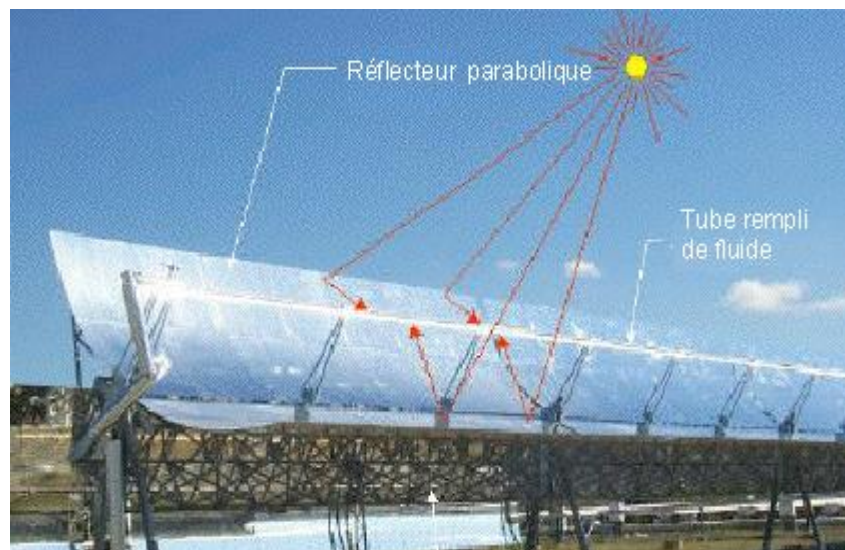


Figure II.6 : Système à réflecteur cylindro-parabolique [12].

II.4.2 Les centrales solaires à miroir de Fresnel

Un facteur de coût important dans la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques repose sur la mise en forme du verre pour obtenir sa forme parabolique.

Une alternative possible consiste à approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans, comme indiqué sur la figure II.7.

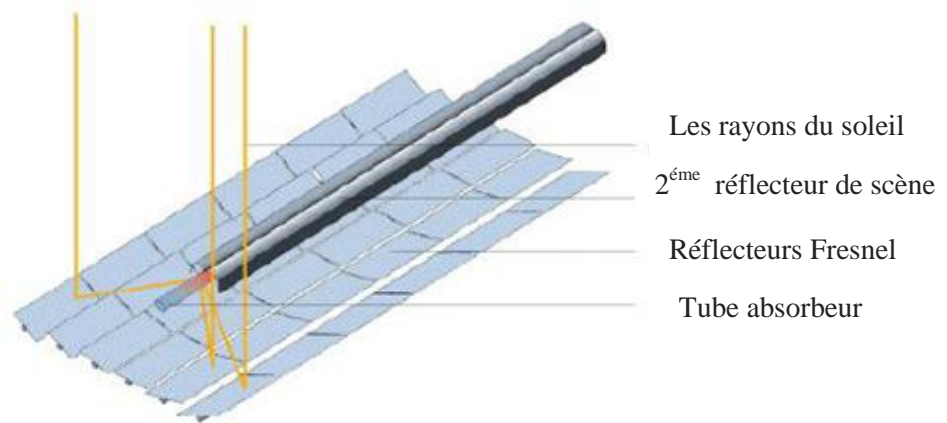


Figure II.7 : Principe de fonctionnement des miroirs de Fresnel [SW4].

Chacun des miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube ou un ensemble de tubes récepteurs linéaires fixes : c'est le principe du concentrateur de Fresnel.

En circulant dans ce récepteur horizontal, le fluide thermodynamique peut être vaporisé puis surchauffé jusqu'à 500 °C. La vapeur alors produite actionne une turbine pour produire de l'électricité. Le cycle thermodynamique est généralement direct, ce qui permet d'éviter les échangeurs de chaleur.

Un tout premier prototype de 2500 m² utilisant la technologie des miroirs de Fresnel, a été réalisé à Liège en 2001 par la société belge Solarmundo [11] (Figure II.8).

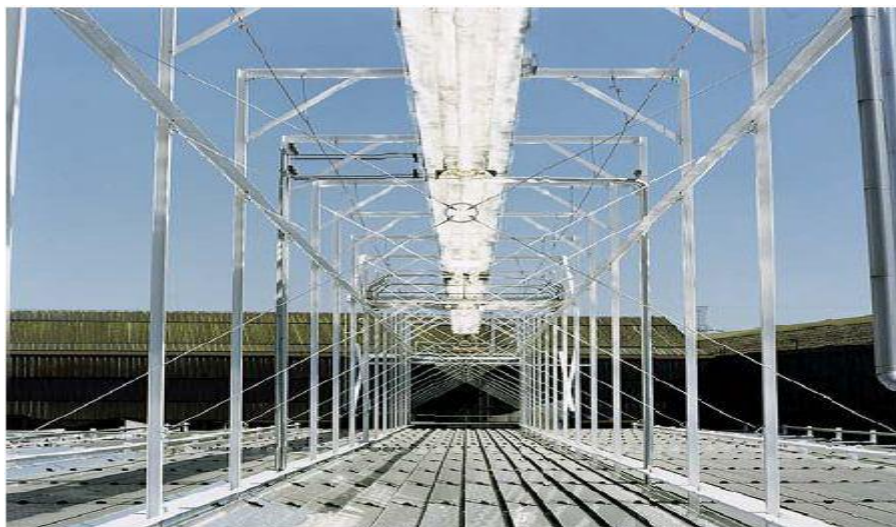


Figure II.8 : Centrales solaires à miroir de Fresnel à Liège [11].

II.4.3 Les centrales à capteurs paraboliques

Ayant la même forme que les paraboles de réception satellite, les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils s'orientent automatiquement et suivent le soleil sur deux axes afin de réfléchir et de concentrer les rayons du soleil vers un point de convergence appelé foyer. Ce foyer est le récepteur du système, il s'agit le plus souvent d'une enceinte fermée contenant du gaz qui est monté en température sous l'effet de la concentration. Cela entraîne un moteur Stirling qui convertit l'énergie solaire thermique en énergie mécanique et ensuite en électricité.



Figure II.9 : Capteur parabolique avec moteur stirling. [SW4, 11]

Le rapport de concentration de ce système est souvent supérieur à 2000 et le récepteur peut atteindre une température de 750 °C.

De toutes les technologies solaires, les capteurs paraboliques ont démontré les meilleurs rendements solaire-électricité (29.4%).[11]

Un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique. Pour ce type de système, le stockage n'est pas possible.

II.4.4 La tour solaire

Les centrales solaires à tour sont constituées de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour. Les miroirs, uniformément répartis, sont appelés héliostats. Chaque héliostat est orientable et suit le soleil individuellement pour réfléchir les radiations en direction du receveur au sommet de la tour solaire.

Le facteur de concentration varie de 600 à plusieurs milliers, ce qui permet d'atteindre des températures importantes, de 600 °C à 1000°C [11]. L'énergie concentrée dans le receveur est ensuite soit directement transférée au fluide thermodynamique (génération directe de vapeur entraînant une turbine ou un chauffage d'air alimentant une turbine à gaz), soit utilisée pour chauffer un fluide caloporteur intermédiaire. Ce liquide caloporteur est ensuite envoyé dans une chaudière et la vapeur générée actionne des turbines. Dans tous les cas, les turbines entraînent des alternateurs produisant de l'électricité.

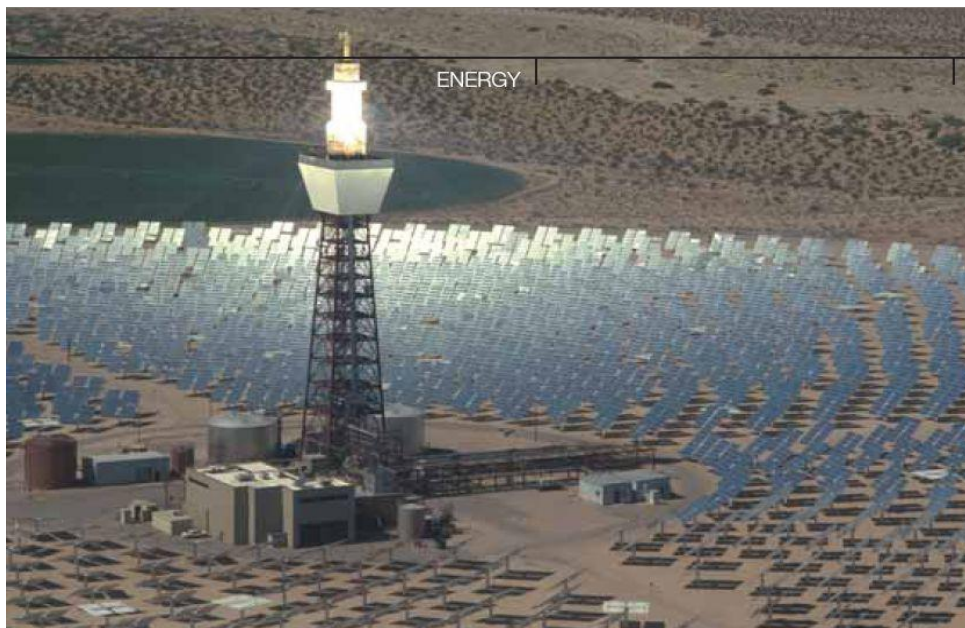


Figure II.10 : Centrale solaire II de Barstow, California [11, SW4].

Les fluides caloporteurs les plus utilisés sont la vapeur d'eau, l'air et les sels fondus. L'installation pilote de Barstow en Californie a utilisé de la vapeur d'eau comme fluide caloporteur de 1982 à 1988. La vapeur d'eau a ensuite été remplacée par des sels fondus tels que NaNO_3 , et KNO_3 , qui ont l'avantage d'être également un moyen de stockage de l'énergie calorifique.

Sur la base de fonctionnement des collecteurs solaires, il s'avère que l'entremise d'une machine thermique conduirait, sans nul doute, à l'augmentation de la performance de l'installation. C'est dans cet objectif, que l'intégration d'une pompe à chaleur dans le cycle a attiré notre attention. Outre cet aspect relatif à l'agencement des éléments constitutifs de la PAC, le choix du fluide thermodynamique conditionne le domaine de son utilisation. Il est

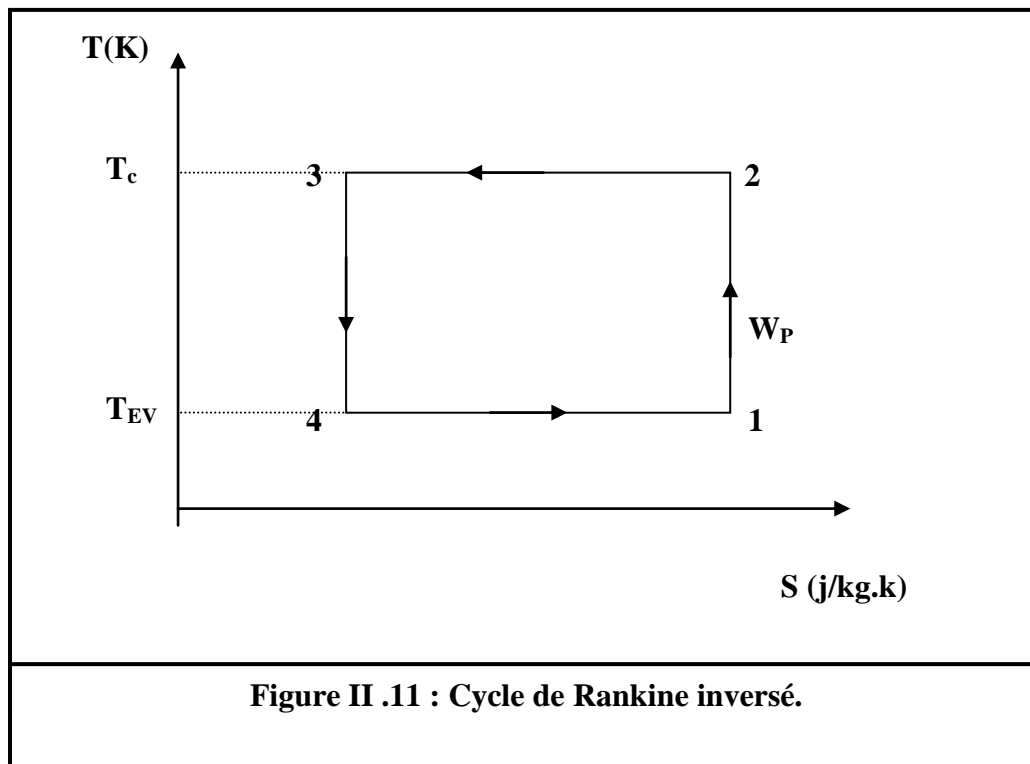
tout à fait logique d'aborder cette partie par une analyse du fonctionnement de base de la PAC.

II.5. La pompe à chaleur à compression

La pompe à chaleur (PAC) est une machine thermique qui fonctionne suivant un cycle thermodynamique où on note une succession de la compression et la détente d'un fluide dit réfrigérant. Ainsi, on fait remarquer que la condensation et l'évaporation isobares dans les tubes constituant les échangeurs sont des processus isothermes.

Thermodynamiquement et par souci de clarté, le transfert de chaleur de la source froide vers un milieu dit source chaude s'accompagne d'une dépense d'une énergie mécanique W_P , à telle enseigne que le cycle puisse être décrit dans un diagramme T-S (cycle de Rankine inversé). On précise qu'il se compose de (Figure II.11) :

- 1 → 2 : Compression isentropique.
- 2 → 3 : Dégagement de chaleur (condensation).
- 3 → 4 : Détente isentropique.
- 4 → 1 : Prélèvement de la chaleur (évaporation) [13, 14].



II.6. Composants d'une pompe à chaleur

II.6.1. Compresseur

Le compresseur – seul organe mobile jouant le rôle de pompe aspirante et refoulante, aspire les vapeurs froides provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées. Ayant subi un travail de compression isentropique, le fluide fait accroître sa température au refoulement. Le choix de compresseur se fait suivant la gamme de puissance nécessaire [15].

II.6.2. Condenseur

Dans les pompes à chaleur, la fonction du condenseur est de transférer à la source chaude l'énergie de la vapeur issue du compresseur. Parallèlement à sa fonction principale de condensation, il peut servir à la désurchauffe de la vapeur et au sous-refroidissement du liquide si les conditions de la cinétique de transfert thermique le permettent. Le fluide récepteur peut être un gaz ou un liquide. Les condenseurs diffèrent suivant le type du fluide recevant la chaleur [15].

II.6.3. Détendeur

Le détendeur est un organe de laminage, placé entre la partie haute pression et la partie basse pression. Il reçoit le frigorigène à l'état condensé et éventuellement sous-refroidi. Afin d'augmenter la performance de la pompe à chaleur, certaines conceptions prévoient le couplage du détendeur au compresseur moyennant un arbre de transmission où il sera possible de récupérer du travail lors de la détente.

Toutefois, le frigorigène est partiellement vaporisé pendant la détente dont la qualité de la vapeur dépendra des conditions de fonctionnement du détendeur [14].

II.6.4. Evaporateur

De par sa forme identique à celle du condenseur décrit ci-dessus, l'évaporateur est un échangeur de chaleur, dans lequel le mélange liquide - vapeur issu du détendeur se vaporise

totalemment par ébullition à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide. Cette pression étant maintenue constante pendant toute l'ébullition [15].

II.7. Principe de fonctionnement d'une PAC

La pompe à chaleur est une machine thermique constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide caloporteur de façon cyclique tout en subissant alternativement les processus de condensation et d'évaporation en fonction des organes qu'il traverse (Figure II.12) [29].

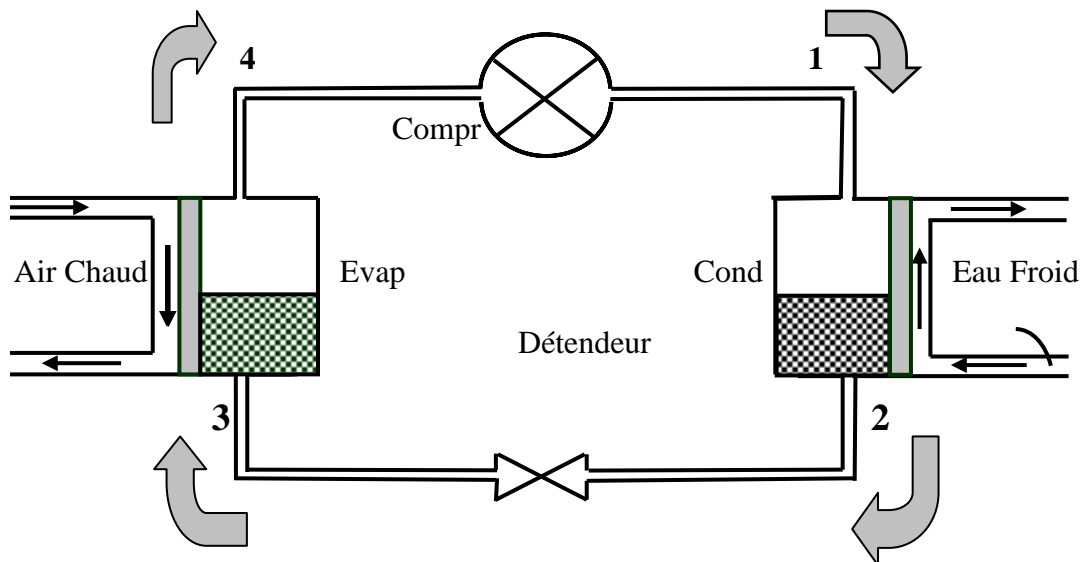


Figure II.12 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur à compression.

Les transformations que subit le fluide caloporteur sont :

1) A la sortie de l'échangeur (évaporateur), le fluide est quasi-totalemment sous forme de vapeur à la pression P_{ev} . A ce stade, il est admis dans le compresseur pour en sortir à un niveau thermique plus important. La vapeur ainsi obtenue est une vapeur surchauffée et la pression est de P_C .

2) Par l'intermédiaire du condenseur installé dans la partie refoulement du compresseur, le fluide est mis en contact thermique avec la source chaude où la vapeur surchauffée libère sa chaleur latente et sensible pour se transformer totalement en liquide saturé. Il est à mentionner que la source chaude pourrait être l'eau qui serait ultérieurement introduit dans une turbine à vapeur. L'efficacité de l'échange thermique à travers le condenseur dépendra des conditions hydrodynamiques de circulation de deux courants

3) Le fluide caloporteur condensé à pression constante P_c est introduit dans l'élément dit détenteur qui est mécaniquement une vanne où il est mis en contact avec une zone de faible pression P_{ev} . En subissant cette détente, une fraction du liquide se trouve vaporisé avec un niveau thermique plus faible.

4) Le fluide caloporteur partiellement vaporisé est conduit ensuite dans un évaporateur (échangeur de chaleur avec changement de phase) lequel est traversé à contre-courant par un fluide qui constitue la source froide dont la température est qualitativement plus élevée que celle de l'évaporateur T_{ev} . Mis en contact, le fluide caloporteur est évaporé par absorption de la chaleur de la source chaude qui représente un réservoir thermique [29].

