

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

Université Djilali Bounaama - Khemis Miliana



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de la Technologie

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes pour l'obtention du diplôme

Master

En

« Génie Mécanique »

Option :

« Energétique »

Titre :

Etude thermodynamique d'un système combiné : Cycle organique de Rankine et un cycle de refroidissement par absorption

Réalisé par :

Lazreg Mammar

Encadré par :

Dr. TOUAIBI Rabah

Année Universitaire 2017/2018

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier mon encadreur de mémoire, Monsieur Rabah TOUAIBI, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant d'encadrer ce travail de master, pour ses multiples conseils et pour toutes les heures qu'il a consacrées à diriger cette étude. J'aimerais également lui dire à quel point j'ai apprécié sa grande disponibilité tout au long de ce travail.

Mes remerciements s'adressent aussi au président et l'ensemble des membres du jury qui m'ont fait l'honneur de juger ce travail.

Je profite aussi de ces lignes pour exprimer toute ma gratitude aux enseignants du département de technologie de l'Université Djilali Bounaama de Khemis Miliana, qui m'ont encouragé et apporté leur précieux soutien au cours de mes études.

Enfin, je remercie ma fiancée ainsi que toute ma famille pour m'avoir soutenu et encouragé pendant toutes ces années.

Dédicace

Je dédie ce mémoire à mes parents

Et

Ma famille

Résumé

Dans le contexte énergétique et environnemental actuel (tension sur les marchés énergétiques, effet de serre, pollution...), l'intérêt de développer des technologies de production d'énergie propre est en plein essor. Ainsi, de nouvelles perspectives, telles que la conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou géothermique, sont offertes à la recherche sur les énergies renouvelables. La géothermie et le soleil sont des sources d'énergies renouvelables les plus abondantes, elles sont gratuites et inépuisables. Dans ce cadre, nous nous intéressons au cycle organique de Rankine (ORC) et cycle de refroidissement par absorption (ACS), alimenté par une source de chaleur solaire ou géothermal.

Abstract

In the current energy and environmental context (tension in energy markets, greenhouse effect, pollution, etc.), the interest in developing clean energy technologies is booming. Thus, new perspectives, such as the thermodynamic conversion of solar or geothermal energy, are offered to research on renewable energies. Geothermal energy and the sun are the most abundant sources of renewable energy, they are free and inexhaustible. In this context, we are interested in Organic Rankine Cycle (ORC) and Absorption Cooling System (ACS), powered by a solar or geothermal heat source.

ملخص

في سياقات الطاقة والبيئة الحالية (التوتر في أسواق الطاقة ، تأثير الاحتباس الحراري ، التلوث ، إلخ) ، يزدهر الاهتمام بتطوير تقنيات إنتاج الطاقة النظيفة .وبالتالي ، يتم تقديم وجهات نظر جديدة للبحث في الطاقات المتجددة ، مثل التحويل الحراري الديناميكي للطاقة الشمسية أو الطاقة الحرارية الأرضية . الطاقة الحرارية الأرضية والشمس هما أكثر مصادر الطاقة المتجددة وفرة، وهما مصدران لطاقة مجانية وغير نافذة .في هذا السياق ، نحن مهتمون بدورة رانكين العضوية (ORC) ودورة التبريد الامتصاصية (ACS) ، والمزودة بمصدر حرارة شمسية أو حرارة جوفية.

Mots-Clés : Capteur solaire, réservoir géothermique, étude thermodynamique et paramétrique, cycle organique de Rankine, cycle de refroidissement par absorption, échangeurs de chaleur.

Keywords : Solair captor, geothermal reservoir, thermodynamic and parametric study, Organic Rankine Cycle, Absorption Cooling System, heat exchanger.

الكلمات الرئيسية: المجمع الشمسية. خزان الطاقة الحرارية الأرضية دراسة ديناميكية حرارية و حدودية دورة رانكين العضوية دورة التبريد الامتصاصية مبادل حراري.

Table des Matières

List des figures	06
Liste des tableaux	08
Liste des annexes	09
Nomenclature	10
Introduction Générale	12

Chapitre 1- Les différents systèmes thermodynamique de production de l'électricité

1.1 Introduction	14
1.2 Centrale thermique à Vapeur	14
1.2.1. Description générale	14
1.2.2. Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur	15
1.2.3. Cycles thermodynamiques d'une Turbine à Vapeur	15
1.2.3.1 Cycle de Carnot	15
1.2.3.2 Cycle théorique de Rankine	16
1.2.3.3 Cycle théorique de Rankine à Surchauffe (Hirn)	17
1.2.3.4 Cycle théorique de Hirn à resurchauffe	17
1.2.3.5 Cycle théorique à Soutirage	18
1.3 Centrale à gaz	18
1.3.1 Description générale	18
1.3.2 Principe de fonctionnement	19
1.3.3 Cycle thermodynamique de Brayton	20
1.4 Moteur Stirling	20
1.4.1 Description générale	20
1.4.2 Cycle thermodynamique théorique de Stirling	22

Chapitre 2 – Les différents systèmes de production du froid

2.1 Introduction	24
2.2 Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur.....	24
2.2.1 Description Générale	24
2.2.2 Cycles frigorifiques à compression mécanique de vapeur	25
2.2.2.1 Cycle à compression mono-étagée	25
2.2.2.2 Cycle à compression Bi-étagée	27
Cycle à injection totale	27
Cycle à injection partielle	28
2.3 Machine frigorifique à sorption	28
2.3.1 Machine frigorifique à adsorption	29

2.3.1.1 Description générale	29
2.3.1.2 Principe de fonctionnement	29
2.3.1.3 Cycle de la solution dans la diagramme d'Oldham	30
2.3.2 Machine frigorifique à absorption simple effet	31
2.3.2.1 Description Générale	31
2.3.2.2 Principe de fonctionnement	32
2.3.2.3 Cycle de la solution dans la diagramme d'Oldham	34

Chapitre 3 Analyse thermodynamique du système combiné ORC/ACS

Introduction.....	37
3.1 Description du système combiné	37
3.2 Bilan massique et énergétique	39
3.2.1 Bilan massique et énergétique du cycle ORC	39
3.2.2 Bilan massique et énergétique du cycle ACS	41
3.2.3 Performance du system combiné ORC/ACS	44
3.3 Résultats de l'analyse thermodynamique	46
3.3.1 Etudes paramétriques du cycle organique de Rankine	46
3.3.1.1 Choix du fluide de travail	46
3.3.1.2 Effet de la température d'évaporation	50
3.3.1.3 Effet de la température de condensation	52
3.3.2 Etude analytique du cycle de refroidissement par absorption	55
3.3.3 Performances énergétiques du système combiné ORC / ACS	59

Chapitre 4 Etude de la source de chaleur

4.1 Introduction	59
4.2 Capteur solaire à tube sous vide	59
4.3 Réservoir géothermique	61
4.4 Dimensionnement des échangeurs (ORC et ACS)	62
4.5 Calculs et résultats de la source de chaleur.....	66
4.5.1 Dimensionnement du Capteur solaire	66
4.5.2 Dimensionnement des échangeurs coté source de chaleur	67

Conclusion générale

Références bibliographiques	70
Annexes	72

Liste des figures

Figure 1.1	Schéma de principe d'une turbine à vapeur	15
Figure 1.2	Cycle théorique de Carnot dans le diagramme (T-S)	16
Figure 1.3	Schéma de l'installation de Rankine d'une turbine à vapeur	17
Figure 1.4	Schéma d'installation de Rankine à surchauffe d'une turbine à vapeur (Hirn)	17
Figure 1.5	Schéma d'installation de Hirn à resurchauffe d'une turbine à vapeur	18
Figure 1.6	Schéma d'installation à Soutirage d'une turbine à vapeur	18
Figure 1.7	Schéma de principe d'une Turbine à Gaz	19
Figure 1.8	Schéma de fonctionnement d'une Turbine à Gaz	19
Figure 1.9	Cycle de thermodynamique de Brayton d'une turbine à gaz	20
Figure 1.10	Les différents types de moteur Stirling	21
Figure 1.11	Le cycle théorique de Stirling dans les diagrammes (P-V) et (T-S)	22
Figure 2.1	Schéma de base d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur	25
Figure 2.2	Schéma de principe d'une Machine Frigorifique a compression mécanique de vapeur mono-étagée	26
Figure 2.3	Schéma de principe d'une Machine Frigorifique a compression mécanique de vapeur bi-étagée à injection totale	27
Figure 2.4	Schéma de principe d'une machine frigorifique a compression mécanique de vapeur bi-étagée à injection Partielle	28
Figure 2.5	Schéma représentatif du fonctionnement d'un système à adsorption	30
Figure 2.6	Cycle de la solution dans le diagramme d'Oldham	31
Figure 2.7	Schéma de base d'une machine frigorifique à absorption simple effet	33
Figure 2.8	Schéma de base d'une machine frigorifique à absorption simple effet avec un échangeur de solution	34
Figure 2.9	Cycle de la solution dans le diagramme d'Oldham	35
Figure 3.1	Représentation Schématique du système combiné ORC / ACS	38
Figure 3.2	Diagramme d'Oldham du couple H ₂ O / LiBr	53
Figure 3.3	Diagramme de Merkel du couple H ₂ O / LiBr	54
Figure 4.1	Schéma représentatif d'un tube du capteur CORTEC	59
Figure 4.2	Schéma de principe d'un réservoir géothermique	61
Figure 4.3	Evolution de la température du fluide à vaporiser	62

Liste des tableaux

Tableau 3.1 Les données de base pour le cycle ORC	46
Tableau 3.2 Caractéristiques des fluides de travail	47
Tableau 3.3 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour R134a, R236fa et R600	48
Tableau 3.4 Performances thermodynamiques du système ORC des trois fluides (R134a, R236fa et R600)	49
Tableau 3.5 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour des différentes températures d'évaporation (85, 90 et 100 °C)	50
Tableau 3.6 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour des différentes températures de condensation (35 et 30 °C)	51
Tableau 3.7 Variation des performances du système ORC en fonction de la température d'évaporation et de la température de condensation	52
Tableau 3.8 Données de base pour le cycle ACS	53
Tableau 3.9 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ACS	56
Tableau 3.10 Performances énergétiques du cycle ACS	57
Tableau 3.11 Performances énergétiques du système combiné (ORC / ACS)	57
Tableau 4.1 Données de base pour le capteur CORTEC	66
Tableau 4.2 Résultats du dimensionnement du capteur solaire	66
Tableau 4.3 Données de base pour les échangeurs (ORC et ACS)	67
Tableau 4.4 Dimensionnement des échangeurs (ORC et ACS).....	68

Liste des annexes

- Annexe 1** Fiche signalétique d'un capteur solaire a tubes sous vide de type CORTEC
- Annexe 2** Modèle d'installation des modules d'un capteur sous vide CORTEC
- Annexe 3** Table de saturation R236fa
- Annexe 4** Table de pression (P=4,3777bar) de vapeur surchauffée R236fa
- Annexe 5** Table de saturation R600
- Annexe 6** Table de pression (P=3,7849bar) de vapeur surchauffée R600
- Annexe 7** Table de pression (P=3,2836 bar) de vapeur surchauffée R600
- Annexe 8** Table de pression (P=2,8341 bar) de vapeur surchauffée R600
- Annexe 9** Propriétés physiques de l'eau / R600 à l'état saturé
- Annexe 10** Propriétés physiques de la solution riche (couple H₂O/LiBr)
- Annexe 11** Corrélations pour déterminer les propriétés physiques de LiBr

Nomenclature

Symbole	Description	Unité
A	surface d'échange global	m ²
c	Vitesse	m/s
C _p	Chaleur massique	J/(Kg.K)
COP	Coefficient de performance	
D	Diamètre	m
D _h	Diamètre hydraulique	m
f	Facteur de frottement	---
G	Intensité du rayonnement solaire	W/m ²
h	Coefficient d'échange par convection	W/(m ² .K)
h	Enthalpie massique	J/Kg
K ₁ ,K ₂	Coefficients de pertes thermiques	W/(m2.k)
L	longueur	m
ṁ	Débit massique	Kg/s
m	Nombre des séries de tube en parallèle	---
n	Nombre des tubes en série	---
N _t	Nombre des tubes	---
Nu	Nombre de Nusselt	---
P	Pression	Pa
P _m	Périmètre mouillé	m
Pr	Nombre de Prandtl	---
Q̇	Puissance thermique	W
Re	Nombre de Reynolds	---
S	Section	m ²
T _m	Température moyenne arithmétique	K
T	Température	K
U	Coefficient d'échange global	W/(m ² .k)
v _{sp}	Volume spécifique	m ³ /Kg
W _{sp}	Travail spécifique	J/Kg
Ẇ	Puissance mécanique	W
x _p	Titre massique de la solution pauvre en H ₂ O	%
x _r	Titre massique de la solution riche en H ₂ O	%

Symboles grecs

η	Rendement	%
η ₀	Rendement optique	%
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
λ	Conductivité thermique	W/(m.K)
ν	Viscosité cinématique	m ² /s

ρ	Masse volumique	Kg/m ³
--------	-----------------	-------------------

Indices ou exposants

1,2	Entrée, sortie (fluide caloporteur)
1-8	Points caractéristiques du cycle
a	ambient
Ab	absorbeur
ACS	Cycle de réfrigération par absorption (Absorption Cooling System)
cal	calandre
C	Capteur solaire
Cd	condenseur
crit	Critique
e, s	Entrée, sortie (fluide de travail)
elec	électrique
ext	extérieur
Evp	Evaporateur
<i>fc</i>	Fluide caloporteur
<i>ft</i>	Fluide de travail
ff	Fluide frigorigène
<i>g</i>	Global
G	Générateur (bouilleur)
int	intérieur
irre	Irréversible
is	isentropique
m	Module d'un capteur solaire
net	Net(te)
ORC	Cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle)
P	Pompe
rév	Réversible
sol	Solution riche
sys	système
T	Turbine
t	tube

Introduction Générale

La consommation énergétique primaire mondiale reste dominée par l'utilisation des énergies fossiles, avec des conséquences économiques et environnementales de plus en plus préoccupantes. Avec la raréfaction de ces énergies et l'augmentation de la température moyenne de la terre, il est nécessaire de trouver des alternatives pour la production d'électricité et d'assurer le confort ambiant.