II.7.1. Cycle théorique d'une pompe à chaleur

Pour analyser les performances d'une PAC, il y a lieu d'envisager son fonctionnement suivant un cycle théorique dont la puissance de chauffage est maximale. Pour ce faire, le schéma le plus simple est celui composé des transformations dont les irréversibilités thermodynamiques sont réduites à leur minimum.

Ce schéma coïncide avec le cycle de Carnot réversible, lequel peut être représenté dans le diagramme de Mollier par la figure II.13. De par sa construction, le diagramme permet l'évaluation des énergies échangées dans chaque élément constitutif de la PAC. Théoriquement, on distingue :

- ✓ 2 transformations isothermes.
- ✓ 2 transformations isentropiques (adiabatiques et réversibles)

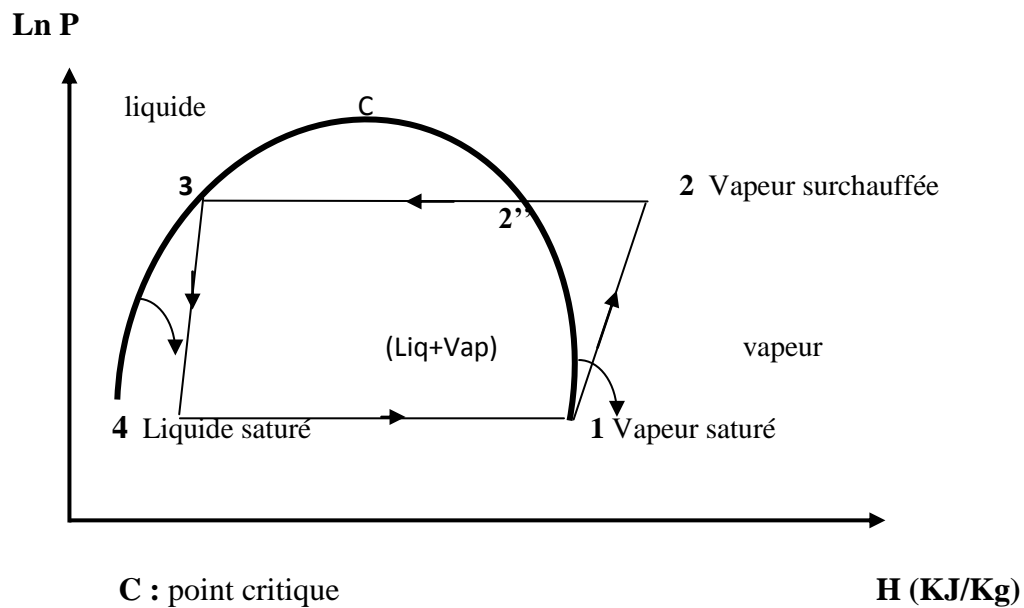


Figure II.13 : Cycle de réfrigérant dans une PAC.

Les transformations isothermes ont trait à des changements de phases où le fluide frigorigène subit une condensation ($2 \rightarrow 3$) et une évaporation ($4 \rightarrow 1$) à pression et température constantes. Cependant, les transformations isentropiques ont lieu dans le compresseur et le détendeur ($1 \rightarrow 2$ et $3 \rightarrow 4$). Un apport d'énergie mécanique (W) au niveau du compresseur est indispensable pour réaliser le cycle de la PAC. Suivant le schéma ci-dessus, la transformation ($2 \rightarrow 3$) est accompagnée d'un dégagement (échange) de la chaleur sensible ($2 \rightarrow 2''$) et de la chaleur latente de condensation ($2'' \rightarrow 3$) [26, 29].

II.7.2. Cycle réel de la PAC

Si le cycle théorique conduit à des performances maximales, le cycle réel est le siège d'une myriade de phénomènes d'irréversibilités thermodynamiques dont les conséquences sont la réduction de la performance de la PAC.

En outre, les hypothèses introduites dans l'analyse du cycle théorique :

- Pertes charge de négligeables.
- Variation de l'énergie potentielle nulle.
- Pertes thermiques à travers les parois des échangeurs sont négligeables (Adiabatiques).

Ces dernières grandeurs sont sources de dégradation de la qualité de l'énergie. Pour ne se limiter qu'à ces quelques phénomènes réels et afin d'y faire face, l'installation complète d'une PAC doit intégrer quelques éléments qui pourraient nous permettre de nous rapprocher d'un cycle théorique. L'adjonction d'un surchauffeur à l'issue de l'évaporateur et d'un sous-refroidisseur à la sortie du condenseur conduit à une PAC dont le cycle peut être représenté par la figure II .14.

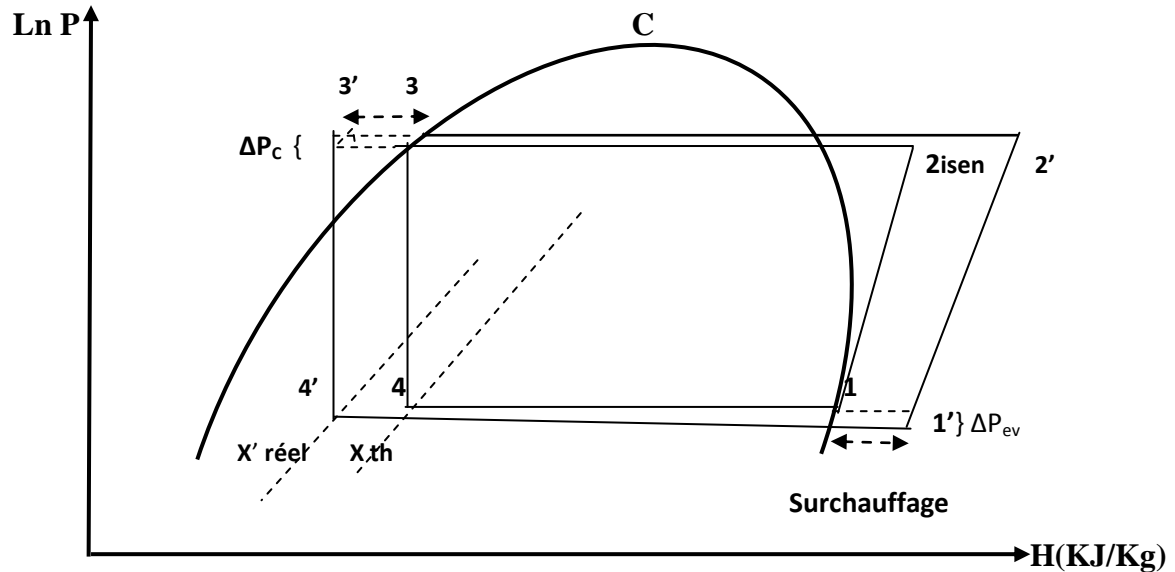


Figure II .14 : Cycle réel d'une pompe à chaleur à compression [16].

Les pertes de charges ΔP_c et ΔP_{ev} , à travers le condenseur et l'évaporateur respectivement, associées à l'écoulement du fluide contribuent négativement à la performance. Outre le fonctionnement d'une pompe à chaleur suivant un cycle théorique, une compression réelle conduit à la création d'entropie, ce qui se répercute par un déplacement à droite du point 2_{isen} soit $2'$. Donc l'entropie au point $2'$ est plus grande et la température T_2' est plus élevée.

De façon analogue, le liquide frigorigène est détendu entre les points $3'$ et $4'$ sans échange thermique ni récupération de travail mécanique (détente de Joule –Thomson). Cela provient du fait que sa surface d'échange thermique est très faible.

Thermodynamiquement, une telle détente est isenthalpe et le liquide frigorigène se trouve refroidi de T_3' à T_4' avec comme résultat une vaporisation partielle. Le titre en vapeur du mélange (gaz-liquide) est de $X'_{réel}$. Souvent, afin d'éviter l'aspiration éventuelle de gouttelettes de liquide issu de l'évaporateur dans le compresseur, il est plus adéquat

d'installer un surchauffeur qui a pour rôle la vaporisation totale de toute trace liquide et la vapeur surchauffée obtenue a pour température T'_1 [16].

II.8 Critères d'analyse de la performance d'une PAC

L'analyse thermodynamique du cycle de la pompe à chaleur montre que le fluide réfrigérant est responsable du transfert de l'énergie thermique d'un certain niveau (dit source) à un niveau plus haut dit puits. Les premier et second principes de la thermodynamique peuvent être appliqués aux différents éléments constitutifs de la machine pour déterminer les bilans de matière, d'énergie et d'irréversibilités. Ainsi, l'étude de la performance du cycle de chauffage est décrite par l'introduction du concept du coefficient de performance (COP) qui est défini par le rapport :

$$C.O.P = \frac{\text{Effet utile .}}{\text{Energie nette fournie d'un milieu externe.}} \quad (\text{II.1})$$

Pour les systèmes à compression mécanique de vapeur, l'énergie nette fournie d'un milieu externe est souvent sous forme de travail mécanique ou électrique lequel peut inclure le travail reçu par le compresseur, les ventilateurs. L'application du second principe montre qu'un cycle complètement réversible, fonctionnant dans des conditions déterminées, conduit à un COP maximal. Pour tenir compte du cycle réel du chauffage, on définit le coefficient de l'efficacité par :

$$\eta_{\text{PAC}} = \frac{(\text{COP})_{\text{réel}}}{(\text{COP})_{\text{th}}} \quad (\text{II.2})$$

En tenant compte de la définition du COP d'une part et du fonctionnement de la PAC, d'autre part, son expression analytique est donnée par :

$$(\text{COP})_{\text{th}} = \frac{Q_C}{W} \quad (\text{II.3})$$

En négligeant la variation des énergies potentielle et cinétique et en considérant les pertes thermiques négligeables, le premier principe de la thermodynamique s'écrit pour un volume de contrôle délimitant la PAC.

$$W + Q_{Ev} - Q_C = 0 \quad (\text{II.4})$$

Par ailleurs, le second principe de la thermodynamique pour le volume de contrôle dans le cas d'une transformation réversible s'écrit :

$$\frac{Q_{Ev}}{T_{Ev}} - \frac{Q_C}{T_C} = 0 \quad (\text{II.5})$$

Il ressort de la définition de COP :

$$(COP)_{th} = \frac{|Q_C|}{W} = \frac{T_C}{T_C - T_{Ev}} \quad (\text{II.6})$$

Pour répondre à l'objectif du fonctionnement du couplage de la pompe à chaleur à compression à une tour solaire à concentration, le choix du fluide caloporteur a fait l'objet du chapitre III.

III.1. Introduction

Dans le chapitre II, nous avons mis en évidence la nécessité de faire intervenir un fluide caloporteur pour assurer le transfert de chaleur entre la source froide et la source chaude. Il est tout à fait évident que le fluide caloporteur recherché doit vérifier un certain nombre de critères lesquels seront énumérés à travers les paragraphes suivants. En outre, pour étudier le cycle thermodynamique, il semble incontournable l'étude comparative de l'équilibre liquide- vapeur des différents fluides purs.

De nombreux secteurs de l'industrie requièrent de grandes quantités de chaleur à des températures élevées. Le plus souvent, l'apport direct de chaleur n'est pas compatible avec les exigences industrielles. Depuis de nombreuses années, on utilise en général un fluide caloporteur pour apporter la chaleur de manière indirecte.

Le choix du fluide dépend de la température requise et peut être l'eau, la vapeur, les produits organiques naturels ou synthétiques, les huiles, les sels fondus ou encore les métaux liquides.

Lorsqu'il s'agit de températures en dessous de 180 °C, le choix porte le plus souvent sur l'eau et la vapeur, au-delà de 400 °C, ce sont les sels minéraux et les métaux liquides qui priment. Pour les applications comprises entre ces deux températures, les fluides organiques sont généralement privilégiés.

III.2. Définition du fluide caloporteur

On appelle fluide réfrigérant ou fluide caloporteur, tout fluide qui est préférentiellement utilisé pour véhiculer l'énergie thermique entre deux ou plusieurs sources de température. Selon ses propriétés thermophysiques variables avec la température, la pression et selon les conditions de changement d'état, on peut établir un classement de valeur eu égard aux fonctions à assurer. Pour une pression inférieure à la pression critique, le domaine d'utilisation du liquide est borné inférieurement par la température de fusion et supérieurement par la température d'ébullition [13]. Compte tenu de leurs propriétés et de leurs domaines d'utilisation, on peut décider de leur adaptation au fonctionnement de la pompe à chaleur à compression [17].

III.2.1. Identification du fluide frigorigène

Pour des raisons purement commerciales, le frigorigène (Réfrigérant) est identifié par la lettre R suivi d'un chiffre qui tient compte de sa composition chimique. Il est noté par

$R_{c d u}$ où :

- Le chiffre des unités « **u** » désigne le nombre d'atomes de fluor.
- Le chiffre des dizaines « **d** » désigne le nombre d'atomes d'hydrogène +1.
- Le chiffre des centaines « **c** » désigne le nombre d'atomes de carbone -1.

Il est à mentionner que le carbone comporte quatre liaisons chimiques. C'est ainsi qu'on complètera le nombre de liaisons avec des atomes de chlore si nécessaire. Il ressort que le nom du frigorigène comporte les renseignements ayant trait aux nombres d'atomes de chlore, de fluor, d'hydrogène et de carbone de départ.

III.3. Critères de sélection du fluide caloporteur

Compte tenu des propriétés des fluides caloporteurs et de leur impact sur les domaines de leur utilisation, un certain nombre de critères conditionne leurs applications. C'est ainsi qu'on considérera essentiellement les points suivants :

III.3.1. Critères thermiques

III.3.1.1. Température d'ébullition

Un choix sélectif du fluide caloporteur afin qu'il soit admis dans les circuits de machine sous condition qu'il y ait surpression vis-à-vis du milieu extérieur impose que la température à l'évaporateur T_{ev} doit être supérieure à la température d'ébullition normale du fluide. Cette condition de surpression conduit certainement à éviter toute intrusion de l'air dans les conduites car son effet est trop négatif sur les performances du cycle [16].

III.3.1.2. Température critique

Par définition, à la température critique d'un fluide, la chaleur latente de vaporisation est nulle et au-delà de T_c , le passage de l'état liquide à l'état vapeur se fait de façon continue. Pour une telle considération, la température au condenseur de la machine doit être suffisamment basse par rapport à la température critique T_{cr} du fluide [16].

Il en découle que si $T_{cr} = T_c$, la performance du système (machine) se trouve sérieusement affectée et elle avoisine un COP nul.

III.3.1.3. Pression du cycle frigorigène

La pression d'évaporation P_{ev} est imposée par la température T_{ev} qui doit être légèrement supérieure à la température d'ébullition normale. C'est ainsi que les limites de pression qui conditionnent le fonctionnement du compresseur d'une PAC imposent au constructeur le travail mécanique à fournir.

Thermodynamiquement, le taux de compression détermine les bornes limitant le domaine de pression, lesquelles permettent l'obtention d'une efficacité optimale du compresseur [16].

De toute évidence, il y a lieu d'opter pour des compresseurs multi-étagés afin de réduire autant que possible les irréversibilités thermodynamiques, au niveau de chaque élément.

III.3.2. Critères de sécurité

En plus des critères thermiques liés directement aux conditions de fonctionnement de la PAC, il y a lieu de prendre d'autres caractéristiques afin de parvenir à la sélection du bon fluide caloporteur. Sans prétendre être exhaustif, le choix final doit prendre en considération les points suivants :

- 1) Toxicité.
- 2) Inflammabilité.
- 3) Action sur l'environnement (Attaque de la couche d'ozone et effet de serre).
- 4) Compatibilité avec les matériaux.

III.3.3. Critères économiques

Ils dépendent essentiellement des facteurs suivants :

- Nature chimique.

- Procédés de fabrication.
- Sa disponibilité sur le marché pour assurer de façon continue l'approvisionnement en cas de fuites ou de réparation.

III.4. Caractérisation du fluide caloporteur

Le choix du fluide caloporteur nécessite la prise en considération des données suivantes :

- 1) Température au condenseur $200^{\circ}\text{C} \leq T_c \leq 300^{\circ}\text{C}$.
- 2) Pression $5 \text{ bars} \leq P_c \leq 20 \text{ bars}$.
- 3) Impact faible sur l'environnement.

A ce sujet, une analyse bibliographique assez conséquente montre que les conditions de la faisabilité économique de la pompe à chaleur intégrée à un cycle thermodynamique de la tour solaire conduisent à adopter les fluides caloporteurs suivants :

- **R₇₁₈** (Vapeur d'eau)
- **Dowtherm A** (biphényles ($\text{C}_{12}\text{H}_{10}$) et l'oxyde de diphenyle ($\text{C}_{12}\text{H}_{10}\text{O}$)).
- **Toluène** (C_7H_8)
- **Benzène** (C_6H_{12})

Le toluène et le benzène sont exclus dans cette opération compte tenu de leurs inflammabilités.

III.5. Acquisition des données thermodynamiques

L'étude de la performance de la PAC est basée essentiellement sur la variation de la chaleur échangée au condenseur.

Il apparaît que l'augmentation de COP est une conséquence simultanée de l'augmentation de Q_c et de la diminution de W .

A juste titre de la compression, on doit noter que W est dépendant de la pression au refoulement du compresseur P_c . Il est évident que la taille et le coût de fonctionnement en tiennent compte et qu'il serait plus adéquat de travailler à des pressions assez basses.

III.5.1 Analyse sur la base de pression au condenseur

Afin de pouvoir choisir le meilleur fluide caloporteur, on a été amené à tracer la courbe $P^{\text{sat}}=P^{\text{sat}}(T)$ pour les deux fluides caloporteurs retenus initialement. A cet effet, les données fournies [18, 19] ont pu montrer que le R₇₁₈ présente des pressions importantes comparativement à l'huile synthétique sur l'intervalle de température correspondant à un bon fonctionnement de la PAC.

$$P_{R718} > P_{DowthermA}$$

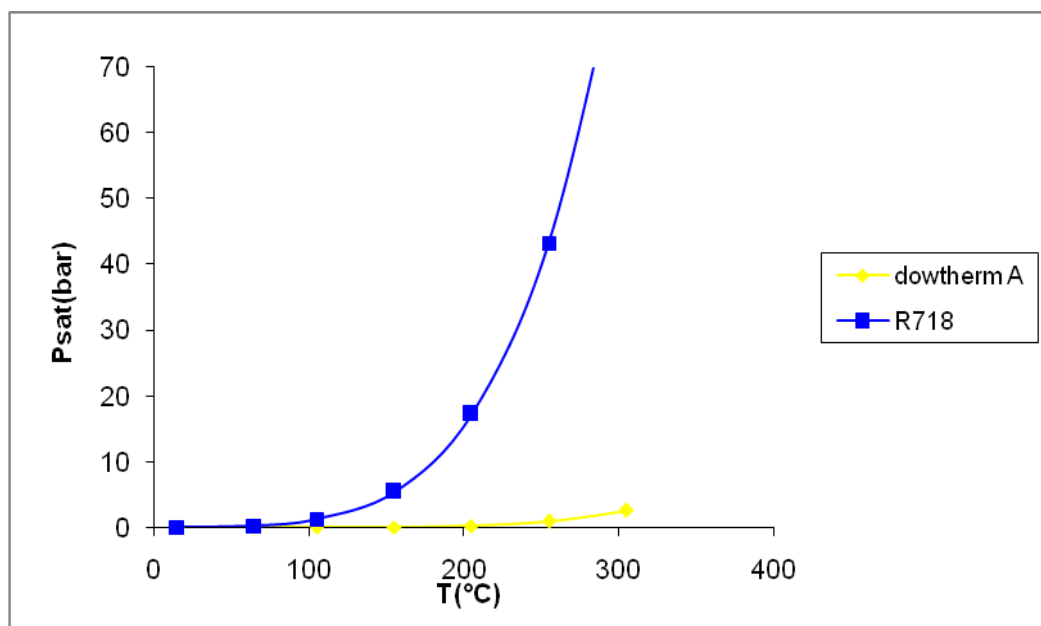


Figure III.1. Variation de la tension de vapeur à la condensation en fonction de la température T.

Une première conclusion se dégage lors de l'étude de la PAC. Il en découle que le fluide caloporteur, Dowtherm A, semble répondre à un objectif qui se rapporte au travail à des pressions moyennement considérables. Une simple lecture sur la figure III.1 permet d'aboutir à la conclusion ci-dessus.

III.5.2 Analyse sur la base de la chaleur latente de condensation

De point de vue purement énergétique, l'augmentation de la chaleur de condensation conduit à une amélioration de la performance de la machine. Si le rapprochement du point critique a pour conséquence une diminution abrupte de (ΔH_{cond}) , le fonctionnement à des

températures lointaines de T_{cr} est fort conseillé pour des raisons ayant trait à l'accroissement de ΔH_{cond} . Pour pouvoir trancher en matière de choix du fluide caloporteur, l'analyse de la variation de ΔH_{cond} avec la température est incontournable. Il va de même que le traçage des données relatives aux deux fluides caloporteurs montre que la vapeur d'eau est plus intéressante sur un intervalle de température beaucoup plus large.

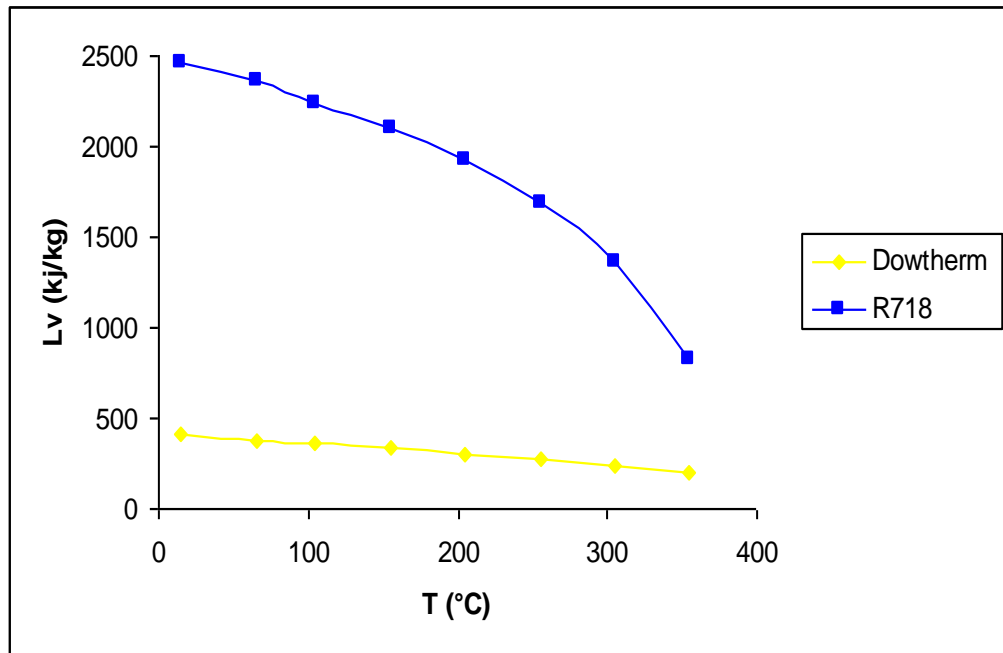


Figure III.2 La variation de la chaleur latente en fonction de la température.

Cette étude, relativement axée sur l'aspect énergétique, corrobore le fondement qui conduit à la rétention du R_{718} et demeure de loin le fluide caloporteur qui répondrait le mieux à notre circuit de chauffage de vapeur d'eau surchauffé destiné à l'entraînement de la turbine de la vapeur pour générer de l'électricité.

III.5.3 Analyse de l'impact du fluide caloporteur sur l'environnement

DOWTHERM A est un fluide à une DBO_5 de 1,70 ; 62% de sa demande théorique en oxygène. Cela indique qu'il est biodégradable et non persistant dans l'environnement. Il n'existe aucune preuve que les produits nocifs sont formés à la suite de la biodégradation [19]. Une fois ses bactéries sont acclimatées, un système de traitement des déchets devrait atteindre un degré élevé d'élimination de liquide avant que l'effluent d'eaux usées atteigne le cours d'eau récepteur.

III.5.4 Analyse de la corrosivité du fluide caloporteur

DOWTHERM A n'est pas corrosif envers les métaux communs et alliages. Même à des températures élevées, l'équipement présente habituellement une excellente durée de vie. Dans de nombreux systèmes, il est encore utilisé après 30 ans de service continu [19].

III.6. Propriétés du fluide retenu

Dans les paragraphes précédents, nous avons mis en évidence l'intérêt de l'utilisation du fluide caloporteur R₇₁₈ dans le circuit d'une pompe à chaleur destinée à être couplée à une tour solaire thermique. Il apparaît que la connaissance des conditions opératoires de fonctionnement de la PAC nécessite le calcul de certaines fonctions caractéristiques relatives à la vapeur d'eau.

III.6.1. Equation de la tension de vapeur

Les modèles thermodynamiques relatifs au calcul de la tension de vapeur sont basés essentiellement sur l'équation d'Antoine. En effet, les données relatives à l'eau ont été traitées numériquement en proposant l'équation suivante [20] :

$$\ln P_{sat} = B_1 + \frac{B_2}{T_{sat}} + B_3 \ln T_{sat} + B_4 (T_{sat}^{B_5}) \quad (\text{III.1})$$

Où B_i ($1 \leq i \leq 5$) sont les coefficients propres de la vapeur d'eau [Annexe].

III.6.2. Calcul de la masse volumique

Compte tenu de l'évolution de l'état physique du fluide caloporteur dans le cycle de pompe à chaleur, il y a lieu de prendre en considération aussi bien la phase liquide que la phase vapeur.

- **Masse volumique de vapeur saturée**

Dans la partie relative à la branche de la courbe d'équilibre liquide-vapeur correspondante à la température de rosée, la densité de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [21] :

$$\rho_v = C_1 \exp(C_2 T) \quad (\text{III.2})$$

L'expression du volume massique de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [22] :

$$V_v = \frac{RT}{P} (1 + B' P + C' P^2) \quad (\text{III.3})$$

Où les coefficients d'état B' et C' sont fonctions de la température, lesquelles sont établies par les équations suivantes [22]:

$$B' = -0,147184 \times 10^{-8} e^{1734,29/T} \quad (\text{III.4})$$

$$C' = -0,702869 \times 10^{-17} e^{262,563/T} \quad (\text{III.5})$$

Où T est exprimé en Kelvin (K°), P en Pascal (Pa), et V en mètre cube par kilogramme (m³/kg)

▪ **Masse volumique de liquide saturé**

De façon identique, les données relatives à la branche de la partie de la courbe d'équilibre liquide-vapeur correspondante à la température de bulle peuvent être ajustées par l'équation d'interpolation suivante [21]:

$$\rho_l = C_3 T + C_4 \quad (\text{III.6})$$

C₁, C₂, C₃, C₄ sont les coefficients propres de l'eau [Annexe].

L'expression du volume massique de la phase liquide peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [22] :

$$V_l = \frac{\sum_{i=6}^7 F_i T^{i-6}}{\sum_{i=0}^5 F_i T^i} \quad (\text{III.8})$$

Où F_i (0 ≤ i ≤ 7) sont les coefficients propres de l'eau [Annexe].

III.6.3. Calcul de l'enthalpie

▪ L'enthalpie de la vapeur

Le calcul de l'enthalpie peut être dérivé à partir des propriétés relatives à l'équation d'état du fluide caloporteur. Ainsi, indépendamment des conditions physiques du fluide caloporteur (vapeur saturée ou surchauffée) :

$$H = H_{T,P \rightarrow 0} + \Omega_H \quad (\text{III.9})$$

On doit noter que l'enthalpie d'un corps dépend de la température et la pression. Si on prend le gaz parfait à une température (T_{ref} et P_0) comme état de référence, l'enthalpie s'écrit :

$$H_{T,P_0} = \int_{T_{\text{ref}},P_0}^{T,P_0} C_{p_0} dT \quad (\text{III.10})$$

P_0 est relativement faible.

Il y a lieu de noter que disposant de la chaleur spécifique à volume constant, la chaleur spécifique à pression constante pour un gaz parfait est déterminée par la relation de Mayer [29] :

$$C_{P_0} = C_{V_\infty} + R \quad (\text{III.11})$$

On rappelle que C_p est une fonction uniquement de la température et elle a pour formule [18] :

$$C_{p_v} = D_1 T^3 + D_2 T - D_3 \quad (\text{III.12})$$

C_{p_v} : chaleur spécifique à pression constante de la vapeur d'eau

D_1, D_2, D_3 sont les coefficients propres de la vapeur d'eau [Annexe].

La contribution de la pression à la variation d'enthalpie en fonction des variables d'état s'écrit [29] :

$$\Omega_H = P \times V - R \times T - \int_{V_\infty}^{V_f} \left(P - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right) \times T \right) dV \quad (\text{III.13})$$

L'expression de l'enthalpie de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [22] :

$$H(T, P, V) = \sum_{i=0}^5 a_i T^i - RT^2 \frac{dB'}{dT} P - \frac{1}{2} RT^2 \frac{dC'}{dT} P^2 \quad (\text{III.14})$$

Avec :

$$\frac{dB'}{dT} = \frac{0,25526 \times 10^{-5}}{T^2} e^{1734,29/T} \quad (\text{III.15})$$

$$\frac{dC'}{dT} = \frac{0,184547 \times 10^{-13}}{T^2} e^{2625,63/T} \quad (\text{III.16})$$

$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ sont les coefficients propres de la vapeur d'eau [Annexe].

▪ L'enthalpie de liquide saturé

Les valeurs de l'enthalpie pour le liquide saturé sont calculées en utilisant l'équation de Clapeyron [23].

$$H_l = H_v - J \times T \times \left(\frac{dP}{dT} \right) \times (V_v - V_l) \quad (\text{III.17})$$

V_l et V_v sont les volumes spécifiques de la phase liquide saturée et de la phase vapeur saturée, respectivement calculés à partir de l'équation d'état à T et P constantes.

H_l et H_v sont les enthalpies de l'état liquide saturé et de l'état vapeur saturée, respectivement calculées à T et P constantes.

L'expression de l'enthalpie de la phase liquide peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [22] :

$$H(T, P, V) = \alpha - 0,01214 + TV_l \frac{dP}{dT} \times 10^{-3} \quad (\text{III.18})$$

Avec : α est un paramètre qui dépend exclusivement de la température :

$$\alpha = \sum_{i=0}^4 M_i T^i - M_5 (T - 403,128)^{3,1} \quad (\text{III.19})$$

$M_0, M_1, M_2, M_3, M_4, M_5$ sont les coefficients propres de l'eau [Annexe].

$\left(\frac{dP}{dT}\right)$: est la pente locale de la tension de vapeur par rapport à la température. Elle est exprimée par la relation suivante [22]:

$$\frac{dP}{dT} = P \times \sum_{i=-2}^2 K_i T^i \quad (\text{III.20})$$

K_{-2} , K_{-1} , K_0 , K_1 , K_2 sont les coefficients propres de la courbe d'équilibre liq-vap de l'eau [Annexe].

III.6.4. Calcul de l'entropie

▪ L'entropie de vapeur

Egalement, le calcul de l'entropie peut être dérivé à partir de l'équation d'état relative au fluide caloporteur.

Ainsi, indépendamment des conditions physiques du fluide caloporteur (vapeur saturée ou surchauffée), l'entropie s'écrit :

$$S = S_{T,P \rightarrow 0} + \Omega_s \quad (\text{III.21})$$

On doit noter que l'entropie d'un corps dépend de la température et de la pression. Si on prend le gaz parfait à une température (T_{ref} et P) comme état de référence, l'entropie s'écrit :

$$S_{T,P_0} = \int_{T_{\text{ref}},P_0}^{T,P_0} \frac{C_{p_0}}{T} \times dT \quad (\text{III.22})$$

La contribution de la pression à la variation d'entropie en fonction des variables d'état s'écrit :

$$\Omega_s = -R \times \ln\left(\frac{R \times T}{V}\right) + \int_{V_\infty}^{V_f} \left(\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V - \frac{R}{V} \right) dV \quad (\text{III.23})$$

En tenant compte de l'équation d'état, l'expression de l'entropie de la phase vapeur peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [22] :

$$S(T, P, V) = \sum_{i=0}^5 w_i T^i + w_6 \ln T - R \ln P - \left(RB' + RT \frac{dB'}{dT} \right) P - \frac{1}{2} \left(RC' + RT \frac{dC'}{dT} \right) P^2 \quad (\text{III.24})$$

$W_0, W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6$ sont les coefficients propres de la vapeur d'eau [voir Annexe].

▪ Entropie du liquide

Les valeurs de l'entropie pour le liquide saturé sont calculées en utilisant l'équation de Clapeyron [23].

$$S_l = S_v - J \times \left(\frac{dP}{dT} \right) \times (V_v - V_l) \quad (\text{III.25})$$

V_l et V_v sont les volumes spécifiques de la phase liquide saturée et de la phase vapeur saturée respectivement calculés à partir de l'équation d'état à T et P constantes.

S_l et S_v sont les entropies de l'état liquide saturé et de l'état vapeur saturée respectivement calculées à T et P constantes.

De façon identique, l'expression de l'entropie de la phase liquide peut être estimée par l'équation d'interpolation suivante [22] :

$$S(T, P, V) = \sum_{i=0}^3 E_i T^i + E_4 \ln T + E_5 (T - 403,128)^3 + V_l \frac{dP}{dT} \quad (\text{III.26})$$

Les constantes ($E_0, E_1, E_2, E_3, E_4, E_5$), sont les coefficients propres de l'eau [Annexe].

Pour étudier l'influence des variables opératoires aussi bien sur la performance que sur les caractéristiques géométriques des éléments de la machine thermique, la modélisation constitue l'étape incontournable dans le chapitre IV.

IV.1. Modélisation du fonctionnement d'une pompe à chaleur

Le cycle thermodynamique du fluide caloporteur dans la machine à compression de vapeur est, par nature, un cycle fermé, de nombreux modèles ont été développés pour les simuler. Eu égard aux conditions de fonctionnement des cycles à compression de vapeur, ce travail s'inspire des modèles thermodynamiques lesquels se basent sur un certain nombre d'hypothèses :

- La variation des énergies cinétique et potentielle est négligeable.
- Les pertes thermiques sont négligeables.
- Les pertes de charges à travers toute l'installation sont négligées.

Outre ces hypothèses largement simplificatrices, le calcul des grandeurs thermodynamiques et physiques pour évaluer la performance de la machine nécessite l'établissement de certaines fonctions relatives aux propriétés du fluide.

Parmi ces fonctions, on note :

- 1) Equation d'état qui est une relation du type $P=P(V, T)$ qui décrit le comportement du fluide caloporteur.
- 2) Tension de vapeur du fluide.

Il y a lieu de rajouter la masse volumique densité de chacune des phases (liquide et vapeur), ainsi que toutes les fonctions thermodynamiques (H, S, G, \dots). Pour décrire de façon parfaite le modèle global de la machine à compression, il est impératif de tenir compte des interconnexions existantes entre les différents éléments constitutifs de la machine.

Ces interconnexions sont représentées physiquement par le couplage de matière, de chaleur et d'entropie entre les différents courants dans l'installation.

Un schéma illustrant les interconnexions des différentes composantes modélisées, est présenté à la figure IV.1.

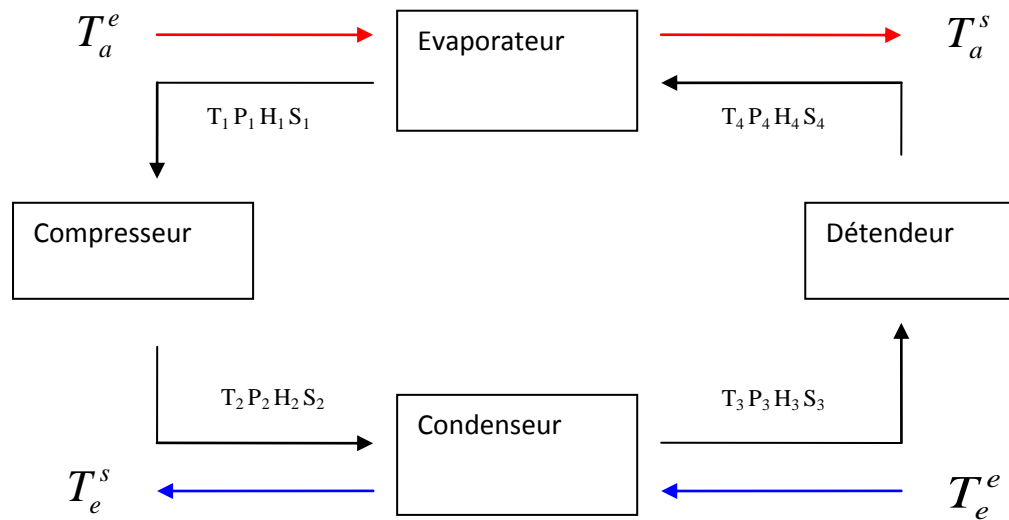


Figure IV.1 Circulation des courants interagissant avec les éléments de l'installation.

IV.1.1. Calcul du travail fourni au compresseur

Pour un rendement donné du système électrique du compresseur, le travail W développé lors de la compression du réfrigérant, à l'état vapeur, entre les niveaux des pressions P_1 et P_2 s'écrit [24] :

$$W_p = \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (\text{IV.1})$$

La quantification de cette intégrale exige la connaissance de la fonction d'état du fluide réfrigérant $V = f(P, T)$.

La littérature abonde en matière d'équations d'état pour l'eau. ASHRAE donne un récapitulatif des propriétés physiques de l'eau en fonction des variables d'état P , V , et T . Ainsi, on peut noter que le travail fourni au compresseur s'écrit :

$$W_p = \dot{m}_R \times (H_2 - H_1) \quad (\text{IV.2})$$

Il y a lieu de remarquer que l'enthalpie est fonction de la température et de la pression, et que H_1 correspond à l'enthalpie de la vapeur saturante. Toutefois la relation entre P_1 et P_2 dépend du type de compression. En effet, on distingue :

a) Compression polytropique

Une transformation polytropique est une transformation au cours de laquelle des transferts de chaleur et de travail s'effectuent avec le milieu ambiant.