La conversion thermodynamique de la chaleur est un parcours qui traite des systèmes énergétiques permettant soit de convertir de la chaleur en travail mécanique qui actionne une génératrice électrique, soit d'extraire de la chaleur à basse température grâce à un apport d'énergie mécanique et/ou d'énergie thermique. Ces technologies sont aussi appelées machines thermiques.

Ce mémoire a pour objectif d'étudier les potentialités d'un système solaire ou géothermal combiné d'un cycle organique de Rankine (ORC) pour la production d'énergie électrique, basée sur l'utilisation d'un fluide organique, et d'un système de refroidissement par absorption (Absorption Cooling System - ACS) à simple effet, pour le conditionnement de l'air, basée sur l'utilisation du couple H₂O / LiBr.

Le cycle organique de Rankine (ORC) est particulièrement un système prometteur pour la conversion de la chaleur en énergie mécanique adapté aux sources de chaleur à basse température (applications solaire ou géothermique). Il emploie généralement des fluides plus volatiles que l'eau qui ont généralement des masses moléculaires élevées, autorisant ainsi des pressions de fonctionnement à des températures plus faibles que le cycle traditionnel de Rankine à l'eau. Ainsi le cycle de réfrigération par absorption (ACS) qui fonctionne par un procédé thermique au lieu de dépenser de l'énergie mécanique, et qui a l'avantage de supprimer la majorité des effets négatifs (bruit, pollution...) des machines frigorifiques traditionnelles.

Notre travail s'est scindé en quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré pour les différents systèmes thermodynamiques de production d'électricité, tels que les centrales à vapeur basé sur le cycle de Rankine, les centrales à gaz basé sur le cycle de Brayton et les moteurs à air chaud (moteur Stirling).

Le deuxième chapitre est consacré pour les différents procédés de production du froid, tels que les installations frigorifiques à compression mécanique de vapeur et les installations frigorifiques à sorption (adsorption et absorption).

Dans le troisième chapitre nous avons procédé à l'analyse thermodynamique du système combiné : Un cycle organique de Rankine et d'un cycle de réfrigération par absorption. La première partie de ce chapitre porte tout d'abord sur l'étude paramétrique du cycle organique de Rankine, concernant le choix du fluide organique qui correspond au meilleur candidat, et l'effet de la température d'évaporation et celle de condensation sur les performances du cycle. La deuxième partie concernant le cycle de réfrigération par absorption, ainsi les performances du système combiné, qui porte les calculs et les résultats des bilans massiques et énergétiques des deux sous-systèmes et du système global.

Le quatrième chapitre est consacré pour l'étude de la source de chaleur (solaire, géothermique), il propose un dimensionnement d'un capteur solaire à tubes sous vide, ainsi le dimensionnement des échangeurs de chaleur des deux sous-systèmes coté source de chaleur (évaporateur ORC et générateur ACS).

Chapitre 1

Les différents systèmes thermodynamique de production de l'électricité

1.1 Introduction

L'énergie électrique est l'une des formes d'énergie les plus utilisées de nos jours, sa production est un secteur industriel, destiné à offrir à des clients, particuliers, organisations, industries, le service d'un approvisionnement régulier en énergie électrique en grandes quantités.

Il existe en effet différents moyens de production continue de l'énergie électrique à des niveaux de puissance importants, par exemple à partir de la transformation de l'énergie chimique contenue dans un combustible (charbon, fioul ou gaz) ou de l'énergie nucléaire, en chaleur, puis en énergie mécanique, puis en électricité à travers un cycle thermodynamique. Il y a plusieurs façon de réaliser cette transformation: par utilisation d'un moteur à pistons (moteur Stirling), d'une turbine à vapeur ou d'une turbine à gaz.

La conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique est du ressort des alternateurs, la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique est l'œuvre du déplacement des pistons (moteur Stirling), des turbines à vapeur (TAV) ou des turbines à gaz (TAG), dites encore turbines à combustion (TAC). La transformation de l'énergie chimique en énergie thermique a lieu à l'extérieur des cylindres pour les moteurs Stirling, dans le générateur de vapeur des TAV ou dans le foyer de la turbine pour les TAC. [1.2]

1.2 Centrale thermique à Vapeur

1.2.1 Description générale

La vapeur d'eau a beaucoup d'application tant dans l'industrie que dans la vie courante, elle ne peut être formée que par l'intermédiaire d'une chaudière, mais nous nous intéresserons à ses applications industrielles plus précisément dans les centrales thermiques classiques. Les installations industrielles à vapeur sont en générale constituées par les éléments suivants (fig 1.1):

- Une chaudière (générateur de vapeur) : représente la source chaude de l'installation. Elle a pour rôle la production de la vapeur nécessaire au fonctionnement de l'installation.
- Une turbine : où la vapeur vient se détendre en cédant une partie de son énergie sous forme de travail.
- Un condenseur : représente la source froide de l'installation. Son rôle consiste à condenser la vapeur provenant directement de la turbine.
- Une pompe: son rôle consiste à alimenter la chaudière à vapeur, élever la pression de l'eau liquide.

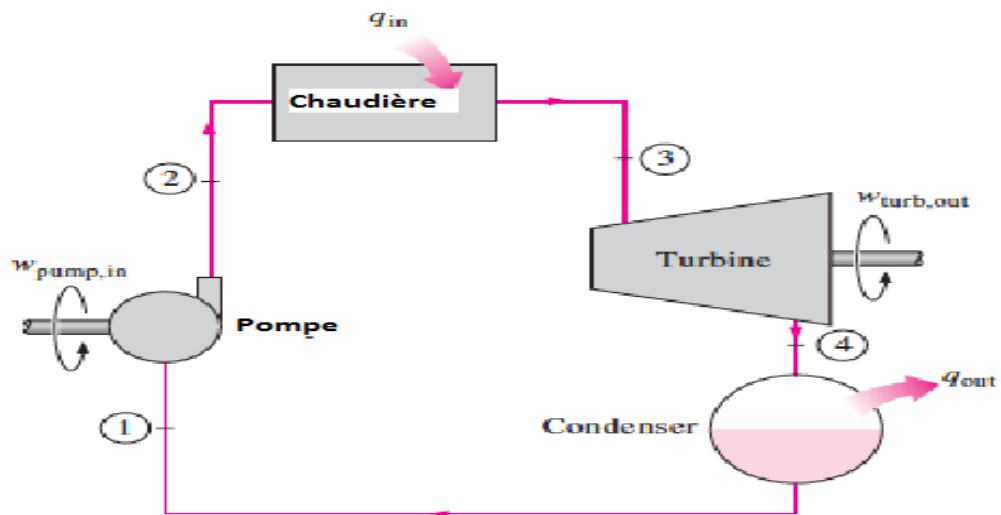


Fig 1.1: Schéma de principe d'une Turbine à vapeur

1.2.2 Principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur

Le principe de fonctionnement d'une turbine à vapeur est illustré comme suit, où le fluide de travail (l'eau chimiquement pure) circule sous une très forte pression dans le générateur de vapeur (chaudière), se transforme sous l'action de la chaleur (énergie calorifique) dégagée par la combustion en vapeur qui atteint une très haute température. Cette vapeur produite à l'aval de la chaudière se détend progressivement dans la turbine pour être liquéfié dans le condenseur où la pression décroît tout près du vide absolu. L'eau condensée récupérée par la pompe est réinjectée dans le ballon de la chaudière afin de recommencer le cycle.

L'énergie de pression de la vapeur d'eau qui est en fait une énergie cinétique, est convertie en énergie mécanique dans les aubes du rotor de la turbine, qui entraîne un arbre couplé à un alternateur, ou il transforme cette dernière en énergie électrique.

1.2.3 Cycles thermodynamiques des turbines à vapeur

1.2.3.1 Cycle théorique de Carnot

Le cycle de Carnot est un cycle thermodynamique théorique idéal, il sert comme une référence dans la conception des moteurs. Il est constitué de quatre processus réversibles : une détente isotherme, une détente adiabatique, une compression isotherme, et une compression adiabatique. C'est le cycle le plus efficace pour obtenir du travail à partir de deux sources de chaleur de températures constantes. Durant ces transformations (Fig 1.2), le gaz subit [2] :

D→A Compression isotherme réversible : Le gaz est soumis à la température de la source froide (condenseur), ou il cède de la chaleur à cette dernière. La pression monte et le volume descend.

A→B Compression adiabatique réversible (Isentropique) : La pression monte, le volume se réduit. La température augmente jusqu'à atteindre celle de la source chaude.

B→C Détente isotherme réversible : Le gaz soumis à la température de la source chaude, ou il absorbe la chaleur de cette dernière. La pression descend et le volume augmente.

C→D Détente adiabatique réversible (isentropique) : La pression descend et le volume augmente, La température diminue jusqu'à atteindre celle de la source froide.

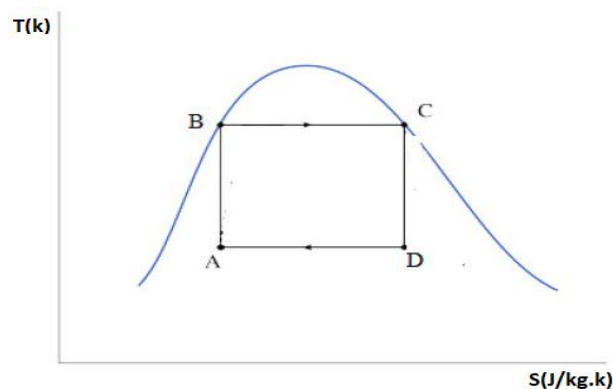


Fig 1.2 Cycle théorique de Carnot dans le diagramme (T-S) [2]

1.2.3.2 Cycle théorique de Rankine

Le cycle théorique de Rankine peut être considéré comme le cycle de base des turbines à vapeur. Il est constitué par deux transformations isobares (pression constante) et deux transformations adiabatiques et réversibles (entropie constant). Le générateur de vapeur (B-C) produit de la vapeur saturée, qui traverse la turbine (C-D), où elle se détend avant de se condenser (D-A), puis l'eau condensée retourne à la chaudière à travers la pompe alimentaire (A-B). Une machine basée sur ce cycle est décrite en (Fig 1.3).[2]

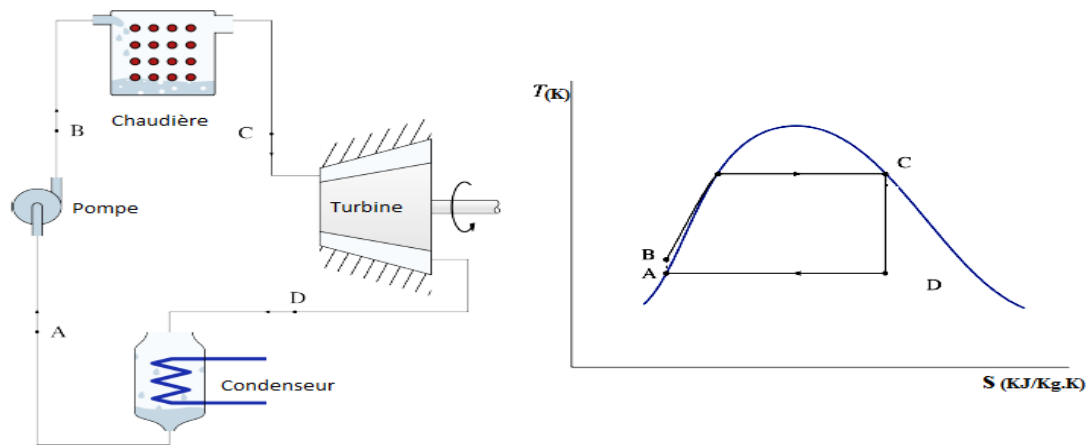


Fig 1.3 Schéma de l'installation de Rankine d'une turbine à vapeur [2]