Comme il existe une infinité de chemins possibles, on choisit un chemin physiquement exploitable. Il est défini fréquemment par l'équation représentative suivante [24] :

$$PV^n = ct \quad (\text{IV.3})$$

Où n est défini comme étant l'exposant polytropique. La combinaison des équations (IV.1) et (IV.2) conduit à exprimer le travail en termes de grandeurs mesurables. En fonction des pressions d'aspiration et de refoulement, le travail W est :

$$W_{\text{réel}} = \frac{n}{n-1} \times Z_1 \times R \times T_1 \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} - 1 \right] \quad (\text{IV.4})$$

Où Z_1 est le coefficient de compressibilité du fluide caloporteur déterminé aux conditions d'aspiration, défini par la relation [14] :

$$Z_1 = \frac{P_1 \times V_1}{R \times T_1} \quad (\text{IV.5})$$

Où sa valeur est consignée dans ASHRAE [23].

b) Compression isentropique

Une transformation isentropique est une transformation au cours de laquelle la variation de l'entropie est nulle.

Pour une compression isentropique, on montre que l'exposant n est égal au rapport de chaleur spécifique à pression constante à la chaleur spécifique à volume constant [14]. Soit :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (\text{IV.6})$$

De façon identique, le travail mécanique de compression pour une compression adiabatique a pour valeur [14] :

$$W_{\text{idéal}} = \frac{\gamma \times R \times Z_1 \times T_1}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} - 1 \right] \quad (\text{IV.7})$$

En général, on caractérise la compression par l'efficacité adiabatique qui est définie par :

$$\eta = \frac{W_{\text{réel}}}{W_{\text{idéal}}} \quad (\text{IV.8})$$

Sur la base des relations de la thermodynamique classique, il est évident que les relations entre les variables d'état pour une compression quelconque peuvent s'écrire:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (\text{IV.9})$$

Ces relations permettront de calculer toutes les autres variables ainsi que les fonctions thermodynamiques qui entrent dans l'analyse de la performance de la PAC [14].

IV.1.2 Calcul du détenteur

Il est admis que le détenteur n'est pas souvent siège d'échange d'énergie avec le milieu environnant. Son étude est facilitée par l'introduction du coefficient de détente Joule-Thomson lequel est défini par la relation :

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad (\text{IV.10})$$

- **Hypothèse 1 : Détente isenthalpe**

En fonction des grandeurs thermodynamiques mesurables, s'écrit :

$$\mu = - \frac{\left(\frac{\partial H}{\partial P} \right)_T}{\left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_P} = \frac{T \times \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P - V}{C_p} \quad (\text{IV.11})$$

On voit que le signe de μ dépend de la nature du fluide par le biais de son équation d'état. Il est positif lors du refroidissement et négatif lors du chauffage compte tenu du fait

que toute détente est accompagnée d'une diminution de la pression ($P_{Ev} < P_C$). Une conclusion inverse est obtenue dans le cas contraire. Il est clair que, dans une telle détente, il n'y a pas de possibilité de récupérer du travail sur la détente, d'où :

$$H_3 = H_4 \quad (\text{IV.12})$$

▪ Hypothèse 2: Détente isentrope

Une détente réversible et adiabatique est une détente isentrope dans laquelle le système conserve son entropie entre l'état initial et l'état final. Mathématiquement, elle est formulée par la relation :

$$S_3 = S_4 \quad (\text{IV.13})$$

IV.1.3 Les échangeurs de chaleur (condenseur, évaporateur)

IV.1.3.1 Calcul des caractéristiques des échangeurs thermiques

Dans la pompe à chaleur, les deux échangeurs de chaleur (condenseur, évaporateur) sont du type échangeur avec changement de phase où la puissance échangée est proportionnelle à la chaleur latente de vaporisation dans l'évaporateur et à cette dernière, au signe près, dans le condenseur aux pressions et températures considérées. En tenant compte du débit du fluide caloporteur, leurs puissances respectives sont:

$$Q_C = \dot{m}_R \times (H_3 - H_2) \quad (\text{IV.14})$$

$$Q_{ev} = \dot{m}_R \times (H_1 - H_4) \quad (\text{IV.15})$$

Où Q_C et Q_{Ev} sont respectivement les puissances thermiques échangées dans le condenseur et dans l'évaporateur. En outre, \dot{m}_R est le débit du fluide caloporteur, alors que H_1 , H_2 , H_3 et H_4 sont les enthalpies du réfrigérant dans les conditions de fonctionnement de la PAC.

IV.1.3.2 Dimensionnement de l'échangeur

On se contente, dans cette partie, d'analyser les performances de l'échange en termes du produit ($U * A$) pour chacun des deux échangeurs (condenseur et évaporateur). Pour

chaque appareil il y a lieu de tenir compte de la cinétique de transfert thermique et, par conséquent, la quantité de chaleur échangée entre les deux courants s'écrit :

$$\dot{Q} = U \times A \times (\Delta T)_{Ln} \quad (\text{IV.16})$$

Avec

U : coefficient global d'échange thermique, supposé constant le long de l'échangeur.

A : surface d'échange. Cependant, La moyenne logarithmique de différence de température $(\Delta T)_{Ln}$ est totalement obtenue par l'introduction d'un pincement de températures dans l'échangeur.

▪ Condenseur

Une formulation de l'expression $(\Delta T)_{Ln}^C$ relative au condenseur est développée, sans difficultés, sur la base de profil de température présenté ci-dessous et ce indépendamment du sens de l'écoulement des deux fluides. Elle a pour expression :

$$(\Delta T)_{Ln}^C = \frac{(T_3 - T_e^e) - (T_2 - T_e^s)}{Ln \frac{T_3 - T_e^e}{T_2 - T_e^s}} \quad (\text{IV.17})$$

Sur la base de l'hypothèse de l'état saturé de l'eau et compte des conditions des fonctionnements du condenseur, on peut considérer que $T_2 = T_3 = T_c$

$$(\Delta T)_{Ln}^C = \frac{T_e^s - T_e^e}{Ln \frac{T_c - T_e^e}{T_c - T_e^s}} \quad (\text{IV.18})$$

T_c : Température de condensation du fluide caloporteur, alors que T_e^e et T_e^s : sont respectivement la température d'entrée et de sortie de l'eau (fluide réchauffé) dans le condenseur.

▪ Evaporateur

De façon similaire, une formulation identique de l'expression $(\Delta T)_{Ln}^{Ev}$ peut être développée sur la base de l'hypothèse de l'état saturé de l'eau, et compte des conditions des fonctionnements du l'évaporateur on peut considérer que $T_1=T_4=T_{ev}$, et sur la base de profil de température présentée ci-dessus :

$$(\Delta T)_{Ln}^{EV} = \frac{T_a^e - T_a^s}{Ln \frac{T_{EV} - T_a^s}{T_{EV} - T_a^e}} \quad (IV.19)$$

T_{ev} : Température d'évaporation du fluide caloporteur, alors que T_a^e et T_a^s sont respectivement les températures d'entrée et de sortie de l'air (fluide refroidi) dans l'évaporateur.

IV.2 Analyse de l'effet de pincement de températures

Dans un cycle réversible à compression, l'évolution idéale des profils de températures du frigorigène dans les échangeurs que renferme le système, peut être présentée sur la figure IV.2 [29].

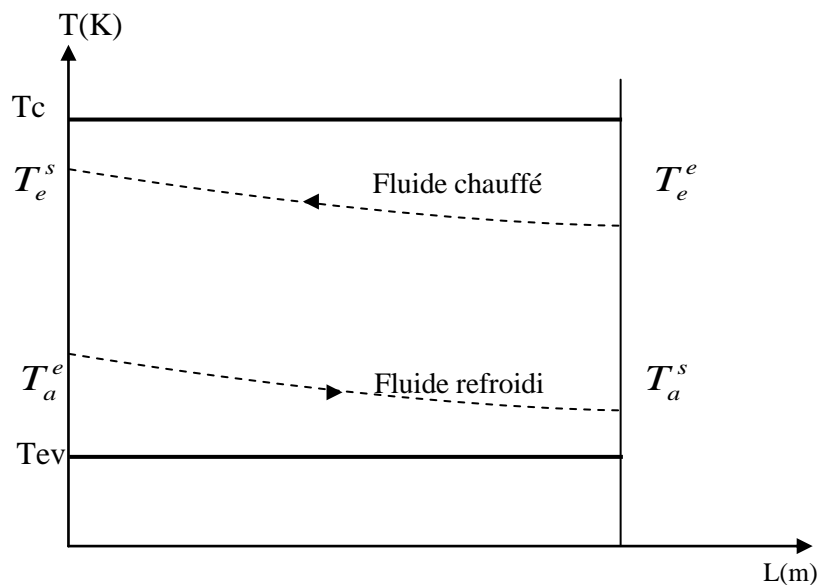


Figure IV.2 Profils de températures des fluides dans le condenseur et dans l'évaporateur.

Au niveau de l'évaporateur, le fluide caloporteur est vaporisé en prélevant de la chaleur à l'air lequel a pour résultat un refroidissement T_a^e à T_a^s . Si la vapeur obtenue est à température T_{ev} avec une pression P_{Ev} , on note que :

$$T_{Ev} \langle T_a^s \rangle T_a^e$$

En moyenne, il y a lieu de supposer que :

$$T_{Ev} = T_a - (\Delta T)^{ev}_{moy}$$

Une analyse similaire de la transformation au niveau du condenseur conduit à :

$$T_C \rangle T_e^s \rangle T_e^e$$

Soit :

$$T_C = T_e + (\Delta T)^C_{moy}$$

Compte tenu de la transformation réelle, le COP de la machine thermique s'écrit :

$$COP = \frac{T_e + (\Delta T)^C_{moy}}{[T_e + (\Delta T)^C_{moy}] - [T_a - (\Delta T)^f_{moy}]} \quad (\text{IV.20})$$

Afin de visualiser l'impact du pincement de température (ΔT) sur le COP , on peut admettre en première approximation que :

$$(\Delta T)^C_{moy} = (\Delta T)^f_{moy} = \Delta T$$

D'où :

$$COP = \frac{T_e + \Delta T}{(T_e - T_a + 2 \times \Delta T)} \quad (\text{IV.21})$$

En supposant que T_e est constante, la maximisation du (COP) implique nécessairement la minimisation de $(T_e - T_a)$.

Pour le calcul des fonctions thermodynamiques (H, S) et des propriétés relatives aux différents états du fluide réfrigérant, on recourt aux résultats compilés et corrélés par les fonctions données en annexes.

Pour faire l'inventaire des grandeurs opératoires extérieurement contrôlables du fonctionnement, il sera mis en évidence l'intérêt du recours à la notion de degrés de liberté dans le cinquième chapitre.

V.1. Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons mis en évidence l'intérêt énergétique du couplage pompe à chaleur-tour solaire thermique en vue de relever le niveau thermique du puits d'énergie. En outre, la simulation du fonctionnement du procédé nécessite préalablement la fixation des variables opératoires et la délimitation de leur domaine de variation afin de pouvoir obtenir des résultats qui permettent l'analyse de la performance du couplage. C'est dans ce cadre qu'on a recours au concept de degrés de liberté

V.2. Concept de degrés de liberté appliqués à l'installation

La solution des problèmes de séparation multiétagée, multiphasique de plusieurs constituants et l'analyse de fonctionnement des unités complexes est une opération qui exige la simulation du procédé en adoptant successivement la stratégie de simulation simultanée, laquelle est basée sur la technique de calculs itératifs. Il est évident que le problème implique un certain nombre d'équations phénoménologiques et constitutives qui englobent un nombre suffisant de variables de design. Ces variables doivent être impérativement spécifiées alors que le nombre de variables de sortie (out put) qui demeurent inconnues doit être égal exactement au nombre d'équations indépendantes.

L'application de la méthode de calcul de degrés de liberté de chaque élément doit être faite avec une grande précaution et la connaissance du phénomène (procédé) est un préalable qui, faute de quoi, conduirait à des résultats aberrants. Pour élucider cette approche, nous avons adopté la méthode d'analyse par élément, laquelle est présentée dans le paragraphe suivant [25].

V.2.1. Principe de l'analyse de degrés de liberté

Lors de la résolution des équations du modèle du procédé pour toutes les variables inconnues, on peut se rendre compte que les informations dont on dispose ne sont pas suffisantes et que certaines variables peuvent prendre des valeurs arbitraires. En effet, il est recommandé, avant d'entamer tout calcul long et / ou fastidieux, d'appliquer le principe d'analyse de degrés de liberté relatif au procédé étudié. Cette méthode, très efficace, nous permet d'appréhender et de déterminer les paramètres de performance de fonctionnement du système. Elle est basée essentiellement sur la règle de phases de Gibbs [25] d'une part et sur

les lois de conservation de la matière et d'énergie d'autre part. Par définition, le nombre de degrés de liberté (N_D) est déterminé par la relation suivante :

$$N_D = N_V - N_E \quad (\text{V.1})$$

Où :

N_V , N_E désignent le nombre des variables inconnues et le nombre d'équations indépendantes relatif au modèle respectivement.

Ces équations proviennent des lois de conservation de matière et d'énergie, des relations thermodynamiques et des spécifications ou contraintes sur le procédé.

Le degré de liberté nous renseigne sur le nombre des variables de conception (design) extérieurement contrôlables. Il représente le nombre de variables maximal sur quoi le concepteur peut agir pour explorer le comportement du procédé et sa performance. Il est évident que la méthode de degrés de liberté facilite considérablement le choix des variables de conception tout en améliorant les conditions de traitement mathématique lorsqu'on fait appel à l'outil informatique dans l'étape de simulation.

V.2.2. Application pour l'analyse de l'installation

V.2.2.1 Echangeur de chaleur

On considère l'échangeur de chaleur comme élément, siège d'interaction de 4 courants dont chacun est monophasique (constitué d'une seule phase). Si C désigne le nombre de constituants du courant, alors on peut lui associer $(C+3)$ variables qui peuvent être spécifiées [25] comme suit :

- Fractions molaires X	C
- Son débit total	1
- Sa pression	1
- Sa température	1

Il est important de noter que, dans un échangeur de chaleur, la seule interaction possible est l'interaction thermique. Si on note C_1 le nombre de constituants dans le circuit

PAC et C_2 le nombre de constituants du fluide qui a pour rôle l'entraînement de la chaleur, il en découle qu'on peut dénombrer :

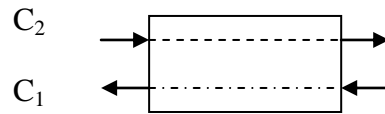


Figure V.1 : Schéma d'interaction thermique dans un échangeur de chaleur.

- Le nombre de variables :

$$N_V = 2 \times (C_1 + C_2) + 12 \quad (\text{V.2})$$

- Le nombre total de restrictions représentant le nombre d'équations peut être énuméré comme suit :

Bilan de matière par constituant : $(C_1 - 1) + (C_2 - 1)$

Bilan de matière global : $1 + 1$

Somme de compositions : $\sum_{i=1}^{i=C_1} X_i = 1, \sum_{i=1}^{i=C_2} X_i = 1$ $2 + 2$

Bilan enthalpique : $\frac{1}{\text{Total} = (C_1 + C_2 + 5)}$

Donc, on a : $N_E = C_1 + C_2 + 5 \quad (\text{V.3})$

Il en découle, d'après l'équation (V.1), que le nombre de degrés de liberté pour un échangeur de chaleur est de:

$$N_D = C_1 + C_2 + 7 \quad (\text{V.4})$$

En conséquence, il est important de spécifier la liste de ces variables de conception. On note spécialement les suivantes :

Spécification de variables	Nombre de variables
- Débit de chacun des deux courants :	2
- Composition de chacun des deux courants: X_i	$C_1 + C_2 - 2$
- Température et pression des deux courants entrants: T, P	$2 * 2 = 4$
- Pression des deux courants sortants ou pertes de charge: ΔP	$2 * 1 = 2$
- Puissance thermique échangée entre les deux courants : Q	<u>1</u>
	Total = $(C_1 + C_2 + 7)$

V.2.2.2 Compresseur

Cet élément est en contact avec deux courants de matière comme le montre la figure ci-dessous:

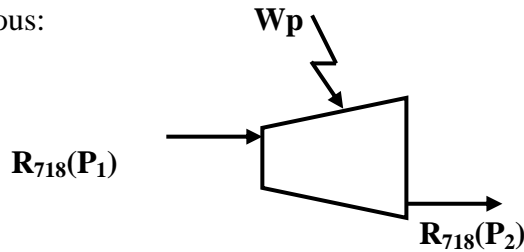


Figure V.2 : Schéma standard du compresseur.

En procédant de façon analogue et en tenant compte du travail W_p qui lui est fournie, le nombre de variables :

$$N_v = 2 * (C_1 + 3) + 1$$

$$(N_v)_{comp} = 2 \times C_1 + 7 \tag{V.5}$$

▪ **Le nombre d'équations**

- Bilan de matière global :	1
- Bilan de matière partiel :	$C_1 - 1$
- Bilan enthalpie :	1
- Fractions molaires des constituants : $\sum_{i=1}^{i=C_1} X_i = 1$	<u>2</u>
	Total = $(C_1 + 3)$

$$(N_E)_{comp} = C_1 + 3 \quad (\text{V.6})$$

Le nombre de degrés de liberté relatif au compresseur est :

$$(N_D)_{comp} = C_1 + 4 \quad (\text{V.7})$$

Il va de soi que la spécification des variables opératoires s'impose à cette étape d'analyse. En conséquence, la liste de ces variables de conception est identifiée comme suit:

Spécification de variables	Nombre de variables
- Débit du courant entrant:	1
- Composition du courant entrant: X_i	$C_1 - 1$
- Température et pression du courant entrant: T, P	$2 * 1 = 2$
- Pression du courant sortant: P	1
- Puissance mécanique fournie au compresseur : W_p	1
	Total = $(C_1 + 4)$

V.2.2.3 Détendeur

C'est l'élément central qui permet le passage (laminage) entre deux niveaux de pression soit entre le condenseur et l'évaporateur. Durant la détente, cet organe contribue à la vaporisation partielle du fluide réfrigérant ; Il est présenté à la figure V.3:



Figure V.3 : Schéma standard d'un détendeur.