1.2.3.3 Cycle théorique de Rankine à Surchauffe (Hirn)

Dans le cycle théorique de Rankine, une partie de la détente s'effectue dans la zone humide, ce qui peut entraîner la corrosion de la turbine. Pour remédier à ça et augmenter le rendement du moteur thermique, une surchauffe a été réalisé dans les installations industrielles par l'envoi de la vapeur à l'aval de la chaudière dans la surchauffeur où les produits de combustion permettent de porter la vapeur à pression constante à une température plus élevée. Cette modification permet de réaliser un cycle sec, c'est-à-dire qu'en fin de détente se trouve en dehors du domaine de la vapeur humide, c'est le cycle théorique de Rankine à surchauffe à pression constante (cycle de Hirn), ce qu'est illustré dans la (Fig 1.4). [2]

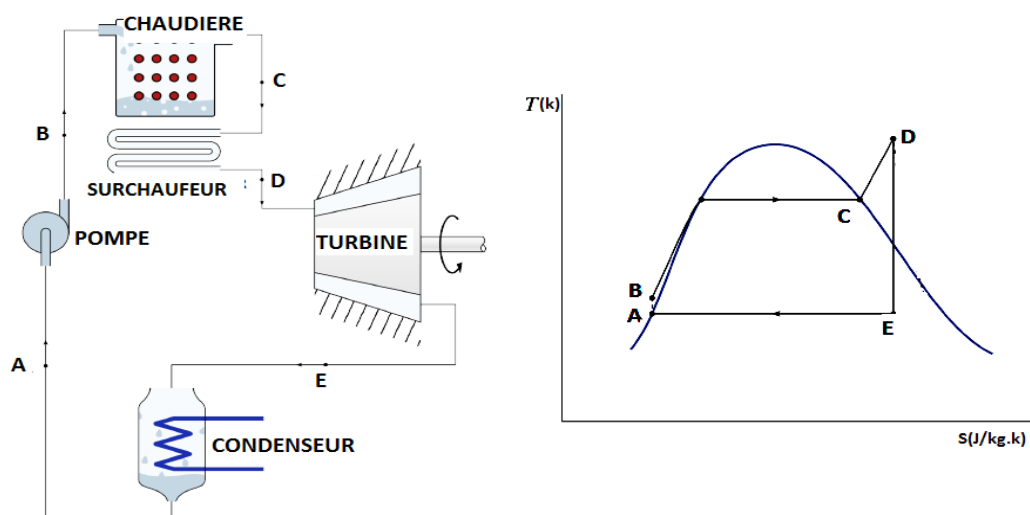
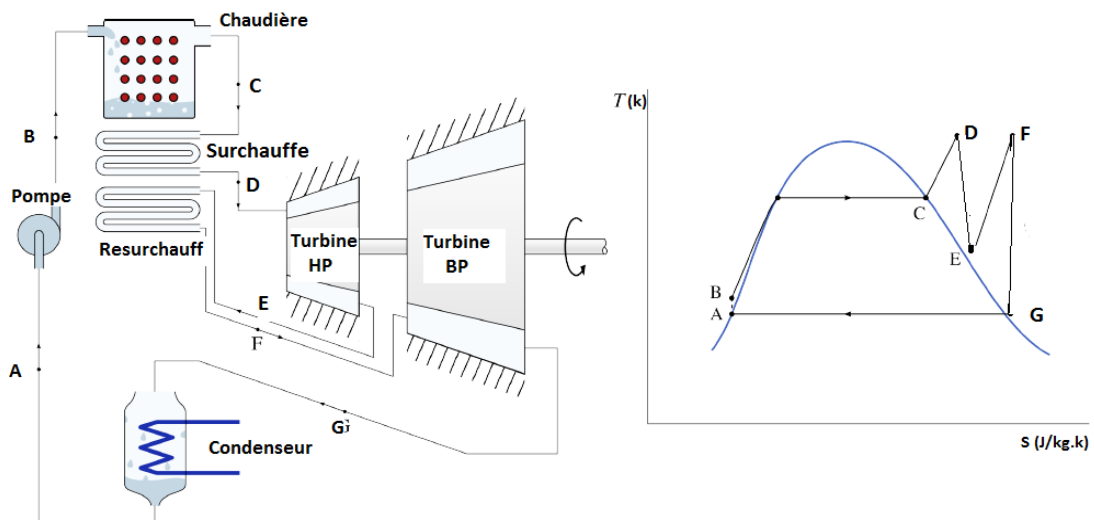


Fig 1.4: Schéma de l'installation de Rankine à surchauffe d'une turbine à vapeur (Hirn) [2]

1.2.3.4 Cycle théorique de Hirn à resurchauffe

Pour augmenter à nouveau le rendement du cycle thermodynamique sans augmenter le débit de vapeur, il est possible d'interrompre la détente dans la turbine (D-E),



puis chauffer à nouveau la vapeur d'eau à pression constante, pour augmenter la température (E-F). La vapeur subit alors une deuxième détente isentropique jusqu'à la température du condenseur (F-G), puis se condense complètement, c'est ce que l'on appelle la resurchauffe (Fig 1.5) [2].

Fig 1.5: Schéma d'installation de Hirn à resurchauffe d'une turbine à vapeur [2]

1.2.3.5 Cycle théorique à Soutirage

Le principe de cette technique consiste à extraire, dans un étage de la turbine, une partie du débit total de vapeur et à diriger ce débit soutiré dans la chaudière, on a donc recours à la technique de prélèvement turbine. De la vapeur est ponctionnée depuis la turbine, et mélangée à l'eau liquide en sortie de pompe. Une partie de la chaleur contenue dans cette vapeur va, au lieu d'être rejetée en pure perte au condenseur, être transmise à l'eau d'alimentation (Fig 1.6) [2].

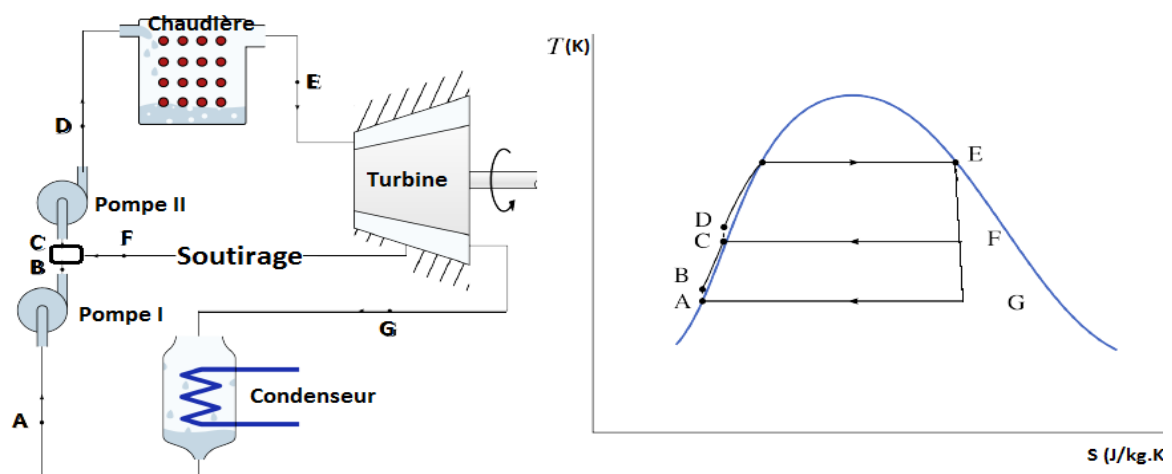


Fig 1.6: Schéma de l'installation à Soutirage d'une turbine à vapeur [2]

1.3 Centrale à gaz

1.3-1 Description générale

La turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, réalisant différentes transformations thermodynamiques, dans une succession d'organes comportant un compresseur, une turbine couplée mécaniquement sur un arbre, et une chambre de combustion intercalée entre ces deux derniers. Ce qui permet de transformer l'énergie contenue dans le combustible en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine, cette dernière est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à un alternateur, qui produit la puissance utile pour la production d'électricité (Fig 1.7).

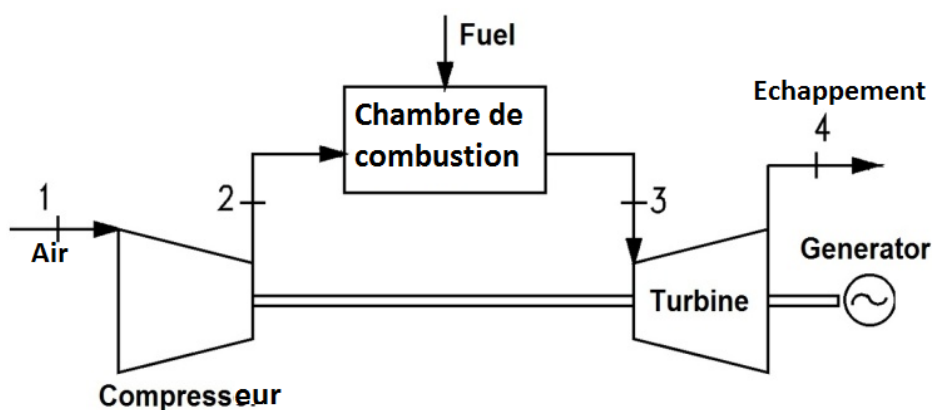


Fig 1.7 Schéma de principe d'une turbine à gaz

1.3.2 Principe de fonctionnement

Une turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et à combustion interne. Du fait qu'elle est munie d'un compresseur, généralement axial, sert à comprimer l'air ambiant à une pression élevée, et des chambres de combustion, elle est en mesure de produire un fluide sous pression à haute température, qui se détend dans les étages de la turbine, généralement axiale, fournissant la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur et une machine réceptrice (Alternateur). Leur grande importance dans les processus de conversion d'énergie peut être appuyée par la diversité de leur application qui s'étend sur différents domaines (Fig 1.8).

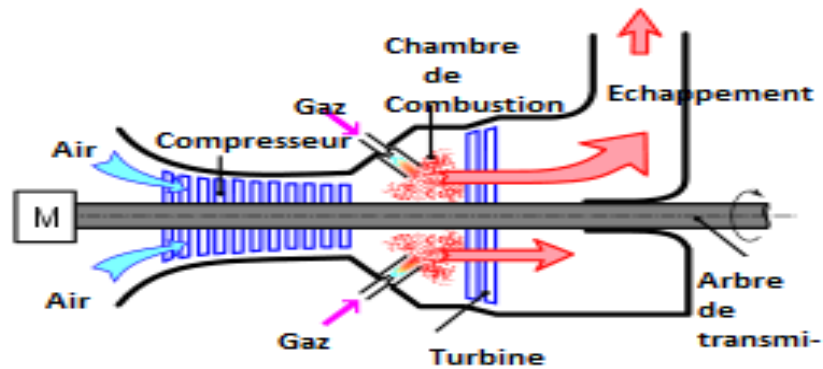


Fig 1.8 Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz [24]

1.3.3 Cycle thermodynamique de Brayton

Le cycle décrivant le fonctionnement d'une turbine à combustion est le cycle de Brayton, il comporte quatre évolutions:

- (1-2) Compression adiabatique : l'air est aspiré à la pression (P_1) et à la température (T_1) ambiantes, puis comprimé à une pression élevée (P_2).
- (2-3) Combustion isobare : l'air sous pression (P_2) est ensuite dirigé vers la chambre de combustion, où il brûle avec un combustible (distillat léger, gaz naturel).
- (3-4) Détente adiabatique : les gaz brûlés à haute température sont ensuite détendus dans une turbine, jusqu'à la pression atmosphérique.

Remarque :

Les gaz brûlés sont rejetés dans l'atmosphère en 4, et des gaz frais sont admis en 1 à la même pression : d'un point de vue énergétique, on peut assimiler le cycle à un cycle fermé, avec un refroidissement isobare entre 4 et 1, (Fig 1.9).