▪ Le nombre de variables :

En interaction avec deux courants extérieurs de matière, le nombre de variables relatif au détendeur est :

$$(N_v)_{dét} = 2 \times (C_1 + 3) \quad (\text{V.8})$$

▪ **Le nombre d'équations**

	Nombre d'équations
- Bilan de matière global	1
- Bilan de matière partielle	$C_1 - 1$
- Bilan enthalpique	1
Fractions molaires des constituants: $\sum_{i=1}^{i=C_1} X_i = 1$	2
	Total = $(C_1 + 3)$

$$(N_E)_{dét} = C_1 + 3 \quad (\text{V.9})$$

Le nombre de degrés de liberté de l'élément est de :

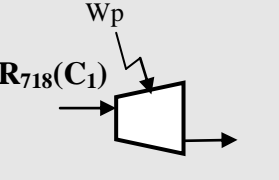
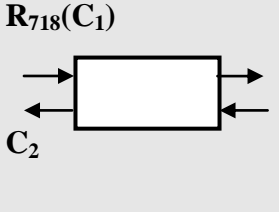
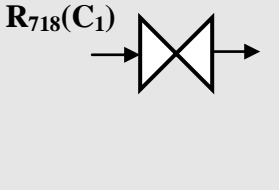
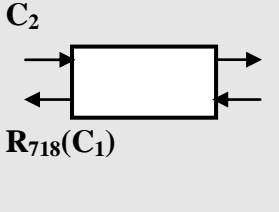
$$(N_D)_{dét} = C_1 + 3 \quad (\text{V.10})$$

En conséquence, la liste de ces variables extérieurement contrôlables pour la conception du détendeur est identifiée comme suit:

Spécification de variables	Nombre de variables
- Débit du courant entrant:	1
- Composition du courant entrant: X	$C_1 - 1$
- Température et pression du courant entrant: T, P	$2 * 1 = 2$
- Pression du courant sortant: P	1
	Total = $(C_1 + 3)$

Dans le but de faciliter la compréhension de la méthode, il nous semble plus instructif de présenter les résultats de calcul, ci-dessus énumérés, sous forme du tableau récapitulatif présenté au tableau V.1 :

Tableau V.1 : Tableau récapitulatif du calcul de degré de libertés des éléments d'une pompe à chaleur.

Schéma	Le nom de l'unité ou élément	Nombre total de variables (N_V)	Nombre d'équations indépendantes (N_E)	Degrés de liberté ($N_D = N_V - N_E$)
	Compresseur	$2 * C_1 + 7$	$C_1 + 3$	$C_1 + 4$
	Condenseur	$2 * (C_1 + C_2) + 12$	$C_1 + C_2 + 5$	$C_1 + C_2 + 7$
	Détendeur	$2 * C_1 + 6$	$C_1 + 3$	$C_1 + 3$
	Evaporateur	$2 * (C_1 + C_2) + 12$	$C_1 + C_2 + 5$	$C_1 + C_2 + 7$

V.2.3. Analyse de l'unité

Schématiquement, une pompe à chaleur peut être assimilée à une succession d'appareils interconnectés et agencés suivant un ordre bien défini, à travers lesquels circule un fluide caloporteur. Naturellement, l'analyse relative à l'élément constitutif de la PAC est à la base de la détermination du nombre de variables de conception. Néanmoins, il ne faut pas

perdre de vue la présence d'éléments annexes qui sont indispensables au fonctionnement d'une pompe à chaleur d'une part et la redondance des courants des deux fluides entre les différents éléments d'autre part. C'est dans cette logique que le nombre de degrés de liberté de l'unité doit tenir compte du degré de liberté de chaque élément. L'étude d'unités complexes a conduit à l'établissement des relations suivantes [25, 26]:

$$(N_V)_{\text{unité}} = \sum_{\text{Tous}} (N_V)_e - N_R(C + 3) + N_A \quad (\text{V.11})$$

$$(N_E)_{\text{unité}} = \sum_{\text{Tous}} (N_E)_e - N_R \quad (\text{V.12})$$

où N_R désigne le nombre de courants de fluides redondants entre deux éléments successifs et N_A désigne les variables additionnelles.

En adoptant le mode de couplage pompe à chaleur –tour solaire thermique, on fait remarquer que les valeurs de N_R dépendent du circuit. Pour le circuit du fluide caloporteur, il est égal à 4, et pour le circuit air, il est égal à 1. Après une analyse détaillée, on montre que :

Le nombre total de variables de l'unité est :

$$(N_V)_{\text{unité}} = 4 \times C_1 + 3 \times C_2 + 20 \quad (\text{V.13})$$

- Le nombre de relations indépendantes est :

$$(N_E)_{\text{unité}} = 4 \times C_1 + 2 \times C_2 + 11 \quad (\text{V.14})$$

De façon identique à l'équation (IV.1), le nombre de degré de liberté d'une unité peut être calculé par :

$$(N_D)_{\text{unité}} = (N_V)_{\text{unité}} - (N_E)_{\text{unité}} \quad (\text{V.15})$$

Compte tenu de la composition des courants, on note qu'ils sont monophasiques et de composition égale à l'unité ($C_1=C_2=C$), conformément à l'équation (IV.15), le nombre de degrés de liberté de l'unité est :

$$(N_D)_{\text{unité}} = C + 9 \quad (\text{IV.16})$$

Afin de réduire le nombre de degrés de liberté de l'installation, on est ramené à émettre certaines hypothèses simplificatrices qu'on admettra, compte tenu des conditions de fonctionnement de la pompe à chaleur. A ce titre, on supposera que :

- Pertes de charge le long des deux échangeurs sont négligeables ($P_1=P_4=P_{ev}$, $P_3=P_2=P_c$)
- Changement de phase isotherme dans le condenseur et l'évaporateur (ni sous refroidissement $T_3=T_2=T_c$, ni surchauffe $T_1=T_4=T_{ev}$).

Les variables propres au fonctionnement de la pompe à chaleur sont :

- Débit du réfrigérant \dot{m}_R .
- Température d'évaporation T_{EV} .
- Température de condensation T_C .
- ΔT_C : Pincement de température aux deux extrémités (entrée, sortie) du condenseur.
- ΔT_{ev} : Pincement de température aux deux extrémités (entrée, sortie) de l'évaporateur.
- Coefficient de polytropie (n).

V.3 Délimitation du domaine de fonctionnement

Pour un intervalle de température de fonctionnement de la PAC [180, 250] °C, les valeurs de γ relatives à l'eau varient dans un intervalle [1.3, 1.47] [18]. Pour une transformation isentrope, on peut estimer que les valeurs moyennent est approximativement voisine de 1,33.

Le domaine de variation des autres paramètres peut être fixé en fonction du tableau suivant :

Tableau V.2 Domaine de variation des différents paramètres opératoires.

Paramètre opératoire	Unité	Valeur minimale	Valeur maximale
Débit de réfrigérant (\dot{m}_r)	(kg/sec)	1	3
Température au condenseur (T_C)	(°K)	473	523
Température à l'évaporateur (T_{ev})	(°K)	405	423
T_e^e à l'entrée du condenseur	(°K)	430	458
T_e^s à la sortie du condenseur	(°K)	470	508
T_a^e à l'entrée de l'évaporateur	(°K)	423	453
T_a^s à la sortie de l'évaporateur	(°K)	410	433
Coefficient de polytropie (n)	(--)	1,3	1,46

V.4 Simulation de la pompe à chaleur à compression

La simulation du fonctionnement de la pompe à chaleur à compression consiste à résoudre les équations de bilans de matière et de chaleur à l'aide d'un calcul itératif en utilisant l'algorithme suivant et ce, afin de déterminer en chaque point (figure IV.1):

- La température.
- La pression.
- L'enthalpie.
- L'entropie.

Les différentes étapes de calculs sont illustrées par l'algorithme suivant:

1. Il faut se donner des valeurs à T_C et T_{ev} pour procéder au calcul de P_{ev} qui correspondent aux pressions de fonctionnement de l'évaporateur respectivement en utilisant l'équation (III.1). La température T_{ev} et la pression P_{ev} caractérisent le fluide caloporteur à la sortie de l'évaporateur dont l'état est

celui d'une vapeur saturée. A ce niveau, on déterminera la masse volumique, l'enthalpie et l'entropie en utilisant les équations (III.2), (III.14), (III.24).

2. En supposant que la compression est polytrophe et que le fluide issu du compresseur est à l'état de vapeur surchauffée, sa température est déterminée par le biais de l'équation (IV.9).
3. Calculer toutes les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point 2 (figure IV.1), à savoir la masse volumique, l'enthalpie et l'entropie en utilisant les équations (III.2), (III.14), (III.24).
4. Calcul du travail mécanique de compression W_p

$$W_p = \dot{m}_R (H_2 - H_1)$$

5. Calculer toutes les grandeurs thermodynamiques qui se rapportent au point 3 (figure IV.1), à savoir la masse volumique, l'enthalpie et l'entropie en utilisant les équations (III.6), (III.18), (III.26).
6. A ce stade, il y a lieu d'envisager deux types de détente usuelles sachant que le fluide refoulé du détenteur est partiellement vaporisé dans chaque cas, il est recommandé de déterminer la composition du mélange en utilisant la règle du Levier. Le calcul de ce dernier paramètre nécessite la connaissance, suivant le cas, de l'enthalpie ou l'entropie du liquide saturé dont les grandeurs thermodynamiques sont T_{ev} et P_{ev} .

$$6-1: \text{Détente isenthalpe: } H_4 = H_3$$

$$6-2 : \text{Détente isentropie : } S_4 = S_3$$

7. Vérification du premier principe et du deuxième principe de la thermodynamique et calcul des puissances thermiques échangées au niveau du condenseur et de l'évaporateur en utilisant les équations (IV.14) et (IV.15).
8. Calculer les paramètres technologiques du condenseur et de l'évaporateur ($U * A$) en utilisant l'équation (IV.16).
9. L'analyse de la performance est faite sur la base du calcul du coefficient de la performance (COP).

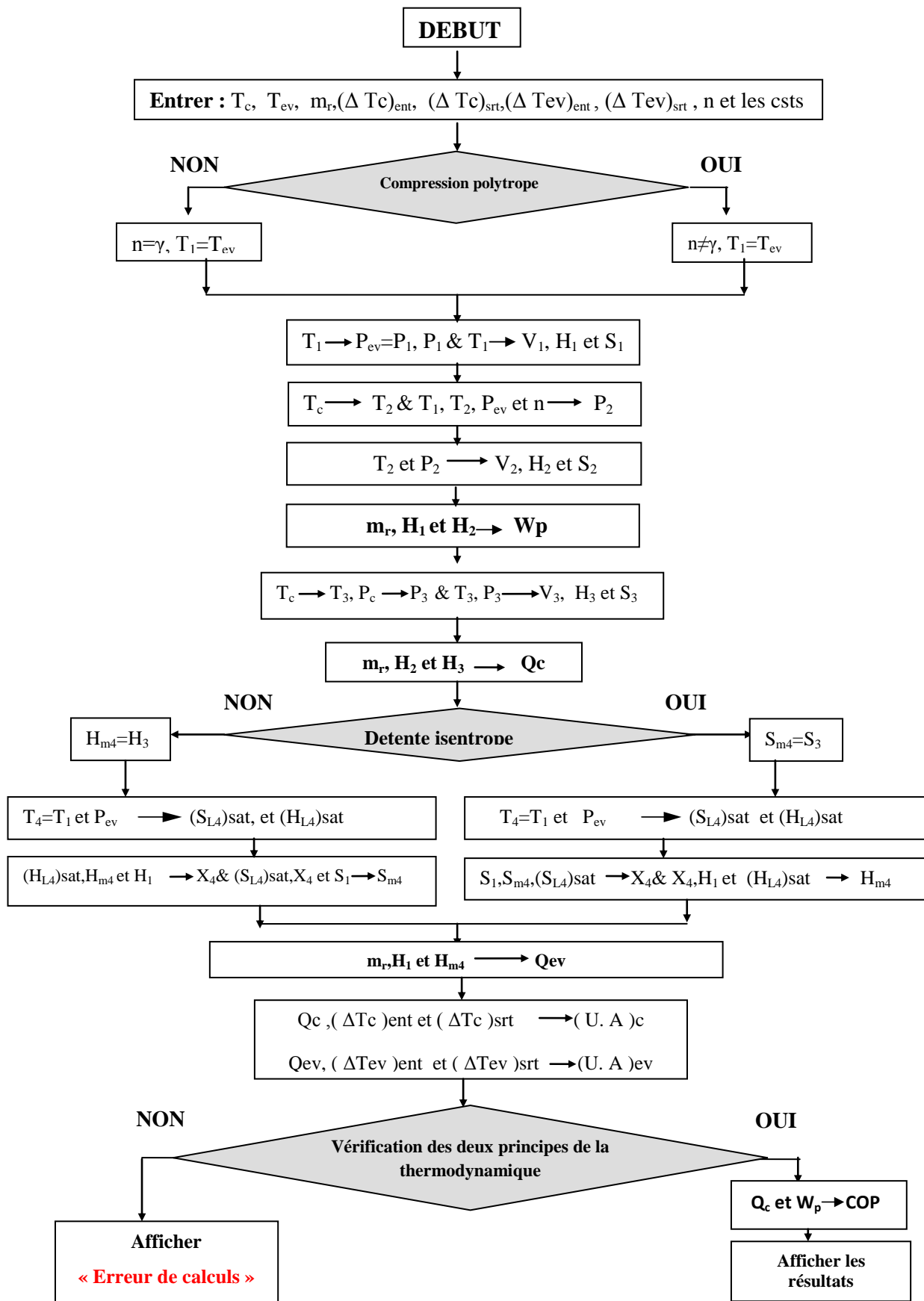


Figure V.4 : Organigramme de calcul de la performance d'une pompe à chaleur à compression

V.5 Résultats et discussions

V.5.1 Etude de sensibilité aux paramètres opératoires internes

V.5.1.1 Influence du débit du réfrigérant sur le COP

Initialement, le calcul du coefficient de performance de la PAC est basé sur l'unité de débit du fluide caloporteur. Les résultats de la simulation font l'objet de la figure V.5. L'allure de la courbe est une droite horizontale dont la valeur COP est égal à 4.225, car l'analyse de la formulation mathématique du COP montre que son expression est indépendante de \dot{m}_R . Un tel résultat, prévisible a priori, est confirmé par les résultats de simulation.

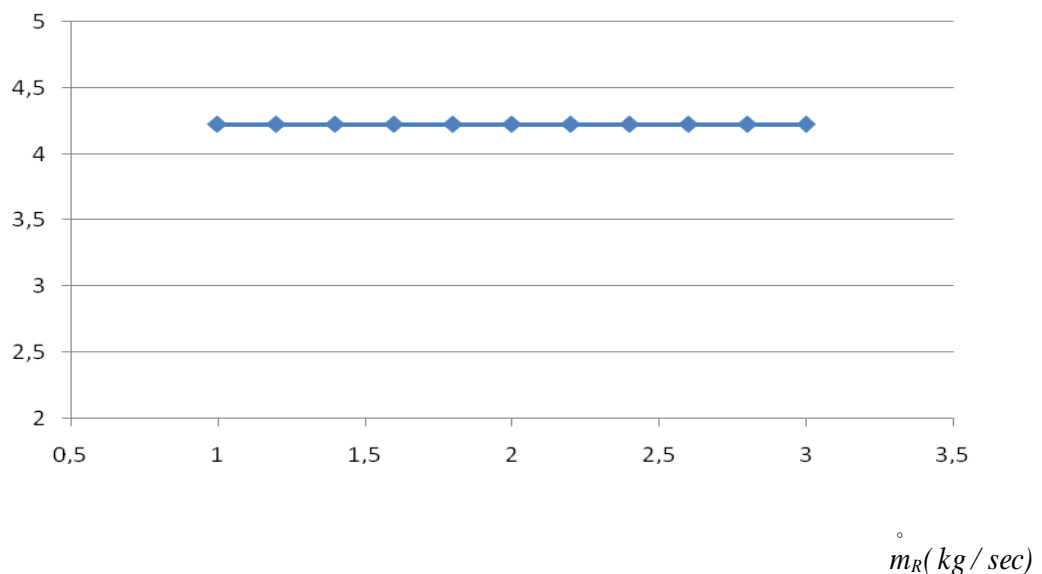


Figure V.5 Influence du débit du fluide caloporteur sur le COP.

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_{ev} = 423,15 \text{ K} ; T_e^e = 403,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K}$$

$$T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ; n = 1,33$$

V.5.1.2 Influence de la température au condenseur sur le COP

Par ailleurs, ce paramètre T_c , est particulièrement important dans l'estimation de la puissance fournie par le condenseur. Il est évident que Q_c dépend exclusivement de la

température au condenseur T_c . On note une décroissance de la valeur du COP avec T_c , laquelle s'explique par le fait que l'augmentation de T_c conduit inévitablement à l'augmentation des irréversibilités dans le cycle d'une part et qu'une telle augmentation a pour conséquence le rapprochement des conditions critiques du fluide caloporteur où l'enthalpie de vaporisation (L_v) est pratiquement de plus en plus faible d'autre part. Sur le plan purement thermodynamique l'augmentation de T_c contribue à une augmentation du pincement de température entre le condenseur et l'évaporateur. Il se dégage qu'un pincement $\Delta T_c^{ev} = T_c - T_{ev}$ conduit à la création de flux d'entropie donc l'irréversibilité dans le cycle. Une telle croissance est à l'origine de la régression de la performance de la PAC donc son COP. En tenant compte des conditions de simulation retenues, les résultats font l'objet de la figure V.6 :

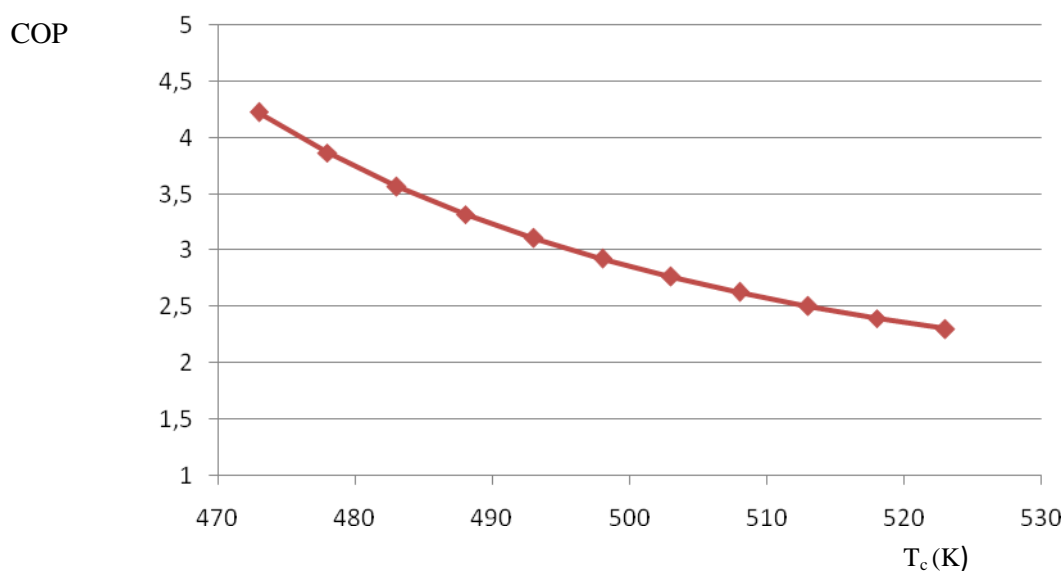


Figure V.6 Variation du COP en fonction de la température du condenseur T_c .

$$\dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec}; T_{ev} = 423,15 \text{ K}; T_e^e = 403,15 \text{ K}; T_e^s = 453,15 \text{ K}$$

$$T_a^e = 443,15 \text{ K}; T_a^s = 428,15 \text{ K}; n = 1,33$$

V.5.1.3 Influence de la température à l'évaporateur sur le COP

La figure représentative de la variation du COP avec la température à l'évaporateur T_{ev} , pour des conditions de fonctionnement déterminées. En tenant compte des conditions

de simulation retenues, les résultats font l'objet de la figure V.7 :

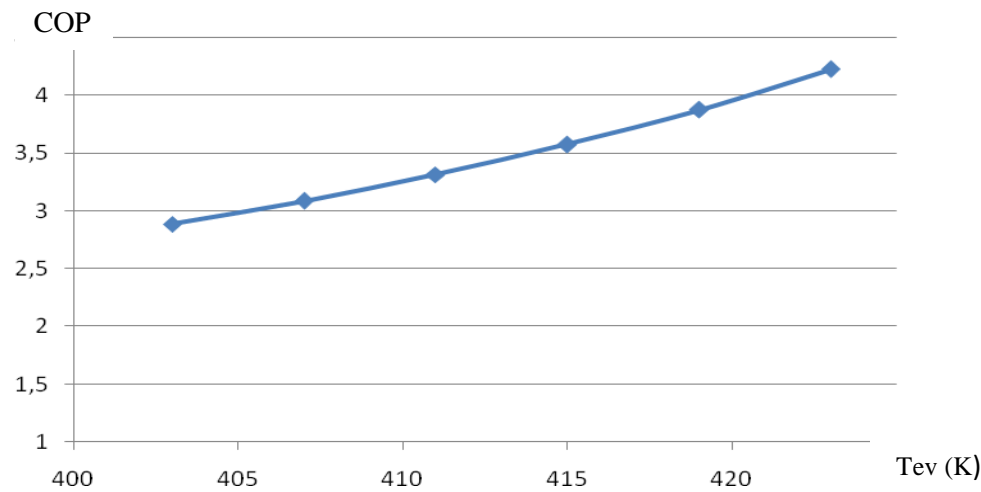


Figure V.7 Variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur T_{ev} .