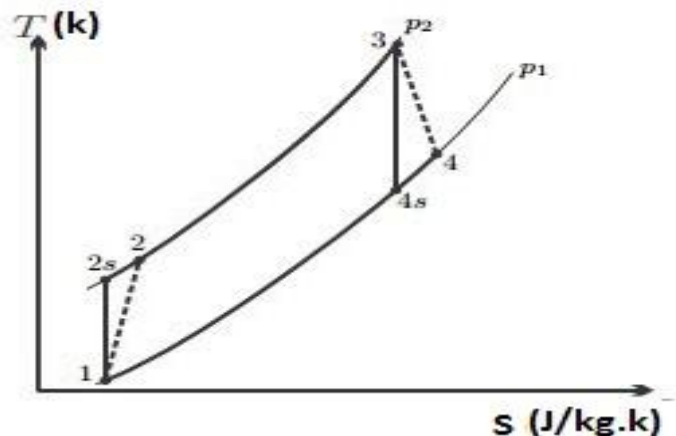


Fig 1.9 Cycle de thermodynamique de Brayton d'une turbine à gaz

1.4 Moteur Stirling

1.4.1 Description générale

Il s'agit d'un "moteur à air chaud" fonctionnant grâce à deux sources de température externe, une chaude et une froide, sur le principe de la détente et de la compression d'un gaz, il transforme une énergie thermique provenant de n'importe quelle source de chaleur (flamme, solaire, eau chaude, biomasse... etc.) en énergie mécanique, un mouvement rotatif, puis en énergie électrique.

Les différents modèles du moteur exploitent exactement le même principe physique, ainsi ils comportent globalement les mêmes pièces remplissant les mêmes fonctions mais dont la conception diffère [3].

- Un cylindre : contenant le gaz (généralement de l'air) dont les propriétés vont être exploitées par le moteur.
- Des tuyaux : (pour les Alphas, Gammas et Bêtas équipés de régénérateurs) chargés de faire circuler le gaz de travail entre les divers éléments du moteur concernés.
- Un piston : contenu dans ce cylindre, relié au volant du moteur par un système d'embiellage, chargé de comprimer et dilater le gaz contenu dans le cylindre.
- Un système d'embiellage : chargé de transmettre le mouvement du piston au volant pour le faire tourner et, à d'autres moments du cycle, de transmettre le mouvement du volant au piston.
- Un volant : qui est simplement une roue mise en mouvement par les bielles du moteur.
- Un régénérateur : qui permet au gaz froid de gagner la chaleur laissée par le passage de l'air chaud lors de son déplacement dans le même conduit, placé dans un tuyau où circule le gaz lors de différentes phases du cycle. Son but est de minimiser les pertes d'énergie thermique pour maximiser le rendement.
- Un déplaceur : (type Bêta et Gamma) qui est un piston chargé de faire se déplacer le gaz de travail entre la partie chaude et la partie froide du moteur.

Il existe une très grande diversité de moteurs Stirling, on les classe généralement en fonction de leur configuration géométrique. Selon ce critère, il y a trois types principaux de moteur Stirling : le moteur alpha, le moteur bêta et le moteur gamma (Fig 1.10) [4].

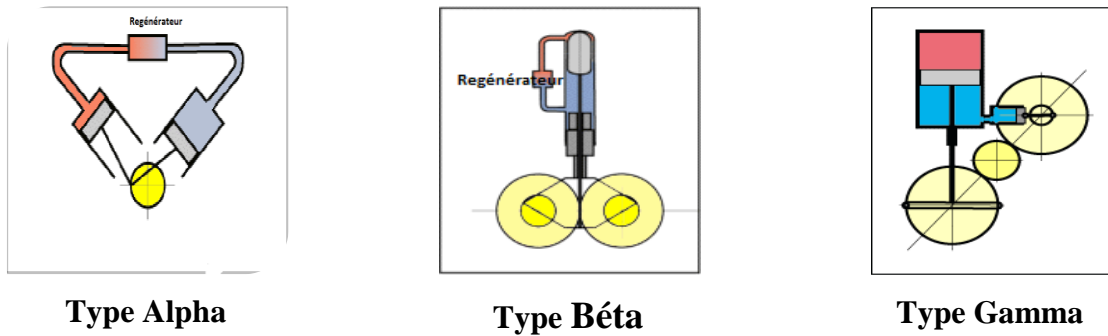


Fig. 1.10 Les différents types de moteur Stirling [3]

1.4.2 Cycle thermodynamique théorique de Stirling

Le cycle théorique (Fig 1.11) montre les quatre transformations subies par le gaz : [5]

- Une détente isotherme (transformation **A-B**) : transfert de chaleur d'une source de chaleur extérieure vers le fluide de travail ; le moteur produit le travail utile du cycle.
- Une détente isochore (transformation **B-C**) : le fluide de travail cède de la chaleur au régénérateur interne à la machine.
- Une compression isotherme (transformation **C-D**) : le fluide de travail cède de la chaleur à la source froide.
- Une compression isochore (transformation **D-A**) : le régénérateur interne à la machine cède de la chaleur au fluide de travail.

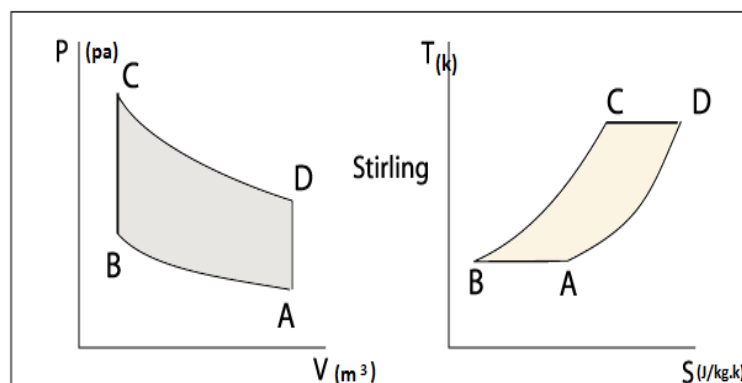


Fig 1.11 Le cycle théorique de Stirling dans les diagrammes (P-V) et (T-S) [3]

Chapitre 2

Les différents systèmes de production du froid

2.1 Introduction

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variées, tels que l'industrie agroalimentaire (froid alimentaire), confort thermique (conditionnement d'air) et l'industrie pétrochimie (production de Gaz Naturel Liquéfié GNL).

Produire du froid, c'est tout simplement absorber de la chaleur à une température inférieure à la température ambiante. Ainsi le refroidissement d'un corps quelconque en dessous de la température ambiante nécessite l'utilisation d'un mécanisme endothermique. La chaleur alors extraite du corps est ensuite rejetée dans le milieu ambiant (air ou eau). Parmi les nombreux mécanismes sont endothermiques, diverses transformations peuvent être citées [6] :

- les procédés thermodynamiques tels que la dissolution de corps solides dans un liquide (eau) ou dans un solide (glace) ; la détente isenthalpique ou isentropique d'un gaz, l'évaporation d'une phase liquide, par exemple dans un cycle à sorption ou à compression, la fusion ou sublimation d'une phase solide ;
- les procédés électriques ou magnétiques tels que le refroidissement thermoélectrique par effet Peltier ou la désaimantation adiabatique.

La vaporisation d'un liquide en circuit fermé reste la méthode la plus utilisée pour la production du froid. Les machines utilisant ce principe peuvent être regroupées en deux grandes familles que sont les machines à compression mécanique de vapeur et les machines à sorption (adsorption / absorption).

Les performances et le dimensionnement d'une machine frigorifique dépendent en grande partie du choix du fluide frigorigène, Il doit intégrer de nombreux critères de nature fort diverse :

- Les propriétés thermo physiques du fluide frigorigène.
- Les conditions d'utilisation (applications) du fluide frigorigène.
- Le critère économique et la disponibilité du fluide frigorigène.
- Critère de réglementation (normes, recommandations, impacts environnementaux).

2.2 Machine frigorifique à compression mécanique de vapeur

2.2.1 Description Générale

Dans sa version la plus simple, une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur comporte au minimum quatre composants : un compresseur, un condenseur, un détenteur et un évaporateur. Son fonctionnement est basé sur le cycle Carnot inverse, la compression du fluide frigorigène se réalisant par une voie mécanique, c'est le compresseur

qui crée une différence de pression entre l'évaporateur et le condenseur et c'est le détendeur qui ramène à la basse pression. On obtient une température d'évaporation du fluide frigorigène plus basse que la température du fluide caloporteur dans l'évaporateur, d'où l'échange de chaleur du fluide caloporteur vers le fluide frigorigène, et une température de condensation du fluide frigorigène supérieure à la température du fluide caloporteur dans le condenseur, d'où l'échange de chaleur du fluide frigorigène vers le fluide caloporteur.

Le fluide de travail (fluide frigorigène) décrit un cycle fermé en quatre phases à travers le circuit constitué des organes principaux :

- La compression du fluide gazeux
- La condensation du fluide gazeux
- La détente du fluide liquide
- La vaporisation du fluide liquide (production du froid)

Le schéma de base d'une machine élémentaire à compression mécanique de vapeur et changement de phase est le suivant (Fig 2.1):

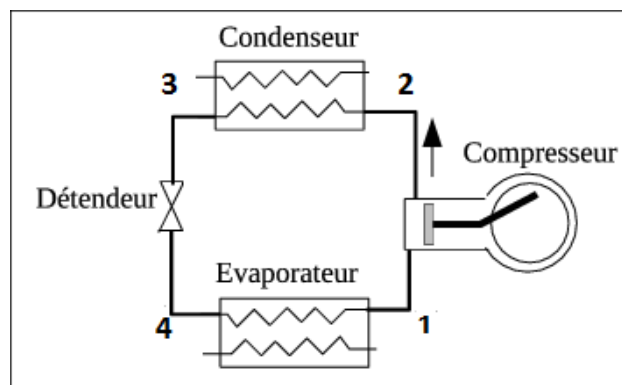


Fig 2.1 Schéma de base d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur

2.2.2 Cycles frigorifiques à compression mécanique de vapeur

On distingue les cycles à compression mécanique de vapeur mono-étagée et bi-étagée.

2.2.2.1 Cycle à compression mono-étagée

On utilise un seul étage de compression mécanique de vapeur pour la production de froid à températures pas trop basses (généralement supérieures à -20 ou -25 °C) et pour la plupart des pompes à chaleur. De tels cycles sont extrêmement répandus [7].

Le compresseur (1-2) : aspire le fluide frigorigène gazeux (à bas niveau de température et de pression) issu de l'évaporateur, le comprime à un niveau plus haut de pression et de température, puis le refoule vers le condenseur.

Le condenseur (2-5) : est un échangeur de chaleur qui va permettre l'évacuation de la chaleur contenue dans le fluide frigorigène gazeux issu du compresseur en le liquéfiant. Cette condensation (liquéfaction) est obtenue par le refroidissement du fluide frigorigène gazeux à pression constante par un médium qui peut être de l'eau ou de l'air.

Cette évacuation de chaleur s'effectue en trois étapes :

- (2-3) La désurchauffe des vapeurs de fluide frigorigène (évacuation par chaleur sensible).
- (3-4) La condensation des vapeurs (évacuation par chaleur latente – étape principale).
- (4-5) Le sous refroidissement du fluide frigorigène liquide (évacuation par chaleur sensible)

Le détendeur (5-6) : permet de réduire la pression du fluide frigorigène liquide (création de pertes de charge) issu du condenseur avant son introduction dans l'évaporateur dans le but de permettre sa vaporisation à basse température dans l'évaporateur.

L'évaporateur (6-1) : est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène liquide à bas niveau de température et de pression va absorber la chaleur du milieu à refroidir (air ou eau) à pression constante devenant ainsi gazeux. Cette absorption de chaleur s'effectue en deux étapes :

- (6-7) L'évaporation du fluide frigorigène liquide (aspiration de chaleur latente – étape principale).
- (7-1) La surchauffe des vapeurs issues de l'évaporation du fluide frigorigène liquide (aspiration de chaleur sensible).

Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique, L'ensemble du cycle peut être représenté dans le diagramme enthalpie-pression (Fig 2.2).

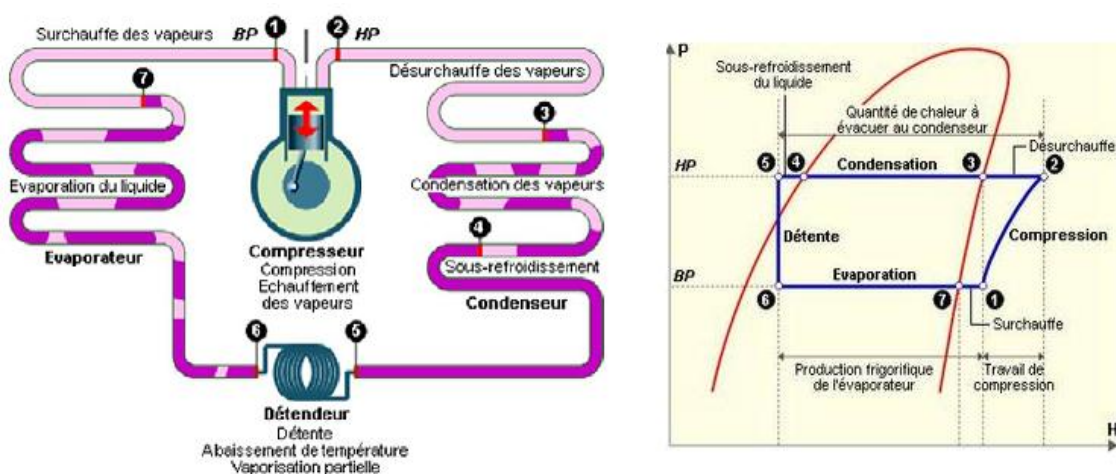


Fig 2.2 Schéma de principe d'une Machine Frigorifique à compression mécanique de vapeur mono-étagée [22]

2.2.2.2 Cycle à compression Bi-étagée

Lorsqu'il s'agit de produire du froid à températures plus basses (généralement comprises entre -25 et -45°C), on peut être amené à adopter des températures d'évaporation et de condensation très éloignées. Le taux de compression de la machine frigorifique est alors très élevé, on a donc intérêt à : [7]

- Fractionner la compression, pour éviter un taux de compression élevé.
- Mettre en œuvre un système de refroidissement des vapeurs pendant la compression. Ce refroidissement s'effectue entre les deux compresseurs.
- Fractionner la détente (détente bi étagée), pour augmenter la production frigorifique massique.

Le refroidissement des vapeurs peut être réalisé de plusieurs façons, correspondant à des cycles différents (cycle à injection totale et cycle à injection partielle).

➤ Cycle à injection totale

Le compresseur basse pression aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur, à la pression P_0 , et les refoule dans une bouteille de refroidissement intermédiaire à la pression P_i , où elles sont désurchauffées. Le compresseur haute pression aspire des vapeurs dans cette même bouteille et les refoule à la pression P_c . Après condensation, le fluide frigorigène est détendu de P_c à P_i , et le mélange liquide vapeur est introduit dans la bouteille intermédiaire. Une fraction du débit liquide injecté s'évapore pour permettre la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur basse pression. Le débit liquide restant, à l'état saturé, est alors détendu jusqu'à P_0 et injecte dans l'évaporateur. La bouteille de refroidissement intermédiaire reçoit l'intégralité du débit du liquide frigorigène formé dans le condenseur (injection totale). Les évolutions suivies par le fluide frigorigène sont décrites dans le diagramme pression-enthalpie ($\ln(p)$ - h) de la (Fig 2.3).

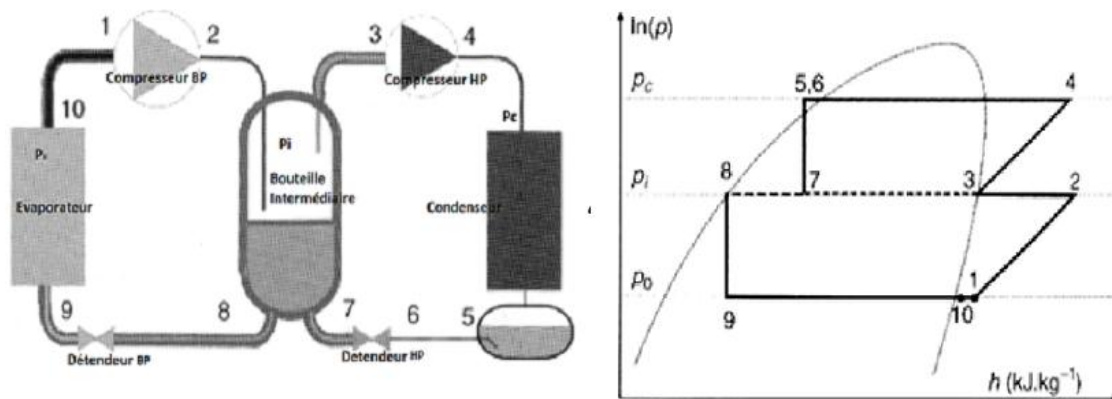


Fig 2.3 Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur bi-étagée à injection totale [23]

➤ Cycle à injection partielle

Le détendeur basse pression n'est plus alimenté à partir de la bouteille intermédiaire sous la pression P_i , mais par du liquide à la pression P_c . Cependant, avec du liquide pris directement à la sortie du condenseur, la production frigorifique massique serait trop faible. Pour augmenter cette grandeur, on augmente le sous refroidissement du débit massique basse pression, grâce à un échangeur sous refroidisseur placé dans le liquide contenu dans la bouteille intermédiaire. La bouteille de refroidissement intermédiaire ne reçoit qu'une fraction du débit de liquide formé dans le condenseur (injection partielle). Les évolutions suivies par le fluide frigorigène sont décrites dans le diagramme pression-enthalpie ($\ln(p)$ - h) de la (Fig 2.4).

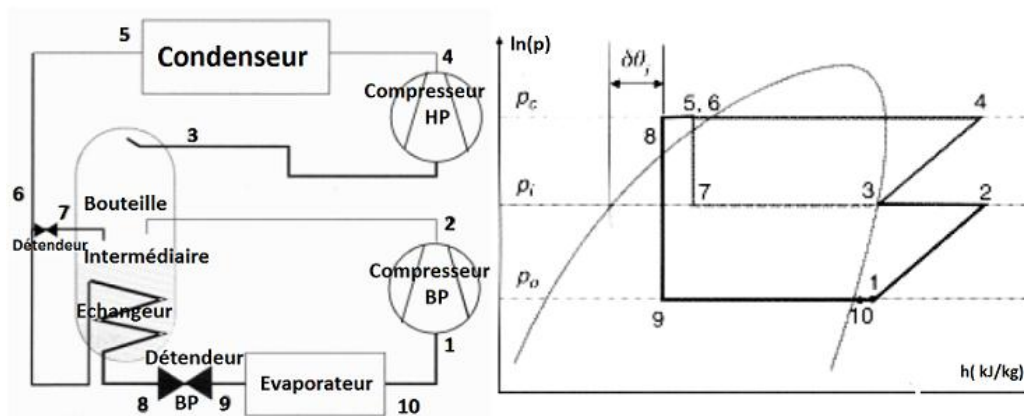


Fig 2.4 Schéma de principe d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur bi-étagée à injection partielle [23]

2.3 Machine frigorifique à sorption

Dans ces machines la compression du fluide frigorigène évaporé, s'effectue par un procédé thermique, donc par la dépense d'une certaine quantité de chaleur à haute température que l'ambiance au lieu de dépenser de l'énergie mécanique comme dans le cas des installations frigorifiques à compression mécanique de vapeur. Les cycles thermodynamiques de ces systèmes sont appelés tri-thermes, car fonctionnant entre une source froide, une source chaude et un puits infini (générateur).

Deux grandes catégories de systèmes à sorption peuvent être distinguées, les principes de fonctionnement associés à chacun des deux systèmes sont présentés dans ce qui suit avec tout d'abord l'adsorption, il s'agit que l'adsorbant est un solide, et ensuite l'absorption, il s'agit que l'adsorbant est un liquide.

2.3.1 Machine frigorifique à adsorption

2.3.1.1 Description générale

Les machines frigorifiques à adsorption fonctionnent grâce à la faculté de certains solides, d'adsorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur à la surface du matériau qui les constitue. L'adsorption est un phénomène largement connu et très utilisé notamment dans la capture de gaz (traitement de l'air, dépollution, industrie chimique,...). La présence d'un solide empêche toute circulation entre les éléments de l'installation [8].

Un tel système se compose de :

- Un générateur- adsorbeur dans lequel est placé l'adsorbant.
- Un condenseur où se produit la condensation de la vapeur provenant du générateur.
- Un échangeur, qui permet la récupération par un fluide caloporteur des calories mises en jeu au cours de la condensation, et d'un évaporateur.

Il en résulte de faibles vibrations, une simplicité mécanique, une fiabilité et une longue durée de vie. Les associations adsorbant/adsorbat les plus connues et utilisées sont [9]:

- Zéolithe/Eau,
- Silicagel/Eau,
- Charbon actif/Méthanol.

2.3.1.2 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption se décompose en deux phases (Fig 2.5):

- phase de régénération - condensation.
- phase d'adsorption - évaporation.

Pendant la première phase du cycle, le générateur (G) contenant le couple d'adsorbant et d'adsorbat est chauffé jusqu'à une température limite de désorption T_G . L'adsorbat s'évapore et se condense dans le condenseur (C) à la température T_C correspondant à la pression de saturation de l'adsorbat.

Dans la seconde phase du cycle, l'adsorbat est mis en communication avec l'évaporateur (E) et l'adsorbeur (A), maintenu à une température T_a . Une évaporation partielle de l'adsorbat abaisse la température de celui-ci de T_C à T_E , puis l'évaporation se poursuit sous l'effet conjugué de la chaleur extraite à l'évaporateur (production du froid) et de l'adsorption des vapeurs par l'adsorbeur.

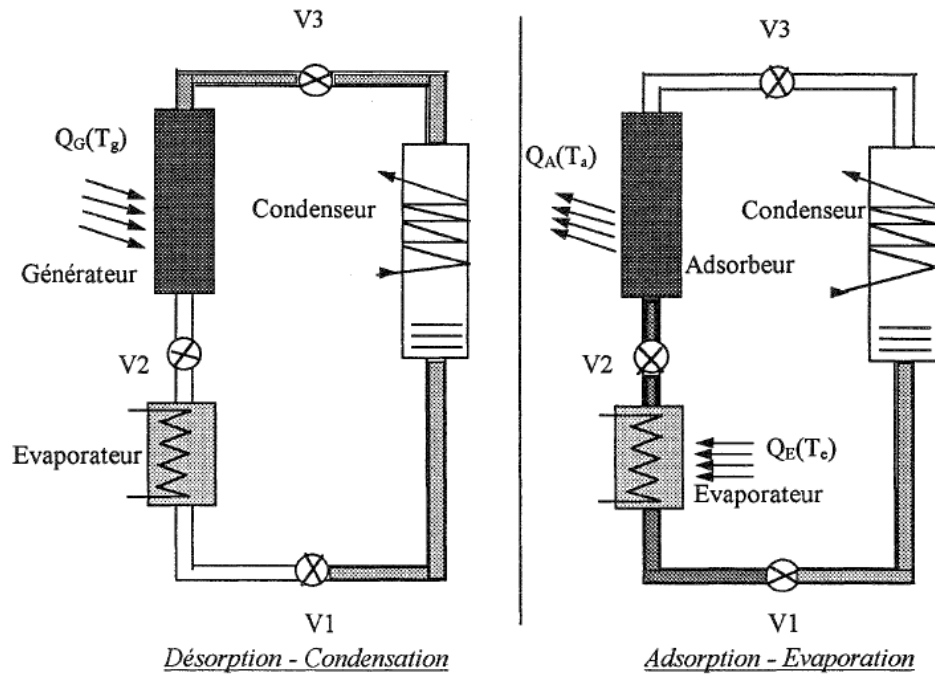


Fig 2.5 : Schéma représentatif du fonctionnement d'un système à adsorption [8]

2.3.1.3 Cycle de la solution dans le diagramme d'Oldham

Nous avons quatre transformations différentes au cours desquelles le couple s'échauffe (1-2 et 2-3), puis se refroidit (3-4 et 4-1). Pendant toutes les transformations, le générateur est couplé thermiquement avec l'extérieur, bien que le cycle d'une machine à adsorption se représente sur un diagramme d'Oldham (P, T, x), ou on peut observer le tracé d'un cycle produisant du froid à 5°C , évacuant la chaleur de condensation et d'adsorption à 35°C et consommant de la chaleur à 85°C (Fig 2.6).

L'apport de chaleur au solide provoque une légère désorption qui pressurise progressivement l'ensemble (générateur/condenseur) à la haute pression (HP). Cette étape rapide consomme peu de chaleur et désorbe si peu de gaz qu'elle s'effectue en supposant une transformation à composition constante (rapport de la masse de fluide frigorigène sur la masse d'adsorbant) que l'on nomme aussi isostérique.

Lorsque la pression qui règne dans le système atteint la pression (HP) de saturation du fluide frigorigène correspondant à la température du condenseur T_{Cd} , alors débute la condensation. Si on suppose que cette dernière impose alors sa pression à l'enceinte contenant l'adsorbant, la désorption proprement dite débute.