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_e^e = 403,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K} ; \dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec}$$

$$T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ; n = 1,33$$

Nous avons noté une forte croissance lorsque la température T_{ev} augmente. Ce résultat est prévisible sur la base de la relation entre le COP et T_{ev} pour un cycle idéal de Carnot.

De nouveau, on retrouve l'effet positif du pincement de température $\Delta T_c^{ev} = T_c - T_{ev}$, il est tout à fait évident que ce pincement de températures profite à la performance de la pompe à chaleur.

V.5.1.4 Influence de la variation des pressions P_c et P_{ev} sur le COP

Les relations thermodynamiques, valables pour les transformations adiabatiques extensibles dans leurs applications par Rosen, aux transformations polytropiques [14], montrent que la pression du fluide caloporteur à la sortie de compresseur P_2 dépend du rapport de températures T_c et T_{ev} ainsi que de la pression à l'évaporateur P_{ev} .

Si la relation entre ces variables d'état tient compte d'une grandeur dite coefficient de polytropie n , il faut signaler qu'il dépend aussi bien de la température que de la pression. Pour visualiser l'influence de n sur le COP, on a opté pour sa variation sur un intervalle borné supérieurement par une valeur théorique égale à 1,50 et inférieurement par 1,30. Pour une compression isotherme $n=1$.

La variation de COP avec n fait l'objet de la figure V.8. On peut remarquer que pour une valeur de $n=1,3$ le COP tend vers une valeur maximale qui correspondrait au COP d'une pompe à chaleur décrite par le cycle idéal de Carnot. Cette décroissance progressive de COP avec n a pour origine une création d'entropie de plus en plus grande ce qui altère considérablement la rentabilité énergétique de la PAC avec un risque de chauffage et du échaudage des éléments internes du compresseur.

En outre, cette analyse permettra de limiter le domaine de pression de refoulement du compresseur tout en maintenant l'intérêt énergétique de pompe à chaleur.

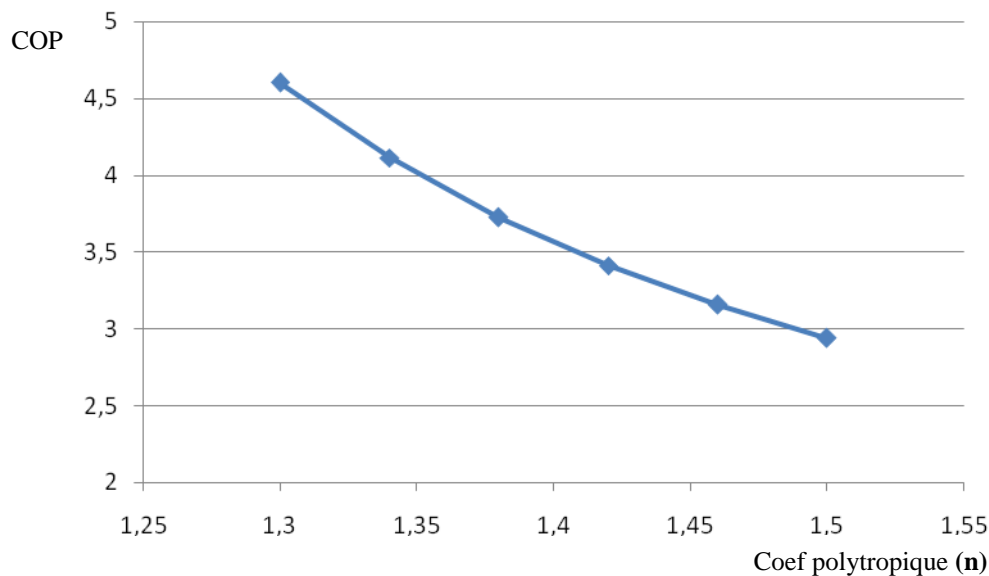


Figure V.8 Influence du coefficient polytropique sur le COP.

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_{ev} = 423,15 \text{ K} ; T_e^e = 403,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K}$$

$$T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ; \dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec}$$

V.5.2 Influence des variables opératoires externes sur le COP

Outre les paramètres cités et qui ont un impact sur la performance de la machine et que l'on a mis en évidence à travers les figures présentées précédemment, les pincements de températures entre les courants entrants et sortants des deux échangeurs constitutifs de notre configuration n'ont, à priori, aucune influence prévisible sur le COP. A titre d'illustration, on présente la variation du COP de la pompe à chaleur avec le pincement de la température à l'entrée du condenseur. On note que le COP est insensible à la variation des conditions hygrométriques de la vapeur d'eau admis au condenseur. Sa valeur est constante et égale à 4,225.

Un résultat identique ressort de l'analyse de l'influence de la température à la sortie du condenseur, de la température à l'entrée de l'évaporateur ainsi que de la température à la sortie de l'évaporateur. Cette variation est mise en exergue à travers la figure V.9.

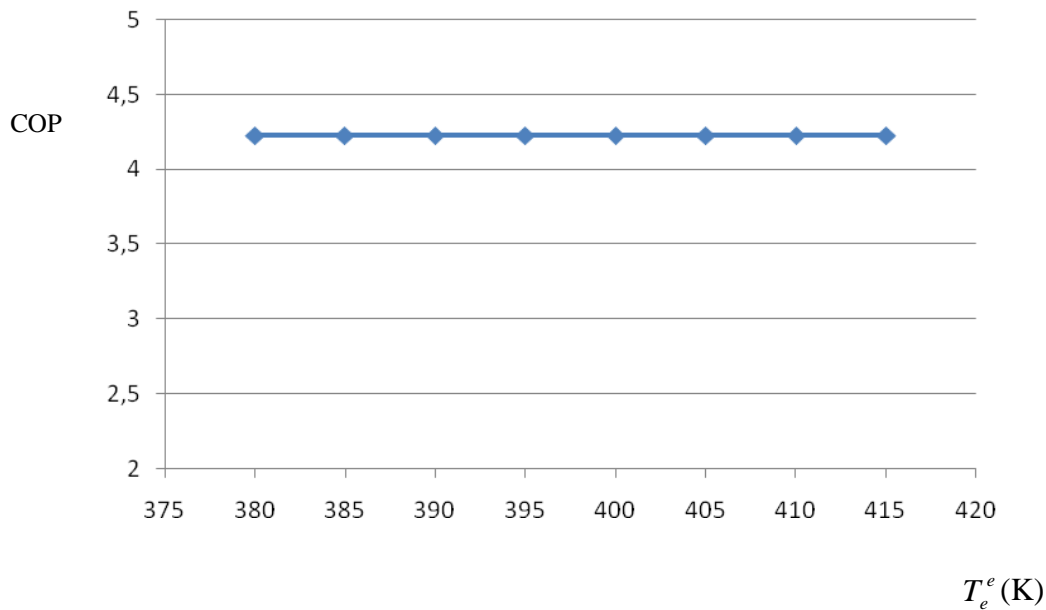


Figure V.9 Influence de la température d'entrée de l'eau condenseur sur le COP.

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_{ev} = 423,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K} ; \gamma = 1,33$$

$$\dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec} ; T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ;$$

Selon l'équation du bilan énergétique du condenseur, la variation de température du fluide entrant au condenseur, T_e^e conduit à un changement de débit de l'eau entrant au condenseur \dot{m}_f . Cette variation est mise en exergue à travers la figure V.9.

V.5.3 Etude de sensibilité des caractéristiques géométriques aux paramètres opératoires

Cette partie de la simulation de la pompe à chaleur à compression a un objectif double, à savoir :

- 1) Une analyse de la performance de l'échangeur de chaleur sur la base de calculs de facteurs liés à la cinétique de transfert thermique en négligeant les pertes de charges locales.
- 2) Outre cet aspect thermodynamique, elle constitue une introduction aux calculs de dimensionnement lesquels sont le fondement de l'étude de régime d'écoulement du fluide caloporteur dans les différentes parties des conduites d'une part et elle pourrait servir d'introduction à toute étude technico-économique ultérieure d'autre part.

Pour rester dans le cadre du sujet, on se limitera au premier aspect.

V.5.3.1 Influence du débit du fluide caloporteur sur le produit (U*A)

Dans les conditions retenues pour l'étude de l'influence du débit du réfrigérant sur le COP, on a suivi l'évolution de (U*A). On note que le produit (U*A) croît avec le débit du fluide caloporteur aussi bien pour l'évaporateur que pour le condenseur. Les résultats de simulation faisant l'objet de la figure V.10 sont obtenus dans les conditions ci après énumérées :

La courbe $(U.A)_{\text{évap}} = f(\dot{m}_R)$ présente une droite de pente plus importante. En effet, pour un débit donné et par conséquent une vitesse d'écoulement fixe, pour assurer la quantité de chaleur transférable, on doit impérativement varier la surface d'échange, ce qui se répercute par un surcoût, car le prix de l'échangeur thermique suit une loi de puissance du type [27, 28]:

$$P = a \times (A)^{0,8}$$

Où a est une constante dépendant de la nature du matériau dont est fabriqué l'échangeur. Il apparaît qu'il est intéressant de travailler préférentiellement dans des conditions hydrodynamiques turbulentes tant que le système le permet.

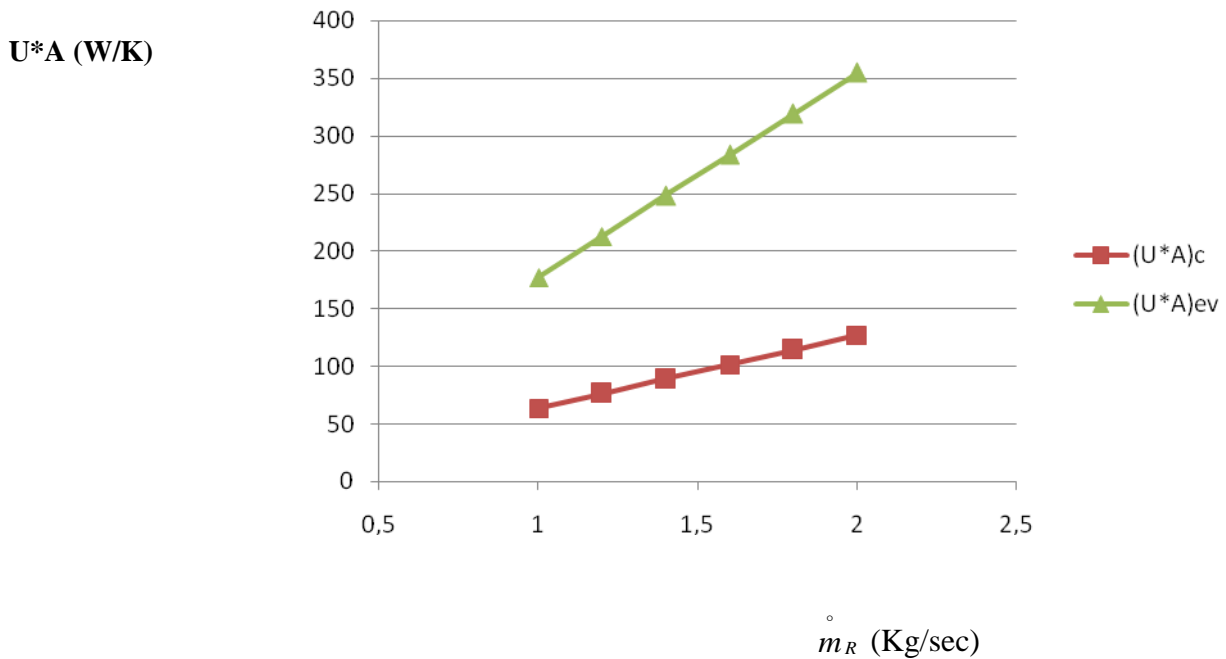


Figure V.10 Influence du débit du réfrigérant sur le produit ($U \cdot A$).

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_{ev} = 423,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K} ; T_e^e = 403,15 \text{ K} ;$$

$$\dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec} ; T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ; n = 1,33$$

V.5.3.2 Influence de la température au condenseur sur le produit ($U \cdot A$)

Etant donné que la puissance fournie à la vapeur d'eau dépend essentiellement de la température au condenseur, il est évident que la surface ainsi que les paramètres de la cinétique de transfert thermique sont sérieusement affectés en conséquence.

Cette variation est présentée dans la figure V.11. Les courbes $(U \cdot A)_c$ et $(U \cdot A)_{ev}$ en fonction de T_c , ayant des allures décroissantes avec des vitesses variables, montrent que lorsque T_c est grande, le produit ($U \cdot A$) est relativement petit ce qui a pour conséquence immédiate la réduction de la surface d'échange sans pour autant faire subir une variation

notable au régime d'écoulement du fluide caloporteur au niveau des différents organes de la machine. Cette tendance prévue par certains auteurs [17] fait la bonne preuve de l'intérêt économique de travailler à des températures de condensation (T_c) supérieures.

En tenant compte des conditions de simulation retenues, les résultats font l'objet de la figure V.11 :

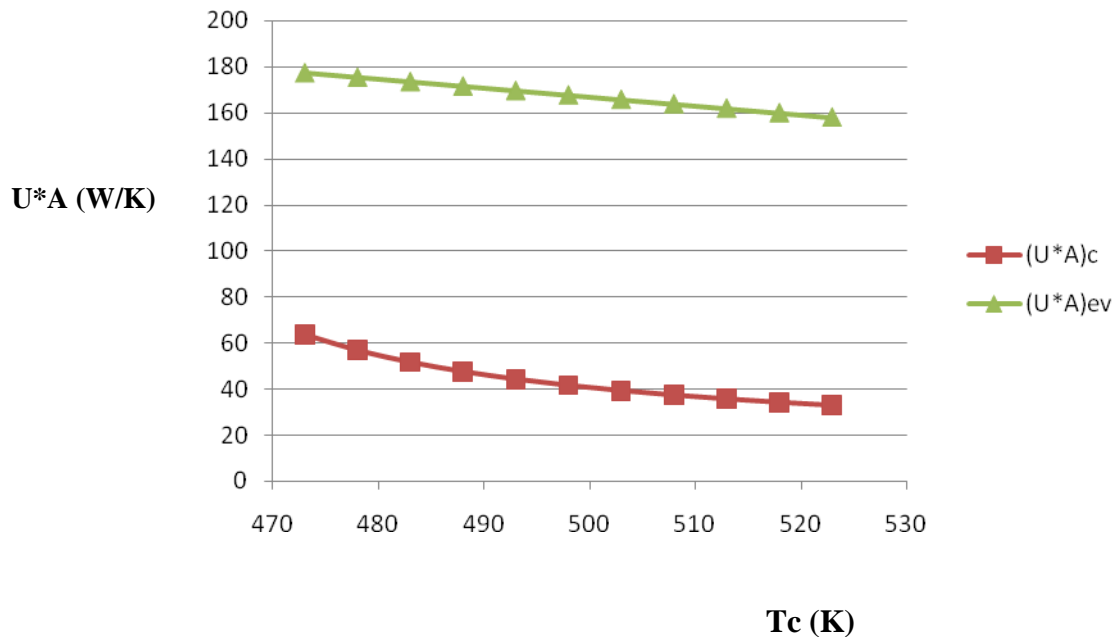


Figure V.11 Influence de la température du condenseur sur $(U \cdot A)$.

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_{ev} = 423,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K} ; T_e^e = 403,15 \text{ K} ;$$

$$\dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec} ; T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ; n = 1,33$$

V.5.3.3 Influence de la température à l'évaporateur sur le produit $(U \cdot A)$

L'effet de la variation de la température de l'évaporateur sur le paramètre $(U \cdot A)$ est explicité à travers les courbes présentées sur la figure V.12. Il se dégage que le terme $(U \cdot A)_c$ est pratiquement insensible à la variation de la température T_{ev} , cependant que $(U \cdot A)_{ev}$ croît de façon exponentielle.

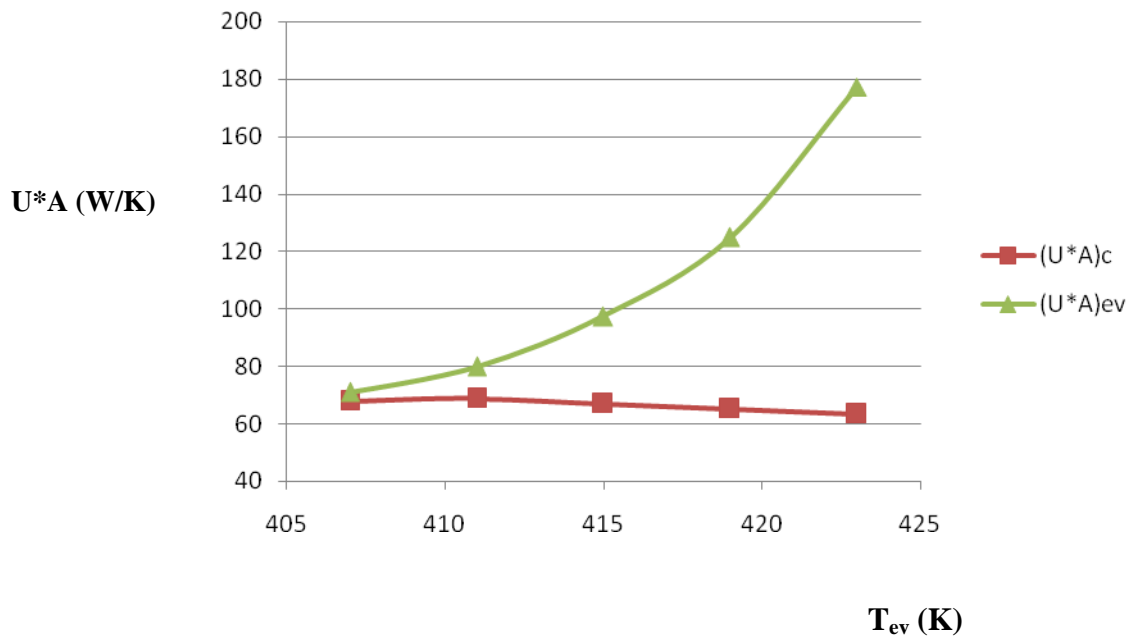


Figure V.12 Influence de la température à l'évaporateur sur le produit $(U*A)$.