Le point caractéristique du solide se déplace alors suivant une isobare (HP) vers la plus haute température (T_G), en désorbant le fluide frigorigène qui va ensuite se condenser,

cette deuxième étape s'achève lorsque le générateur atteint la température maximale du cycle (T_G).

La troisième étape est assez similaire à la première et s'effectue par dépressurisation en suivant une isostère (composition constante) à cause du refroidissement du système. Lorsque ce dernier atteint la basse pression (BP) à laquelle a lieu l'évaporation proprement dite, alors débute la phase de production frigorifique. Le solide contenu dans l'enceinte adsorbe alors le gaz en provenance de l'évaporateur en libérant la chaleur d'adsorption. L'adsorption s'achève lorsque la température (T_{Ad}) est atteinte dans le solide et que tout le fluide frigorigène a été évaporé puis adsorbé.

La production frigorifique s'arrête et le système doit alors être régénéré pour pouvoir produire à nouveau.

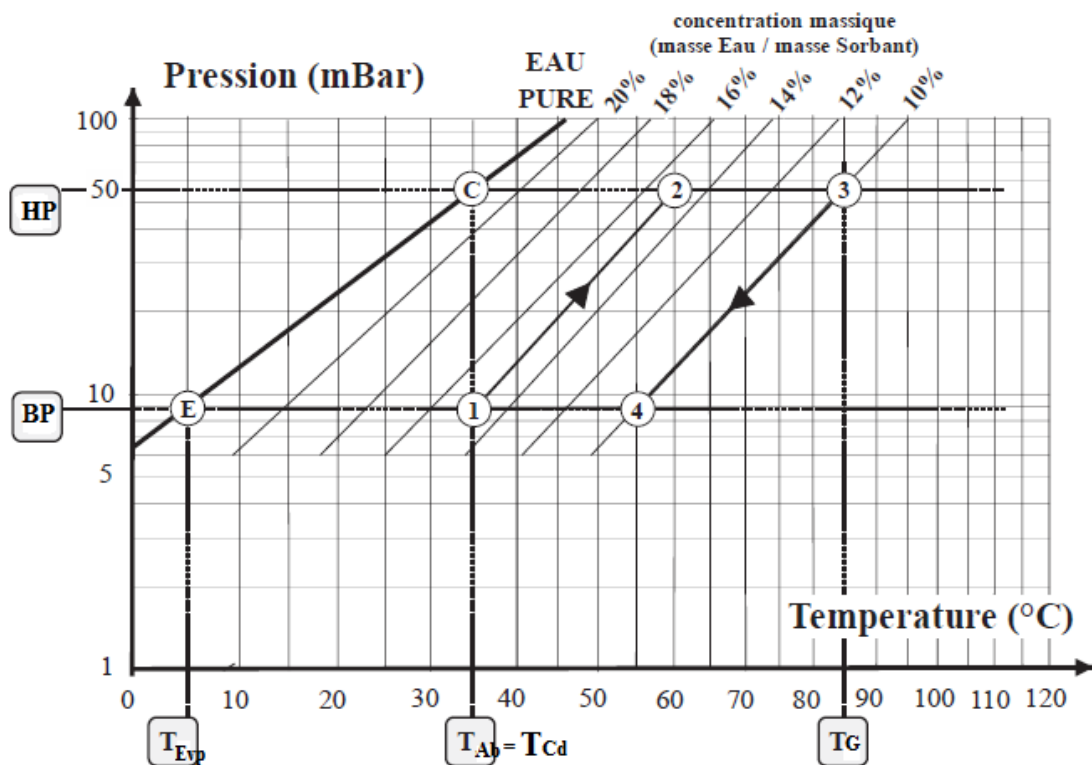


Fig 2.6 Cycle de la solution dans le diagramme d'Oldham [8]

2.3.2 Machine frigorifique à absorption simple effet

2.3.2.1 Description Générale

Les machines frigorifiques à absorption sont des machines tri-thermes, qui font intervenir deux niveaux de pression: haute pression et basse pression. Elles fonctionnent donc grâce à trois niveaux de températures, la haute température de la source de chaleur (Générateur), la température moyenne de condensation (environnement) qui impose la

haute pression (HP) et la basse température de l'évaporateur (production du froid) qui impose la basse pression (BP).

Un système à absorption comprend tout d'abord, comme les machines à compression de vapeur, un ensemble d'un condenseur, un détendeur et un évaporateur, dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie motrice du procédé qui comprend un absorbeur, une pompe, un échangeur (bouilleur) et un détendeur, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement.

Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre et constitue le fluide frigorigène. Les couples les plus utilisés sont l'Ammoniac / Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, où l'ammoniac est le fluide frigorigène), et l'Eau/Bromure de Lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, l'eau étant le fluide frigorigène). Le premier permet de faire du froid pour des besoins de climatisation ou de froid industriel alors que le second est exclusivement destiné au conditionnement d'air. Il existe d'autres solutions comme $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$, $\text{LiBr}/\text{HO}(\text{CH}_2)\text{OH}$ et bien d'autres [10-13].

2.3.2.2 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de la machine à absorption repose donc sur la propriété de certains solvants d'absorber (réaction exothermique) de très grandes quantités d'une vapeur appropriée et de restituer cette vapeur lorsque l'on chauffe la solution riche ainsi formée (réaction endothermique).

Dans l'absorbeur, ce composant effectue un enrichissement en fluide frigorigène, ou la vapeur issue de l'évaporateur rencontre au sein de celui-ci la solution concentrée (dite pauvre en frigorigène) provenant du générateur à travers un détendeur qui assure le passage de la haute pression à la basse pression régnant dans l'absorbeur, le réfrigérant est absorbé par la solution pauvre. Cette absorption libère une certaine quantité de chaleur appelée chaleur de sorption. En sortie d'absorbeur, on obtient ainsi une solution diluée (riche en fluide frigorigène), cette dernière traverse une pompe dans un état liquide, la pompe met la solution riche en réfrigérant depuis l'absorbeur à basse pression jusqu'au générateur à haute pression.

Dans le générateur (bouilleur), cet organe réalise un appauvrissement en fluide frigorigène, la source chaude fournit à ce dernier une certaine quantité de chaleur qui permet à une fraction du réfrigérant de quitter la solution binaire et de passer en phase

Le titre X_p de la solution pauvre concentrée en sortie du générateur est donné par l'intersection de l'isotherme T_G et de l'isobare HP (point 6), le titre X_r de la solution riche diluée en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme T_{ab} et de l'isobare BP (point 4).

L'absorbeur reçoit la solution pauvre concentrée provenant du générateur, après que celle-ci ait été détendue dans le détendeur (6-8). Cette chute de pression se traduit par une baisse de la température due à une vaporisation partielle de la solution. L'absorbeur reçoit donc un mélange de solution liquide et de vapeur (8), dont il n'est pas possible, à l'aide de ce diagramme de préciser ni la température, ni la masse relative des deux phases. A l'entrée de l'absorbeur, ce mélange est refroidi, d'une part par mélange avec la vapeur froide arrivant de l'évaporateur, d'autre part, directement par le fluide caloporteur. Ce refroidissement entraîne tout d'abord une réabsorption de la vapeur produite par la détente, puis, l'absorption de vapeur provenant de l'évaporateur. Le processus d'absorption commence au (point 8_{sat}), défini par l'intersection de l'isotitre (X_p) de la solution pauvre et de l'isobare (BP).

Le générateur (bouilleur) reçoit la solution riche diluée issue de l'absorbeur, après que celle-ci ait traversé la pompe. A son entrée dans le bouilleur, le liquide est donc tout d'abord réchauffé jusqu'à la température T_{5sat} , donnée par l'intersection de l'isotitre (X_r) de la solution riche et de l'isobare HP. La désorption commence alors au point 5_{sat} .

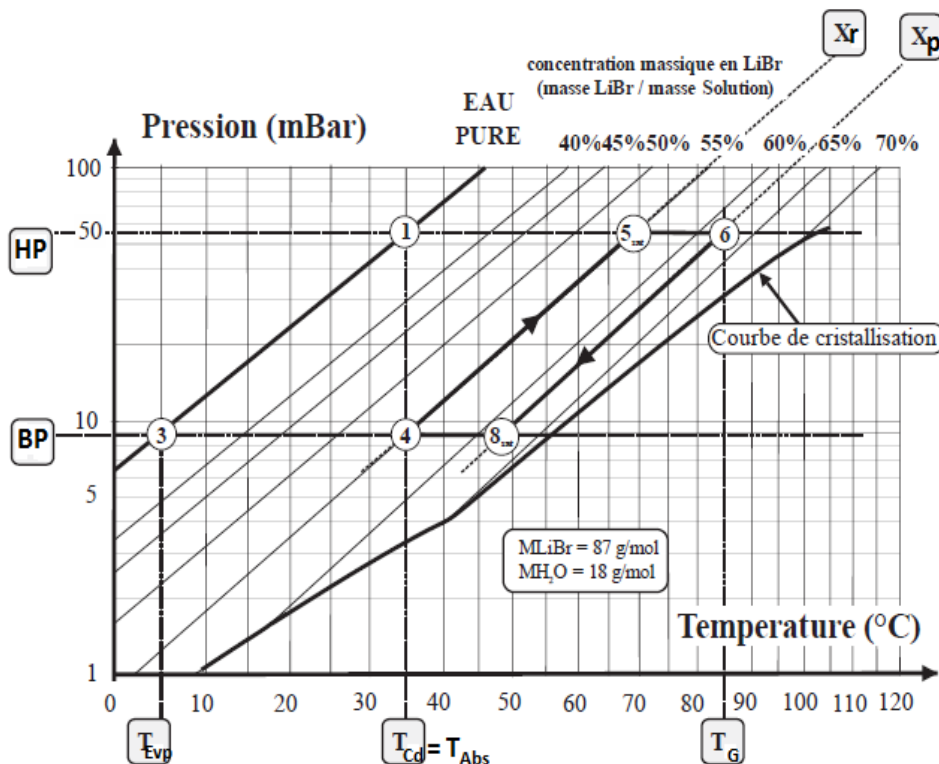


Fig 2.9 Cycle de la solution dans le diagramme d'Oldham [12]

- Le couple eau/ammoniac est de plus doté sur la vapeur en sortie du générateur d'un rectifieur qui a pour rôle de concentrer cette vapeur en fluide frigorigène (ammoniac). En effet les vapeurs issues du bouilleur ne sont pas pures et contiennent encore un peu d'eau. La rectification permet de ramener la majeure partie de cette eau vers le générateur, afin de ne laisser passer que des vapeurs très riches en ammoniac.
- Cet organe n'a pas lieu d'être pour le couple $H_2O/LiBr$, où l'eau est le seul constituant à l'état de vapeur. Par contre, dans le cas de ce dernier couple il est nécessaire d'ajouter un dispositif **anti-cristallisation**. Lorsque la température à la source chaude devient trop importante et entraîne une augmentation de la différence de température entre T_{Ab} et T_G , c'est-à-dire que le point δ_{sat} sur la figure 2.9 se rapproche de la courbe de cristallisation, la solubilité du bromure de lithium dans l'eau diminue et des cristaux peuvent apparaître dans la solution. Ces cristaux peuvent alors obstruer la circulation de la solution et endommager la pompe de circulation [14,15].

Chapitre 3

Analyse thermodynamique du système combiné : ORC/ACS

Introduction

Ce chapitre présente une analyse énergétique d'un système combiné constituant un cycle organique de Rankine et un cycle de réfrigération à absorption. Dans un premier temps on fait une étude comparative en utilisant trois types de fluides de travail afin de voir le plus performant, ensuite l'étude complétée par l'effet de températures de fonctionnement sur le cycle ORC notamment la température d'évaporation et la température de condensation afin de déterminer la performance du système combiné.

3.1 Description du système combiné

Le système combiné est composé de trois sous-systèmes: flux principal cédé par le fluide caloporteur (débit d'eau dans les capteurs solaires ou réservoir géothermique), cycle organique de Rankine (ORC) et système de réfrigération par Absorption (ACS). Le système représenté sur la (Fig 3.1) semblable à celui étudié par Lavinia Grosu et al [16].

Le fluide caloporteur à haute température, transfère la chaleur emmagasinée vers les autres composants du système. Ce fluide peut atteindre des températures relativement élevées, selon l'efficacité du capteur et les exigences météorologiques du site d'implantation, ou selon le besoin en eau géothermique.

Le fluide organique pressurisé par la pompe est chauffé, puis évaporé et surchauffé dans l'évaporateur ORC, par l'énergie calorifique issu de la source de chaleur, transférée à ce dernier. La vapeur surchauffée obtenue à la sortie de la série d'échangeurs de chaleur entraîne la turbine ORC, qui dans un mouvement de rotation entraîne un alternateur pour la production d'électricité. La vapeur à la sortie de la turbine est dirigée vers le condenseur où elle est refroidie par un flux d'eau de refroidissement.