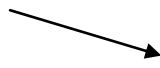
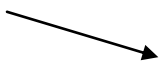

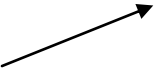
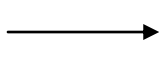

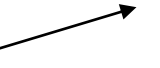
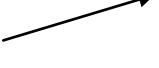


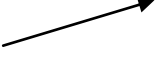







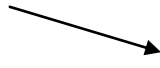


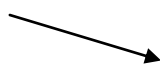

$$T_c = 473,15 \text{ K} ; T_{ev} = 423,15 \text{ K} ; T_e^s = 453,15 \text{ K} ; T_e^e = 403,15 \text{ K} ;$$

$$\dot{m}_R = 1 \text{ Kg/sec} ; T_a^e = 443,15 \text{ K} ; T_a^s = 428,15 \text{ K} ; \gamma = 1,33$$

Compte tenu de la complexité du problème sur le plan de l'analyse thermodynamique, la possibilité de tirer des conclusions absolues est loin d'être une chose perceptible à première vue. Pour alléger la lecture des résultats de simulation, nous nous sommes limités à la présentation des figures précédentes.

Il ressort de cette étude que dans l'intervalle de variation des variables opératoires, le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur fonctionnant à la vapeur d'eau est moyennement supérieur à 4, ce qui laisse augurer des gains considérables d'énergie.

Tableau V.3 Diagramme sagittal représentatif de la tendance générale de la pompe à chaleur en fonction des paramètres opératoires.

Les variables	COP [-]	(U.A) Évaporateur [W/K]	(U.A) Condenseur [W/K]
Température au Condenseur			
Température à l'évaporateur			
Débit du fluide caloporteur			
Coefficient de polytropie n			
Pincement de température à l'entrée du condenseur			
Pincement de température à la sortie du condenseur			
Pincement de température à l'entrée de l'évaporateur			
Pincement de température à la sortie de l'évaporateur			

Par ailleurs, dans l'analyse de tout procédé impliquant plusieurs variables opératoires interagissant entre elles, il est possible de dégager des tendances générales de l'impact de ces paramètres.

Dans cet ordre d'idées et pour affiner cette étude, une étude d'optimisation des composants technologiques s'impose même si le critère économique garde une place incontournable pour la décision finale quant à la rétention du projet. De façon succincte, l'influence des différents paramètres est présentée dans le tableau V.3.

Face aux risques importants concernant les approvisionnements énergétiques et l'impact de l'utilisation des énergies fossiles sur le changement climatique, il est impératif de s'orienter vers des solutions plus durables, ne présentant pas les inconvénients définis en termes d'épuisement des ressources ou d'émissions de gaz à effet de serre. En conséquence, l'objectif est de réduire le plus rapidement possible la contribution de la part des énergies fossiles dans l'offre mondiale d'énergie primaire, tout en assurant la satisfaction des besoins vitaux de la population mondiale.

La fin du vingtième siècle marque une étape décisive dans l'orientation des recherches de procédés économes d'énergie vers la maîtrise des techniques d'exploitation des énergies renouvelables. L'énergie solaire semble être une alternative très prometteuse, plus particulièrement pour l'Algérie où l'ensoleillement est l'un des plus élevés du globe.

Compte tenu de la cherté de l'énergie fossile d'une part et de sa disponibilité d'autre part, nous avons tenté par le présent travail d'apporter une solution qui serait adaptable aux différents besoins. Dans cet objectif, nous avons considéré la pompe à chaleur à compression où il serait économique de la coupler à une tour solaire thermique. Dans cette optique, nous avons consacré la première partie aux principes essentiels de son fonctionnement ainsi que les divers agencements possibles et adéquats de couplages pratiques et envisageables. Tout particulièrement, nous avons mis l'accent sur l'aspect thermodynamique du cycle du réfrigérant à savoir son état physique dans les différents organes de la PAC dans un diagramme de Mollier tout en définissant le coefficient de performance (COP).

Dans le troisième chapitre et afin de déterminer le meilleur fluide caloporteur qui nous permettrait d'obtenir de hauts niveaux thermiques, nous avons considéré un certain nombre de critères thermophysiques qui ont conduit, à posteriori, d'identifier le R₇₁₈. A ce stade, l'acquisition des données thermodynamiques (Tension de vapeur, volume du liquide, volume de vapeur, enthalpie, entropie,...) est décisive pour étudier la faisabilité technique du projet.

Une fois le fluide caloporteur est choisi, la modélisation du fonctionnement de la pompe à chaleur à compression s'est imposée à ce stade dans le chapitre IV. Le modèle le plus simple, développé dans cette partie, se base essentiellement sur les principes de la conservation de matière et d'énergie, ainsi que sur le calcul des flux d'entropie.

Dans le chapitre V, l'analyse de la performance de la machine est fort complexe et la détermination des variables opératoires, basée sur le concept de calcul de degrés de liberté ont été abordés pour la totalité des éléments. Pour faciliter la compréhension d'une part et permettre l'exploitation de cette partie d'autre part, nous avons opté à présenter les résultats de cette analyse dans un tableau récapitulatif. Si le principe de calcul de degrés de liberté des éléments ne présente pas de grandes difficultés, l'analyse de l'unité et les hypothèses simplificatrices à mettre en œuvre méritent une attention particulière car il faut tenir compte d'un certain nombre de conditions opératoires admissibles qui assouplissent considérablement le traitement des données et leur analyse.

Afin d'initier le calcul, nous avons procédé à l'identification des paramètres opératoires où on a recours à la règle de HANSON qui exige la détermination des paramètres contrôlés extérieurement. Si cette dernière étape est dépassée avec succès, la délimitation de leur domaine de variation nécessite une connaissance approfondie des conditions réelles de fonctionnement du procédé, lesquelles ont été fixées en fonction de l'objectif du projet (Température du condenseur, température de l'évaporateur, débit de fluide caloporteur,...). La simulation du fonctionnement de la pompe à chaleur à compression, qui consiste à résoudre les équations de bilans de matière et de chaleur, moyennant un calcul itératif, a fourni des données thermodynamiques spécifiques caractérisant tout point du cycle. Cette simulation a été élaborée par un programme que nous avons écrit en langage Fortran 90 où nous avons mis en évidence l'impact des différentes variables ci-dessus retenues, aussi bien sur la performance de l'installation que sur les caractéristiques géométriques du condenseur et de l'évaporateur. Après avoir vérifié les deux principes de la thermodynamique, un résultat particulièrement important semble confirmer que le COP pourrait atteindre des valeurs fortes intéressantes sur le plan énergétique soit à l'ordre de 4 à 5. Ces résultats confirment qu'il y a une possibilité d'atteindre des niveaux de températures fortes appréciables avec des COP conséquents. Par souci de réduire la complexité de l'étude, on a limité la présentation de l'impact positif des paramètres opératoires jugés sensibles moyennant un diagramme sagittal récapitulatif des résultats.

Perspectives : En guise de suggestions, le dimensionnement des échangeurs de chaleur constituant la PAC, la localisation des irréversibilités par l'introduction du concept de l'exergie et l'installation des systèmes appropriés de régulation permettent d'améliorer la valeur de COP.

Conclusion générale.

En outre et pour être plus complet, une optimisation du fonctionnement du procédé et son analyse technico-économique sont à aborder dans la prochaine étape.

Références bibliographiques

- [1] **F.A.,Peuser, K.H.,Remmers et M.,Schanauss**, "Installation solaires thermiques, conception et mise en œuvre", Edition le moniteur, 2005.
- [2] **M. Benhaddadi et G. Olivier**, "Dilemmes énergétiques", livre. Presses de l'université du Québec, 2008.
- [3] **Enerdata 2007**, La demande énergétique en 2006.
- [4] Rapport de l'agence internationale de l'énergie (AIE), "World energy outlook", 2010.
- [5] **M. Benhaddadi et G.Olivier**, « Prix du pétrole : à l'aube du 3^{ème} choc? », Le Devoir, montréal, 16 juillet, 2005.
- [6] Agence internationale de l'énergie, oecd/lea, 2006.
- [7] Energy Information administration, Official Energy Statistics from the US Government, 2005.
- [8] Intergovernmental Panel on climate change. Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Summary for Policymakers, Paris, février 2007.
- [9] **DENIS EUDELIN**, Directeur de F.S.D. « Production industrielle et artisanale au four solaire de MONT-LOUIS », 2010.
- [10] **S. Bonnet, M. Alaphilippe, P. Stouffs**, « Conversion Thermodynamique de l'Energie Solaire dans des Installations de Faible ou de Moyenne Puissance : Réflexions sur le Choix du Meilleur Degré de Concentration ». Revue des énergies renouvelables 11èmes Journées Internationales de Thermique, 2003
- [11] **Quoilin Sylvain**, "Les centrales solaire à concentration", Université de Liège, Mai 2007.
- [12] **Bruno Rivoire**, Le solaire thermodynamique, responsable du « groupe d'évaluation scientifique Thémis » de 1982 à 1987.

- [13] **Serge Alquier et Yves Lecoffre**, « Les pompes à chaleur et les maisons individuelle », Edition du Moniteur, 1982.
- [14] **Serge Lefeuvre**, "Procédés électriques de séparation", DOPEE, 1985.
- [15] **P.J.Rapin et P.jacquard**, "Installations frigorifiques", tome 2, PYC Edition Livres, 7^{ème} Edition 1996.
- [16] Technique de l'ingénieur –Génie énergétique-, B2 440, 1998.
- [17] **J.Geores.Conan**, "Réfrigération Industrielle", Edition Eyrolles, 1988.
- [18] **Richard B.Stewart, et al**, "ASHRAE thermodynamic properties of Refrigerants"
- [19] Dowtherm A, "Heat transfer fluid", product technical data, Mars 1997.
- [20] **H.R. Perry et al**, "Perry's chemical Engineer's Handbook", J.Wiley, 7^{ème} Edition, 1997.
- [21] **F.P. Incropera, D.P. Dewitt**, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", J. Wiley et Sons, 4^{ème} Edition, 2002.
- [22] **Richard B.Stewart, et al**, "ASHRAE thermodynamic properties of dry air, moist air and water"
- [23] **Robert A.Parsons**, "2000 ASHRAE Hand book".
- [24] **J.Gosse**, « Guide technique de thermique », Edition Dunod, 1981.
- [25] **Mooson Kwaak**, « A system for counting variables in separation process, Am. I. Ch.E-journal, PP 240, 249, June 1956.
- [26] **F. Benmeriem**, "Contribution à l'analyse de la faisabilité énergétique d'une installation de production de l'eau chaude sanitaire par voie solaire". Mémoire de Magister. UHBC, **2009**.
- [27] **Chauvel.A**, "Manuel d'évaluation économique des procédés", Edition Technip, 1976.
- [28] **Guthrie.K.M, Grace, WR et CO**, "Chemical engineers", Mars 1969.
- [29] **H. LAKREDAR et K. LARBAOUI**, "Contribution à l'étude du couplage pompe à chaleur à compression- séchoir en continu". Mémoire d'ingénieur UHBC, **2004**.
- [SW1] www.discip.accaen.fr/phch/lycee/premiere/11/1Energies_fossiles_Pollution/1Energies_fossiles_Pollution.html

[SW2] <http://www.sij.fh-aachen.de>

[SW3] http://www.enr.fr/docs/2010164842_STD01Fonctionnementmai2010.pdf

[SW4] <http://outilssolaires.com/developpement-durable/energie-solaire/centrales-thermiques>

1. Données relatives aux propriétés du l'eau (R₇₁₈)

- **Coefficient de l'équation de la tension de vapeur (III.1) [20]**

$$B_1 = 73,649$$

$$B_2 = -7258,2$$

$$B_3 = -7,3037$$

$$B_4 = 4,1653 \cdot 10^{-6}$$

$$B_5 = 2$$

- **Coefficient de l'équation de la densité vapeur et liquide (III.2 et III.6) [21]**

$$C_1 = -0,9713$$

$$C_2 = 1327,2$$

$$C_3 = 0,0001$$

$$C_4 = 0,0239$$

- **Coefficient de l'équation du volume liquide (III.8) [22]**

$$F_0 = -0,2403360201 \times 10^4$$

$$F_1 = -0,2403360201 \times 10^4$$

$$F_2 = 0,10682876$$

$$F_3 = -0,29144923 \times 10^{-3}$$

$$F_4 = 0,3734979 \times 10^{-6}$$

$$F_5 = -0,2120378 \times 10^{-9}$$

$$F_6 = -0,34244427 \times 10^1$$

$$F_7 = 0,1619785 \times 10^{-1}$$

- **Coefficient de l'équation de la chaleur spécifique à pression constante de la vapeur d'eau (III.12) [18]**

$$D_1 = 3 \cdot 10^{-7}$$

$$D_2 = 0,12$$

$$D_3 = 12,66$$

- **Coefficient de l'équation de l'enthalpie de la vapeur saturé (III.13) [22]**

$$R = 8,3144068$$

$$J = 1000$$

$$a_0 = 0,199798 \times 10^4$$

$$a_1 = 0,18035706 \times 10^1$$

$$a_2 = 0,36400463 \times 10^{-3}$$

$$a_3 = -0,14677622 \times 10^{-5}$$

$$a_4 = 0,28726608 \times 10^{-8}$$

$$a_5 = -0,17508262 \times 10^{-11}$$

- **Coefficient de l'équation de l'enthalpie liquide saturé (III.17) [22]**

$$M_0 = -0,1141637121 \times 10^4$$

$$M_1 = 0,41943256 \times 10^1$$

$$M_2 = -0,69088941 \times 10^{-4}$$

$$M_3 = 0,1055553 \times 10^{-6}$$

$$M_4 = -0,71113822 \times 10^{-10}$$

$$M_5 = 0,6059 \times 10^{-6}$$

$$K_{-2} = 0,58002206 \times 10^4$$

$$K_{-1} = 0,65459673 \times 10^1$$

$$K_0 = -0,48640239 \times 10^{-1}$$

$$K_1 = 0,83529536 \times 10^{-4}$$

$$K_2 = -0,43356279 \times 10^{-7}$$

- **Coefficient de l'équation Entropie de vapeur (III.23) [22]**

$$w_0 = 1,92703$$

$$w_1 = 0,10959485 \times 10^{-2}$$

$$w_2 = -0,3892706 \times 10^{-5}$$

$$w_3 = 0,82520238 \times 10^{-8}$$

$$w_4 = 0,806228 \times 10^{-11}$$

$$w_5 = 0,3089798 \times 10^{-14}$$

$$w_5 = 1,7920705$$

- **Coefficient de l'équation Entropie du liquide (III.25) [22]**

$$E_0 = -0,23500869 \times 10^2$$

$$E_1 = -0,13817789 \times 10^{-3}$$

$$E_2 = 0,158333 \times 10^{-6}$$

$$E_3 = -0,948184 \times 10^{-10}$$

$$E_4 = 0,4194325 \times 10^1$$

$$E_5 = -0,202367 \times 10^{-8}$$

- **L'équation de la chaleur latente [18]**

La chaleur latente est reliée à la température par la relation d'interpolation suivante: T variée entre [100, 350 °C]

$$L_v = -5.10^{-5} T^3 + 0,012 T^2 - 3,607 T + 2530 \quad R^2=0,998$$

2. Données relatives aux propriétés du fluide caloporteur DOWTHERM A [19]

- **Paramètres critiques**

$T_{eb} = 257,1 \text{ °C}$ à la pression atmosphérique.

$T_{cr} = 497 \text{ °C}$

$P_{cr} = 31,34 \text{ bar}$

$V_{cr} = 3,17 \text{ l/kg}$

- **L'équation de la chaleur latente**

La chaleur latente est reliée à la température par la relation d'interpolation suivante: T variée entre [100, 350 °C]