Le fluide caloporteur est ensuite utilisé pour chauffer la solution $H_2O/LiBr$ au niveau du générateur de l'ACS, qui permet ça désorption. L'eau de cette solution est ainsi évaporée, il constitue le fluide frigorigène dans le condenseur, le détendeur et l'évaporateur de l'ACS. L'effet de refroidissement se produit dans l'évaporateur, où la température est fixée pour rafraîchir l'atmosphère du milieu à refroidir.

- Les pertes de charges sont négligeables dans le cycle de réfrigération par absorption.
- La détente est isenthalpique au niveau des vannes.
- Le fluide caloporteur à l'état liquide est incompressible.

3.2 Bilan massique et énergétique

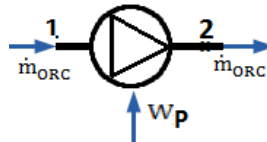
3.2.1 Bilan massique et énergétique du cycle ORC

Les débits massiques d'entrée et sortie sont égaux en régime stationnaire, nous avons :

$$\dot{m}_{1,ORC} = \dot{m}_{2,ORC} = \dot{m}_{3,ORC} = \dot{m}_{4,ORC} = \dot{m}_{ORC} \quad (3.1)$$

➤ Pompe

La pompe de circulation permet de la mise en mouvement du fluide organique venant du condenseur à basse pression vers l'évaporateur à la haute pression, il est possible de déterminer la consommation de la pompe.



Le bilan énergétique de la pompe s'écrit comme suit :

$$\dot{W}_{P,ORC} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

Le travail spécifique consommé par la pompe pour compresser le fluide s'écrit :

$$\mathcal{W}_{P,ORC}^{sp} = (h_{2,ORC} - h_{1,ORC}) = v_{sp}(P_{2,ORC} - P_{1,ORC}) \quad (3.3)$$

Pour une compression adiabatique irréversible, on introduit le rendement mécanique de la pompe (appelé aussi rendement isentropique) :

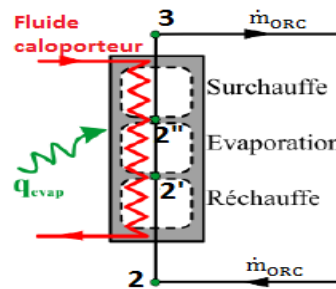
$$\eta_{P,is} = \frac{\dot{W}_{P,rév}}{\dot{W}_{P,irrév}} = \frac{\dot{W}_{P,is}}{\dot{W}_{P,ORC}} = \frac{(h_{2is} - h_{1,ORC})}{(h_{2,ORC} - h_{1,ORC})} \quad (3.4)$$

La puissance électrique de la pompe s'exprime :

$$\dot{W}_{P,ORC}^{elec} = \frac{\dot{W}_{P,ORC}}{\eta_{Moteur}} \quad (3.5)$$

➤ Evaporateur

Le fluide de travail entre dans l'évaporateur à l'état liquide et se réchauffe dans celui-ci à pression constante P_2 jusqu'à la température d'évaporation, il s'évapore à température et à pression constantes, puis il subit une surchauffe à pression constante.

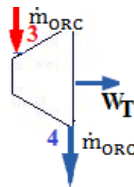


Le bilan énergétique de l'évaporateur s'écrit comme suit:

$$\dot{Q}_{\text{Evap. ORC}} = \dot{m}_{\text{ORC}} (h_{3\text{ORC}} - h_{2\text{ORC}}) \quad (3.6)$$

➤ Turbine

À sa sortie de l'évaporateur, la vapeur vient se détendre en cédant une partie de son énergie sous forme de travail dans la turbine, composant essentiel pour la production d'électricité.



La détente dans la turbine est considérée comme adiabatique et irréversible avec un rendement isentropique constant qui se définit de la manière suivante:

$$\eta_{T.is} = \frac{\dot{W}_{T.irrev}}{\dot{W}_{T.rev}} = \frac{\dot{W}_{T.ORC}}{\dot{W}_{T.is}} = \frac{(h_{3\text{ORC}} - h_{4\text{ORC}})}{(h_{3\text{ORC}} - h_{4.is})} \quad (3.7)$$

Le bilan énergétique de la turbine s'écrit comme suit:

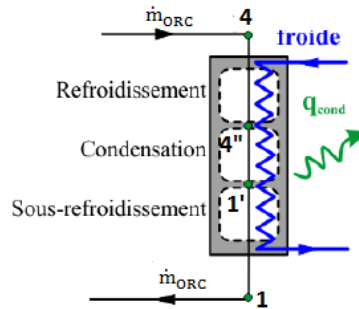
$$\dot{W}_{T.ORC} = \dot{m}_{\text{ORC}} (h_{3\text{ORC}} - h_{4\text{ORC}}) = \dot{m}_{\text{ORC}} (h_{3\text{ORC}} - h_{4.is}) \eta_{T.méc} \quad (3.7)$$

La puissance électrique de la turbine est donnée par :

$$\dot{W}_{T,ORC}^{elec} = \eta_{g\acute{e}n} * \dot{W}_{T,ORC} \quad (3.8)$$

➤ Condenseur

Le fluide de travail entre dans le condenseur à l'état vapeur, se condense à température et à pression constantes, et sort à l'état liquide ou il cède une quantité de chaleur. Le liquide sortant est à l'état saturé ou légèrement sous-refroidi.



Le bilan énergétique du condenseur s'écrit comme suit:

$$\dot{Q}_{Cd,ORC} = \dot{m}_{ORC} (h_{4ORC} - h_{1ORC}) \quad (3.9)$$

3.2.2 Bilan massique et énergétique du cycle ACS

➤ Bilan de masse

Les bilans massiques en débit et en concentrations massiques de la solution dans le générateur peuvent être établis comme suit :

➤ Bilan massique globale

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{ff} + \dot{m}_p \quad (3.10)$$

➤ Bilan massique du fluide frigorigène

Le titre massique X_p de la solution concentrée (pauvre) en sortie du générateur est donné par :

$$X_p = \frac{\dot{m}''_{H_2O}}{\dot{m}_p}$$

D'où :
$$\dot{m}''_{H_2O} = \dot{m}_p * X_p \quad (3.11)$$

Le titre massique X_r de la solution diluée (riche) à l'entrée du générateur est donné par :

$$X_r = \frac{\dot{m}'_{H_2O}}{\dot{m}_r}$$

D'où :
$$\dot{m}'_{H_2O} = \dot{m}_r * X_r \quad (3.12)$$

Nous pouvons écrire la conservation de la masse du fluide frigorigène :

$$\dot{m}'_{H_2O} = \dot{m}_{ff} + \dot{m}''_{H_2O} \quad (3.13)$$

En combinant les précédentes expressions (3.13), (3.12) et (3.11) il vient:

$$\dot{m}_r * X_r = \dot{m}_{ff} + \dot{m}_p * X_p \quad (3.14)$$

✓ Débits massiques de la solution

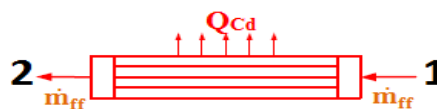
En combinant les deux expressions (3.10) et (3.14), on déduit l'expression du débit massique de la solution diluée (riche) et le débit massique de la solution concentrée (pauvre), en fonction du débit du frigorigène et des titres massiques comme suit :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{ff} * \frac{(1-X_p)}{(X_r-X_p)} \quad (3.15)$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{ff} * \frac{(1-X_r)}{(X_r-X_p)} \quad (3.16)$$

✓ Condenseur

La vapeur d'eau venant du générateur entre dans le condenseur, se condense et sort à l'état liquide à haute pression.



Le bilan énergétique du condenseur s'écrit comme suit:

$$\dot{Q}_{Cd.ACS} = \dot{m}_{ff} (h_{1ACS} - h_{2ACS}) \quad (3.17)$$

✓ Vanne d'expansion (coté réfrigérant)

Il alimente l'évaporateur avec un fluide à basse pression, le fluide frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur qui est supposé isenthalpique ($h_{2ACS} = h_{3ACS}$).



✓ Evaporateur

Le fluide frigorigène s'évapore grâce à la chaleur du milieu à refroidir produisant ainsi la puissance frigorifique (l'effet utile), L'évaporation est effectuée à pression constante (si l'on néglige les pertes de pression dans l'échangeur), et donc à température constante pour les fluides purs.



Le bilan énergétique de l'évaporateur s'écrit comme suit:

$$\dot{Q}_{Evap.ACS} = \dot{m}_{ff} (h_{4ACS} - h_{3ACS}) \quad (3.18)$$

✓ Absorbeur

La vapeur issue de l'évaporateur rencontre au sein de celui-ci la solution concentrée (pauvre) provenant du générateur. Cette solution absorbe la vapeur et s'enrichit en frigorigène.

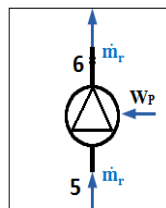


Le bilan énergétique de l'absorbeur s'écrit comme suit:

$$\dot{Q}_{Ab.ACS} = \dot{m}_{ff} h_{4ACS} + \dot{m}_p h_{8ACS} - \dot{m}_r h_{5ACS} \quad (3.19)$$

✓ Pompe de solution

La différence de pression entre l'absorbeur et le générateur nécessite en outre la présence de la pompe de circulation qui transporte la solution riche en frigorigène vers le Générateur à haute pression.



Le bilan énergétique de la pompe de solution donne sa puissance consommée :

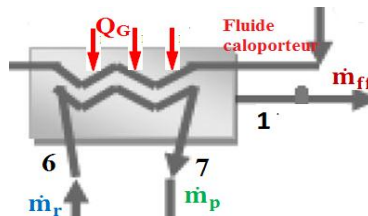
$$\dot{W}_{P.ACS} = \dot{m}_r (h_6 - h_5) \quad (3.20)$$

La puissance électrique de la pompe est donnée par:

$$\dot{W}_{P.ACS}^{elec} = \frac{\dot{W}_{P.ACS}}{\eta_{Moteur}} \quad (3.21)$$

✓ Générateur thermique (Bouilleur)

La solution diluée (riche) reçoit dans celui-ci la quantité de chaleur fournie par une source thermique extérieure, provoquant ainsi la désorption de la solution binaire, et permet à une fraction du réfrigérant de quitter cette solution et de passer en phase vapeur.



Le bilan énergétique du générateur s'écrit comme suit:

$$\dot{Q}_{G.ACS} = \dot{m}_{ff} h_{1ACS} + \dot{m}_p h_{7ACS} - \dot{m}_r h_{6ACS} \quad (3.22)$$

✓ Détendeur de la solution

La solution concentrée (pauvre en frigorigène) quitte le générateur et subit à une détente supposée isenthalpique à travers une vanne ($h_{8ACS} = h_{7ACS}$).



3.2.3 Performances du système combiné ORC/ACS

✓ Rendements du cycle ORC

Le rendement thermique du cycle organique de Rankine se définit comme le rapport entre l'énergie fournie (la puissance nette dans notre cas) et la quantité d'énergie reçue de la source chaude, il s'exprime comme suit :

$$\eta_{th.ORG} = \frac{\dot{W}_{net.ORG}}{\dot{Q}_{Evap.ORG}} = \frac{\dot{W}_{T.ORG} - \dot{W}_{P.ORG}}{\dot{Q}_{Evap.ORG}} \quad (3.23)$$

Ainsi, le rendement du système ORC :

$$\eta_{sys.ORG} = \frac{\dot{W}_{net}^{elec}}{\dot{Q}_{Evap.ORG}} = \frac{\dot{W}_{T.ORG}^{elec} - \dot{W}_{P.ORG}^{elec}}{\dot{Q}_{Evap.ORG}} \quad (3.24)$$

✓ Coefficients de performance du cycle ACS

Le coefficient de performance d'un cycle de refroidissement par absorption se définit comme le rapport entre l'effet utile (puissance frigorifique) obtenu et la dépense énergétique. Il s'exprime comme suit :

$$COP_{ACS} = \frac{\dot{Q}_{Evap.ACS}}{\dot{Q}_{G.ACS} + \dot{W}_{P.ACS}} \quad (3.25)$$

Ainsi, le coefficient de performance du système ACS :

$$COP_{sys.ACS} = \frac{\dot{Q}_{Evap.ACS}}{\dot{Q}_{G.ACS} + \dot{W}_{P.ACS}^{elec}} \quad (3.26)$$

✓ Rendement global du système combiné ORC/ACS

Le rendement global du système combiné d'un cycle organique de Rankine (ORC) et d'un cycle de réfrigération par absorption (ACS) s'est défini comme le rapport entre l'énergie utile (puissance frigorifique ACS et la puissance nette ORC) et l'énergie dépensée (la puissance du générateur ACS, la puissance de la pompe ACS et la puissance de l'évaporateur ORC) [16].