$$L_v = 6.10^{-7} T^3 - 0,402 T + 412,5 \quad R^2=0,997$$

3. Propriétés thermodynamiques de l'eau (R₇₁₈) [18]

Refrigerant 718 (Water/Steam) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp, °C	Absolute Pressure, MPa	Density, kg/m ³	Volume, m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c_p , kJ/(kg·K)			Velocity of Sound, m/s		Viscosity, $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01a	0.00061	999.8	205.98	0.0	2500.5	0.0000	9.1541	4.229	1.868	1.330	1401.	409.	1792.4	9.22	561.0	17.07	75.65	0.01
5.00	0.00087	999.9	147.02	21.0	2509.7	0.0763	9.0236	4.200	1.871	1.330	1426.	413.	1519.1	9.34	570.5	17.34	74.95	5.00
10.00	0.00123	999.7	106.32	42.0	2518.9	0.1510	8.8986	4.188	1.874	1.330	1448.	417.	1306.6	9.46	580.0	17.62	74.22	10.00
15.00	0.00171	999.1	77.900	62.9	2528.0	0.2242	8.7792	4.184	1.878	1.330	1467.	420.	1138.2	9.59	589.3	17.92	73.49	15.00
20.00	0.00234	998.2	57.777	83.8	2537.2	0.2962	8.6651	4.183	1.882	1.330	1483.	424.	1002.1	9.73	598.4	18.23	72.74	20.00
25.00	0.00317	997.0	43.356	104.8	2546.3	0.3670	8.5558	4.183	1.887	1.330	1497.	427.	890.5	9.87	607.1	18.55	71.98	25.00
30.00	0.00425	995.6	32.896	125.7	2555.3	0.4365	8.4513	4.183	1.892	1.330	1509.	431.	797.7	10.01	615.4	18.88	71.20	30.00
35.00	0.00563	994.0	25.221	146.6	2564.4	0.5050	8.3511	4.183	1.898	1.330	1520.	434.	719.6	10.16	623.2	19.23	70.41	35.00
40.00	0.00738	992.2	19.528	167.5	2573.4	0.5723	8.2550	4.182	1.905	1.330	1528.	437.	653.2	10.31	630.5	19.60	69.60	40.00
45.00	0.00959	990.2	15.263	188.4	2582.3	0.6385	8.1629	4.182	1.912	1.330	1535.	441.	596.3	10.46	637.3	19.97	68.78	45.00
50.00	0.01234	988.0	12.037	209.3	2591.2	0.7037	8.0745	4.182	1.919	1.330	1541.	444.	547.0	10.62	643.5	20.36	67.95	50.00
55.00	0.01575	985.6	9.5730	230.2	2600.0	0.7680	7.9896	4.182	1.928	1.331	1546.	447.	504.1	10.77	649.2	20.77	67.10	55.00
60.00	0.01993	983.2	7.6746	251.2	2608.8	0.8312	7.9080	4.183	1.937	1.331	1549.	450.	466.5	10.93	654.3	21.18	66.24	60.00
65.00	0.02502	980.5	6.1996	272.1	2617.5	0.8935	7.8295	4.184	1.947	1.331	1552.	453.	433.4	11.10	658.9	21.62	65.37	65.00
70.00	0.03118	977.8	5.0447	293.0	2626.1	0.9549	7.7540	4.187	1.958	1.332	1553.	456.	404.0	11.26	663.1	22.07	64.49	70.00
75.00	0.03856	974.8	4.1333	314.0	2634.6	1.0155	7.6813	4.190	1.970	1.333	1553.	459.	377.8	11.42	666.7	22.53	63.59	75.00
80.00	0.04737	971.8	3.4088	334.9	2643.1	1.0753	7.6112	4.194	1.983	1.334	1553.	462.	354.5	11.59	670.0	23.01	62.68	80.00
85.00	0.05781	968.6	2.8289	355.9	2651.4	1.1343	7.5436	4.199	1.996	1.335	1551.	465.	333.4	11.76	672.8	23.50	61.76	85.00
90.00	0.07012	965.3	2.3617	376.9	2659.6	1.1925	7.4784	4.204	2.011	1.336	1549.	467.	314.5	11.93	675.3	24.02	60.82	90.00
95.00	0.08453	961.9	1.9828	398.0	2667.7	1.2501	7.4154	4.210	2.027	1.338	1546.	470.	297.4	12.10	677.4	24.55	59.88	95.00
100.00b	0.10132	958.4	1.6736	419.1	2675.7	1.3069	7.3545	4.217	2.044	1.339	1542.	473.	281.8	12.27	679.1	25.09	58.92	100.00
105.00	0.12079	954.8	1.4200	440.2	2683.6	1.3630	7.2956	4.224	2.062	1.341	1537.	475.	267.7	12.44	680.6	25.66	57.95	105.00
110.00	0.14324	951.0	1.2106	461.3	2691.3	1.4186	7.2386	4.232	2.082	1.344	1532.	478.	254.8	12.61	681.7	26.24	56.97	110.00
115.00	0.16902	947.1	1.0370	482.5	2698.8	1.4735	7.1833	4.240	2.103	1.346	1525.	480.	243.0	12.78	682.6	26.84	55.98	115.00
120.00	0.19848	943.2	0.89222	503.8	2706.2	1.5278	7.1297	4.249	2.126	1.349	1518.	482.	232.1	12.96	683.2	27.46	54.97	120.00
125.00	0.23201	939.1	0.77089	525.1	2713.4	1.5815	7.0777	4.258	2.150	1.352	1511.	485.	222.2	13.13	683.6	28.10	53.96	125.00
130.00	0.27002	934.9	0.66872	546.4	2720.4	1.6346	7.0272	4.268	2.176	1.355	1503.	487.	213.0	13.30	683.7	28.76	52.94	130.00
135.00	0.31293	930.6	0.58234	567.8	2727.2	1.6873	6.9780	4.278	2.203	1.359	1494.	489.	204.5	13.47	683.6	29.44	51.91	135.00
140.00	0.36119	926.2	0.50898	589.2	2733.8	1.7394	6.9302	4.288	2.233	1.363	1484.	491.	196.6	13.65	683.3	30.13	50.86	140.00
145.00	0.41529	921.7	0.44643	610.8	2740.2	1.7910	6.8836	4.300	2.265	1.368	1475.	493.	189.3	13.82	682.8	30.85	49.81	145.00
150.00	0.47572	917.1	0.39287	632.3	2746.4	1.8421	6.8381	4.312	2.299	1.373	1464.	495.	182.5	13.99	682.1	31.59	48.75	150.00
155.00	0.54299	912.3	0.34681	654.0	2752.3	1.8927	6.7937	4.325	2.335	1.378	1453.	496.	176.2	14.16	681.1	32.35	47.68	155.00
160.00	0.61766	907.5	0.30709	675.6	2758.0	1.9429	6.7503	4.338	2.374	1.384	1441.	498.	170.3	14.34	680.0	33.12	46.60	160.00
165.00	0.70029	902.6	0.27270	697.4	2763.3	1.9927	6.7078	4.353	2.415	1.391	1429.	499.	164.8	14.51	678.6	33.92	45.51	165.00
170.00	0.79147	897.5	0.24283	719.3	2768.5	2.0421	6.6662	4.369	2.460	1.398	1416.	501.	159.6	14.68	677.1	34.74	44.41	170.00
175.00	0.89180	892.3	0.21679	741.2	2773.3	2.0910	6.6254	4.386	2.507	1.406	1403.	502.	154.7	14.85	675.3	35.58	43.31	175.00
180.00	1.0019	887.1	0.19403	763.2	2777.8	2.1397	6.5853	4.403	2.558	1.414	1389.	503.	150.2	15.02	673.4	36.44	42.20	180.00
185.00	1.1225	881.7	0.17406	785.4	2782.0	2.1879	6.5459	4.423	2.612	1.423	1375.	504.	145.9	15.20	671.2	37.32	41.08	185.00
190.00	1.2542	876.1	0.15650	807.6	2785.8	2.2358	6.5071	4.443	2.670	1.433	1360.	505.	141.8	15.37	668.8	38.23	39.95	190.00
195.00	1.3976	870.5	0.14102	829.9	2789.4	2.2834	6.4689	4.465	2.731	1.443	1345.	506.	138.0	15.54	666.2	39.15	38.82	195.00
200.00	1.5536	864.7	0.12732	852.4	2792.5	2.3308	6.4312	4.489	2.797	1.455	1329.	506.	134.4	15.71	663.4	40.10	37.68	200.00
205.00	1.7229	858.9	0.11517	875.0	2795.3	2.3778	6.3940	4.515	2.867	1.467	1313.	507.	130.9	15.89	660.3	41.08	36.54	205.00
210.00	1.9062	852.8	0.10438	897.7	2797.7	2.4246	6.3572	4.542	2.943	1.480	1296.	507.	127.6	16.06	657.1	42.07	35.39	210.00
215.00	2.1042	846.6	0.09475	920.5	2799.7	2.4712	6.3208	4.572	3.023	1.495	1279.	507.	124.5	16.23	653.5	43.10	34.24	215.00
220.00	2.3178	840.3	0.08615	943.5	2801.3	2.5175	6.2847	4.604	3.109	1.510	1262.	508.	121.6	16.41	649.8	44.15	33.08	220.00
225.00	2.5479	833.9	0.07846	966.7	2802.4	2.5637	6.2488	4.638	3.201	1.527	1243.	507.	118.7	16.59	645.7	45.24	31.91	225.00
230.00	2.7951	827.2	0.07155	990.0	2803.1	2.6097	6.2131	4.675	3.300	1.546	1225.	507.	116.0	16.76	641.4	46.35	30.75	230.00
235.00	3.0604	820.5	0.06534	1013.5	2803.3	2.6556	6.1777	4.715	3.405	1.565	1206.	507.	113.4	16.94	636.9	47.51	29.58	235.00
240.00	3.3447	813.5	0.05974	1037.2	2803.0	2.7013	6.1423	4.759	3.519	1.587	1186.	506.	110.9	17.12	632.0	48.70	28.40	240.00
245.00	3.6488	806.4	0.05469	1061.2	2802.1	2.7470	6.1070	4.806	3.641	1.610	1166.	505.	108.5	17.31	626.8	49.94	27.23	245.00
250.00	3.9736	799.1	0.05011	1085.3	2800.7	2.7926	6.0717	4.857	3.772	1.636	1145.	504.	106.2	17.49	621.4	51.22	26.05	250.00
255.00	4.3202	791.5	0.04596	1109.7	2798.8	2.8382	6.0363	4.912	3.914	1.664	1124.	503.	103.9	17.68	615.6	52.57	24.88	255.00

4. Propriétés thermodynamiques du DOWTHERM A (biphenyl -C₁₂H₁₀-, diphenyloxyde -C₁₂H₁₀O-) [19]

- Propriétés du DOWTHERM A (liquide saturé)

TEMP °C	VAPOR PRESS. bar	VISCOSITY mPa sec	SPECIFIC HEAT kJ/kg K	THERMAL COND. W/mK	DENSITY kg/m ³	TEMP °C	VAPOR PRESS. bar	VISCOSITY mPa sec	SPECIFIC HEAT kJ/kg K	THERMAL COND. W/mK	DENSITY kg/m ³
12	0.00	5.52	1.550	0.1400	1065.9	225	0.48	0.33	2.148	0.1059	883.5
15	0.00	5.00	1.558	0.1395	1063.5	230	0.54	0.32	2.162	0.1051	878.7
20	0.00	4.29	1.573	0.1387	1059.6	235	0.61	0.31	2.176	0.1043	873.8
25	0.00	3.71	1.587	0.1379	1055.7	240	0.69	0.30	2.190	0.1035	868.9
30	0.00	3.25	1.601	0.1371	1051.7	245	0.77	0.29	2.204	0.1027	864.0
35	0.00	2.87	1.616	0.1363	1047.8	250	0.87	0.28	2.218	0.1019	859.0
40	0.00	2.56	1.630	0.1355	1043.8	255	0.97	0.27	2.231	0.1011	854.0
45	0.00	2.30	1.644	0.1347	1039.8	257.1	1.01	0.27	2.237	0.1008	851.9
50	0.00	2.07	1.658	0.1339	1035.8	260	1.08	0.27	2.245	0.1003	849.0
55	0.00	1.88	1.673	0.1331	1031.8	265	1.20	0.26	2.259	0.0995	843.9
60	0.00	1.72	1.687	0.1323	1027.8	270	1.33	0.25	2.273	0.0987	838.7
65	0.00	1.58	1.701	0.1315	1023.7	275	1.48	0.24	2.288	0.0979	833.6
70	0.00	1.46	1.715	0.1307	1019.7	280	1.63	0.24	2.302	0.0971	828.3
75	0.00	1.35	1.729	0.1299	1015.6	285	1.80	0.23	2.316	0.0963	823.0
80	0.00	1.25	1.744	0.1291	1011.5	290	1.98	0.22	2.330	0.0955	817.7
85	0.00	1.17	1.758	0.1283	1007.4	295	2.17	0.22	2.344	0.0947	812.3
90	0.00	1.09	1.772	0.1275	1003.2	300	2.38	0.21	2.359	0.0939	806.8
95	0.00	1.03	1.786	0.1267	999.1	305	2.60	0.20	2.373	0.0931	801.3
100	0.01	0.97	1.800	0.1259	994.9	310	2.84	0.20	2.388	0.0923	795.8
105	0.01	0.91	1.814	0.1251	990.7	315	3.10	0.19	2.403	0.0915	790.1
110	0.01	0.86	1.828	0.1243	986.5	320	3.37	0.19	2.417	0.0907	784.4
115	0.01	0.82	1.842	0.1235	982.3	325	3.66	0.18	2.432	0.0899	778.6
120	0.01	0.77	1.856	0.1227	978.1	330	3.96	0.18	2.448	0.0891	772.8
125	0.02	0.73	1.870	0.1219	973.8	335	4.29	0.17	2.463	0.0883	766.9
130	0.02	0.70	1.884	0.1211	969.5	340	4.64	0.17	2.479	0.0875	760.9
135	0.03	0.67	1.898	0.1203	965.2	345	5.00	0.17	2.494	0.0867	754.8
140	0.03	0.64	1.912	0.1195	960.9	350	5.39	0.16	2.511	0.0859	748.6
145	0.04	0.61	1.926	0.1187	956.6	355	5.80	0.16	2.527	0.0851	742.3
150	0.05	0.58	1.940	0.1179	952.2	360	6.24	0.15	2.544	0.0843	735.9
155	0.06	0.56	1.954	0.1171	947.8	365	6.69	0.15	2.561	0.0835	729.4
160	0.07	0.53	1.968	0.1163	943.4	370	7.18	0.15	2.579	0.0827	722.8
165	0.08	0.51	1.982	0.1155	938.9	375	7.68	0.14	2.597	0.0819	716.1
170	0.09	0.49	1.996	0.1147	934.5	380	8.22	0.14	2.616	0.0811	709.2
175	0.11	0.47	2.010	0.1139	930.0	385	8.78	0.14	2.636	0.0803	702.2
180	0.13	0.46	2.023	0.1131	925.5	390	9.37	0.13	2.657	0.0795	695.0
185	0.15	0.44	2.037	0.1123	920.9	395	9.99	0.13	2.678	0.0787	687.7
190	0.18	0.42	2.051	0.1115	916.4	400	10.64	0.13	2.701	0.0779	680.2
195	0.21	0.41	2.065	0.1107	911.8	405	11.32	0.12	2.725	0.0771	672.5
200	0.24	0.39	2.079	0.1099	907.1	410	12.03	0.12	2.751	0.0763	664.6
205	0.28	0.38	2.093	0.1091	902.5	415	12.78	0.12	2.779	0.0755	656.5
210	0.32	0.37	2.107	0.1083	897.8	420	13.56	0.11	2.809	0.0747	648.1
215	0.37	0.35	2.120	0.1075	893.1	425	14.38	0.11	2.842	0.0739	639.4
220	0.42	0.34	2.134	0.1067	888.3						

• Propriétés du DOWTHERM A (vapeur saturé)

TEMP	VAPOR PRESSURE	LIQUID ENTHALPY	LATENT HEAT	VAPOR ENTHALPY	VAPOR DENSITY	VAPOR VISCOSITY	VAPOR THERMAL COND.	Z _{VAPOR}	SPECIFIC HEAT (c _p)	RATIO OF SPECIFIC HEATS
°C	bar	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/m ³	mPa sec	W/mK		kJ/kg K	c _p /c _v
12	0.00	0.0	409.0	409.0		0.0053	0.0074	1.000	1.032	1.050
15	0.00	4.9	407.2	412.1		0.0054	0.0075	1.000	1.044	1.050
20	0.00	13.1	404.4	417.4		0.0055	0.0078	1.000	1.062	1.050
25	0.00	21.3	401.5	422.8		0.0056	0.0081	1.000	1.081	1.049
30	0.00	29.5	398.8	428.3		0.0057	0.0084	1.000	1.100	1.048
35	0.00	37.7	396.1	433.8		0.0058	0.0086	1.000	1.118	1.047
40	0.00	46.0	393.4	439.3		0.0059	0.0089	1.000	1.137	1.046
45	0.00	54.4	390.9	445.2	0.0011	0.0060	0.0092	1.000	1.155	1.045
50	0.00	62.7	388.3	451.0	0.0015	0.0061	0.0095	1.000	1.173	1.045
55	0.00	71.2	385.8	457.0	0.0021	0.0062	0.0098	1.000	1.191	1.044
60	0.00	79.6	383.4	463.0	0.0029	0.0062	0.0101	1.000	1.209	1.043
65	0.00	88.1	380.9	469.1	0.0040	0.0063	0.0104	1.000	1.227	1.043
70	0.00	96.7	378.6	475.2	0.0053	0.0064	0.0107	1.000	1.245	1.042
75	0.00	105.3	376.2	481.5	0.0072	0.0065	0.0110	1.000	1.262	1.041
80	0.00	114.0	373.9	487.9	0.0095	0.0066	0.0113	1.000	1.280	1.041
85	0.00	122.7	371.6	494.3	0.0125	0.0067	0.0116	1.000	1.297	1.040
90	0.00	131.5	369.4	500.8	0.0162	0.0068	0.0120	0.999	1.315	1.040
95	0.00	140.3	367.1	507.4	0.0210	0.0069	0.0123	0.999	1.332	1.039
100	0.01	149.2	364.9	514.1	0.0268	0.0070	0.0126	0.999	1.349	1.039
105	0.01	158.1	362.7	520.9	0.0341	0.0071	0.0129	0.999	1.366	1.038
110	0.01	167.1	360.6	527.7	0.0430	0.0072	0.0133	0.999	1.382	1.038
115	0.01	176.2	358.4	534.6	0.0538	0.0073	0.0136	0.999	1.399	1.037
120	0.01	185.4	356.3	541.6	0.0669	0.0074	0.0139	0.998	1.416	1.037
125	0.02	194.6	354.1	548.7	0.0826	0.0075	0.0143	0.998	1.432	1.037
130	0.02	203.8	352.0	555.9	0.1013	0.0076	0.0146	0.998	1.448	1.036
135	0.03	213.2	349.9	563.1	0.1235	0.0077	0.0149	0.997	1.464	1.036
140	0.03	222.6	347.8	570.4	0.1498	0.0078	0.0153	0.997	1.481	1.036
145	0.04	232.1	345.7	577.8	0.1806	0.0078	0.0156	0.996	1.497	1.035
150	0.05	241.6	343.6	585.2	0.2165	0.0079	0.0160	0.995	1.512	1.035
155	0.06	251.2	341.5	592.7	0.2583	0.0080	0.0163	0.995	1.528	1.035
160	0.07	260.9	339.4	600.3	0.3065	0.0081	0.0167	0.994	1.544	1.035
165	0.08	270.7	337.3	608.0	0.3621	0.0082	0.0170	0.993	1.560	1.035
170	0.09	280.5	335.2	615.7	0.4257	0.0083	0.0174	0.992	1.575	1.034
175	0.11	290.4	333.1	623.5	0.4984	0.0084	0.0178	0.991	1.590	1.034
180	0.13	300.4	331.0	631.3	0.5809	0.0085	0.0181	0.990	1.606	1.034
185	0.15	310.4	328.8	639.2	0.6744	0.0086	0.0185	0.988	1.621	1.034
190	0.18	320.5	326.7	647.2	0.7798	0.0087	0.0189	0.987	1.636	1.034
195	0.21	330.7	324.6	655.2	0.8984	0.0088	0.0192	0.985	1.651	1.034
200	0.24	340.9	322.4	663.3	1.031	0.0089	0.0196	0.984	1.666	1.034
205	0.28	351.2	320.2	671.5	1.179	0.0090	0.0200	0.982	1.681	1.034
210	0.32	361.6	318.0	679.7	1.344	0.0091	0.0204	0.980	1.696	1.034
215	0.37	372.1	315.8	687.9	1.528	0.0092	0.0207	0.978	1.711	1.034
220	0.42	382.6	313.6	696.2	1.730	0.0093	0.0211	0.975	1.726	1.034
225	0.48	393.2	311.4	704.6	1.954	0.0094	0.0215	0.973	1.741	1.034
230	0.54	403.9	309.1	713.0	2.201	0.0095	0.0219	0.970	1.755	1.034
235	0.61	414.6	306.8	721.4	2.471	0.0096	0.0223	0.967	1.770	1.035
240	0.69	425.4	304.5	729.9	2.768	0.0097	0.0227	0.964	1.785	1.035
245	0.77	436.3	302.1	738.4	3.092	0.0098	0.0231	0.961	1.799	1.035
250	0.87	447.2	299.8	747.0	3.446	0.0099	0.0234	0.958	1.814	1.036
255	0.97	458.2	297.4	755.6	3.831	0.0100	0.0238	0.954	1.829	1.036
257.1	1.01	462.9	296.4	759.2	4.003	0.0100	0.0240	0.953	1.835	1.036
260	1.08	469.3	294.9	764.3	4.250	0.0101	0.0242	0.951	1.843	1.036
265	1.20	480.5	292.5	773.0	4.704	0.0102	0.0246	0.947	1.858	1.037
270	1.33	491.7	290.0	781.7	5.186	0.0103	0.0250	0.943	1.873	1.037