Il s'exprime comme suit :

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_{Evap.ACS} + \dot{W}_{net.ORG}}{\dot{Q}_{G.ACS} + \dot{W}_{P.ACS} + \dot{Q}_{Evap.ORG}} = \frac{\dot{Q}_{Evap.ACS} + \dot{W}_{T.ORG} - \dot{W}_{P.ORG}}{\dot{Q}_{G.ACS} + \dot{W}_{P.ACS} + \dot{Q}_{Evap.ORG}} \quad (3.27)$$

$$\eta_{sys.g} = \frac{\dot{Q}_{Evap.ACS} + \dot{W}_{net.ORG}^{elec}}{\dot{Q}_{G.ACS} + \dot{W}_{P.ACS}^{elec} + \dot{Q}_{Evap.ORG}} = \frac{\dot{Q}_{Evap.ACS} + \dot{W}_{T.ORG}^{elec} - \dot{W}_{P.ORG}^{elec}}{\dot{Q}_{G.ACS} + \dot{W}_{P.ACS}^{elec} + \dot{Q}_{Evap.ORG}} \quad (3.28)$$

3.3 Résultats de l'analyse thermodynamique

Après avoir établi les bilans de masses et d'énergies des deux sous-systèmes (ORC et ACS) dans la section précédente, et afin de déterminer les performances du système combiné, les différents résultats présentés dans ce travail sont obtenus à partir de la résolution des équations (de 3.1 à 3.28) du modèle thermodynamique développé ci-dessus.

La première partie de cette section concerne l'étude paramétrique du cycle organique de Rankine (ORC). Dans un premier temps nous avons comparé le comportement thermodynamique de trois types de fluide organique, qui peuvent alors être classés en trois catégories suivant le signe de la pente de la courbe de saturation côté vapeur $(\partial T/\partial s)_{=1}$. Si elle est positive, on parle du fluide de type sec (Dry) R600, dans le cas contraire, on parle du fluide de type humide (Wet) R134a, enfin, si elle est infinie (courbe verticale), on parle du fluide isentropique R236fa. Dans un second temps, et après avoir choisi le fluide de travail le plus performant, nous avons étudié l'influence de la température d'évaporation et celle de la condensation sur les performances du cycle organique de Rankine.

La deuxième partie concerne la détermination des paramètres de fonctionnement des différents points caractéristique du cycle de refroidissement par absorption (ACS) utilisant le couple H₂O/LiBr.

3.3.1 Etudes paramétriques du cycle organique de Rankine

Nous pouvons observer l'évolution de certains paramètres en fonction de la température d'évaporation et en fonction de la température de condensation. Cette étude nous permet aussi de voir l'évolution du rendement ORC en fonction de ces paramètres. Pour finir, elle nous permettra aussi de valider le choix du fluide organique.

3.3.1.1 Choix du fluide de travail

Les paramètres d'entrée du fonctionnement du cycle organique de Rankine sont les suivantes :

Tableau 3.1 Les données de base pour le cycle ORC

Température de l'évaporateur (°C)	80
Température du condenseur (°C)	40
Rendement isentropique de la turbine et la pompe (%)	0,85
Rendement du générateur électrique (%)	0,9
débit massique du fluide de travail (Kg/s)	0,125

Il apparaît essentiel de considérer les impacts environnementaux lors du choix du fluide de travail. Trois indicateurs de mesure sont ici pris en compte : le potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP, Global Warming Potential), le potentiel de déplétion ozonique (PDO ou ODP, Ozone Depletion Potential). Les fluides de travail choisis se caractérisent par :

Tableau 3.2 Caractéristiques des fluides de travail

fluides	T_{crit} (°C)	P_{crit} (bar)	ODP	GWP_{100} ($CO_2 = 1$)
R134a	101,06	40,59	0	1430
R236fa	124,92	32	0	9810
R600	151,98	37,96	0	20

Le fluide de travail R134a suit une surchauffe, et sort à l'état de vapeur surchauffée (point 3), à la température ($T_{3,ORC}=86^{\circ}C$) pour permettre une détente dans un état sec. Les caractéristiques thermo-physiques du fluide de travail R134a des différents points du cycle sont calculées par le logiciel SOLKANE [21].

Les caractéristiques thermo-physiques des fluides de travail R236fa et R600 à la saturation, se sont définies respectivement à partir de l'abaque n°1 (annexe 3) et l'abaque n°3 (annexe 5). La détermination de l'enthalpie ($h_{4is,ORC}$) se fait par interpolation, aussi respectivement dans l'abaque n°2 (annexe 4) et l'abaque n°4 (annexe 6) de la vapeur surchauffée ainsi la température au point 4.

Le tableau 3.3 représente les caractéristiques thermodynamiques des différents points du cycle ORC pour les trois fluides de travail (R134a, R236fa et R600).

Tableau 3.3 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle pour R134a, R236fa et R600

Fluide de travail R134a			
Point	Pression (bar)	Température (°C)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	10,17	40	256,43
2	26,33	41	257,84
3	26,33	86	439,49
4	10,17	43,74	423,47
Fluide de travail R236fa			
Point	Pression (bar)	Température (°C)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	4,3777	40	250,21
2	12,491	41	250,83
3	12,491	80	410,67
4_{is}	4,3777	48,6	394,92
4	4,3777	51	397,28
Fluide de travail R600			
Point	Pression (bar)	Température (°C)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	3,7849	40	296,82
2	10,116	41	297,96
3	10,116	80	696,94
4_{is}	3,7849	47,5	656,386
4	3,7849	50,54	662,47

❖ Comparaison des performances thermodynamiques des fluides

Afin de pouvoir considérer conjointement le fluide ayant la plus haute puissance électrique nette, et le meilleur rendement global du système. L'étude paramétrique nous permis de comparer le comportement de différents types de fluide de travail, humide, isentropique et sec, dans des conditions similaires. Les performances thermodynamiques et globale du système ORC des trois fluides sont représentées dans le tableau 3.4.

Tableau 3.4 Performances thermodynamiques du système ORC des trois fluides (R134a, R236fa et R600)

Performances	Fluide de travail		
	R134a	R236fa	R600
$\dot{W}_{P,ORC}$ (KW)	0,176	0,0775	0,14
$\dot{W}_{P,ORC}^{elec}$ (KW)	0,195	0,086	0,155
$\dot{Q}_{Evap,ORC}$ (KW)	22,7	19,98	49,87
$\dot{W}_{T,ORC}$ (KW)	2	1,67	4,3
$\dot{W}_{T,ORC}^{elec}$ (KW)	1,8	1,5	3,87
$\dot{Q}_{Cd,ORC}$ (KW)	20,88	18,38	45,7
$\dot{W}_{net,ORC}$ (KW)	1,82	1,59	4,16
$\dot{W}_{net,ORC}^{elec}$ (KW)	1,6	1,41	3,715
$\eta_{th,ORC}$ (%)	8,04	7,95	8,34
$\eta_{sys,ORC}$ (%)	7,07	7,05	7,45

Les résultats montrent que le fluide organique R600 ressort comme étant de bon compromis pour ces deux critères, il s'agit du fluide qui présente la plus haute valeur de la puissance nette électrique ($\dot{W}_{net,R600}^{elec} = 3,715$ KW), qui est supérieure plus de deux fois que celle du fluide organique R134a ($\dot{W}_{net,R134a}^{elec} = 1,6$ KW), et presque trois fois supérieur à la valeur de la puissance nette électrique du fluide organique R236fa ($\dot{W}_{net,R236fa}^{elec} = 1,41$ KW), il s'agit également d'un fluide qui présente le meilleur rendement global du système qui égale à ($\eta_{sys,R600} = 7,45$ %) par rapport à celui du fluide organique R134a ($\eta_{sys,R134a} = 7,07$ %) et celui du fluide organique R236fa ($\eta_{sys,R236fa} = 7,05$ %). Il a de bonnes performances thermodynamiques, il sera cependant considéré dans la suite de cette étude.

3.3.1.2 Effet de la température d'évaporation

Dans cette partie, et après avoir choisi le fluide organique le plus performant (R600), nous étudions l'influence de la température d'évaporation sur les performances du système, en gardant la température de condensation constante, c'est-à-dire en fixant la température de condensation ($T_{Cd} = 40^{\circ}C$), et en faisant varier celle de l'évaporation et nous maintenons les autres paramètres d'entrée du fonctionnement du cycle organique de Rankine constants. Les caractéristiques thermodynamiques du fluide de travail R600 à la

saturation se sont définies à partir de l'abaque n°3 (annexe 5). La détermination de l'enthalpie ($h_{4is,ORC}$) se fait par interpolation dans l'abaque n°4 (annexe 6) de la vapeur surchauffée ainsi la température au point 4.

Nous avons effectué les mêmes calculs, le tableau 3.5 représente les caractéristiques thermodynamiques des différents points du cycle ORC pour des différentes températures d'évaporation (85, 90 et 100 °C).

Tableau 3.5 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour des différentes températures d'évaporation (pour $T_{Cd} = 40^\circ\text{C}$)

$T_{Evap}=85^\circ\text{C}$			
Point	Pression (bar)	Température ($^\circ\text{C}$)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	3,7849	40	296,82
2	11,258	41	298,17
3	11,258	85	703,32
4 _{is}	3,7849	48,4	658,277
4	3,7849	51,86	665,03
$T_{Evap}=90^\circ\text{C}$			
Point	Pression (bar)	Température ($^\circ\text{C}$)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	3,7849	40	296,82
2	12,493	41,2	298,387
3	12,493	90	709,53
4 _{is}	3,7849	49	660,108
4	3,7849	53,15	667,52
$T_{Evap}=100^\circ\text{C}$			
Point	Pression (bar)	Température ($^\circ\text{C}$)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	3,7849	40	296,82
2	15,259	41,6	298,885
3	15,259	100	721,29
4 _{is}	3,7849	51	663,54
4	3,7849	55,57	672,2

3.3.1.3 Effet de la température de condensation

Dans cette section, nous étudions l'influence de la température de condensation sur les performances du système ORC, en gardant la température d'évaporation constante, c'est-à-dire en fixant la température d'évaporation ($T_{\text{Evap}} = 100^{\circ}\text{C}$), en faisant varier celle de condensation, et nous maintenons les autres paramètres d'entrées du fonctionnement du cycle organique de Rankine constants.

Nous avons effectué les mêmes calculs, le tableau 3.6 représente les caractéristiques thermodynamiques des différents points du cycle ORC pour des différentes températures de condensation (35 et 30 °C). La détermination de l'enthalpie ($h_{4\text{is,ORC}}$) se fait par interpolation, respectivement dans l'abaque n°5 (annexe 7) et l'abaque n°6 (annexe 8) de la vapeur surchauffée ainsi la température au point 4.

Tableau 3.6 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ORC pour des différentes températures de condensation (35 et 30 °C)

$T_{\text{Cd}}=35^{\circ}\text{C}$			
Point	Pression (bar)	Température ($^{\circ}\text{C}$)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	3,2836	35	284,21
2	15,259	36,4	286,25
3	15,259	100	721,29
4 _{is}	3,2836	47	657,54
4	3,2836	46,83	667,1
$T_{\text{Cd}}=30^{\circ}\text{C}$			
Point	Pression (bar)	Température ($^{\circ}\text{C}$)	L'enthalpie (KJ/Kg)
1	2,8341	30	271,76
2	15,259	31,5	273,95
3	15,259	100	721,29
4 _{is}	2,8341	43,5	651,36
4	2,8341	55,57	661,85

Le tableau 3.7 représente les résultats obtenus lors de l'étude paramétrique de la variation de la température de l'évaporateur (de 80°C à 100°C) et celle du condenseur (de 30°C à 40°C) et leurs influences sur la puissance nette électrique ainsi sur le rendement global du cycle organique de Rankine (ORC).

Tableau 3.7 Variation des performances du système ORC en fonction de la température d'évaporation et de la température de condensation

T(°C)	T _{Cd} = 40 °C				T _{Evp} = 100 °C	
	T _{Evp} =80 (°C)	T _{Evp} =85 (°C)	T _{Evp} =90 (°C)	T _{Evp} =100 (°C)	T _{Cd} =35 (°C)	T _{Cd} =30 (°C)
$\dot{W}_{P,ORC}$ (KW)	0,14	0,167	0,196	0,258	0,255	0,27
$\dot{W}_{P,ORC}^{elec}$ (KW)	0,155	0,185	0,217	0,287	0,283	0,3
$\dot{Q}_{Evp,ORC}$ (KW)	49,87	50,64	51,39	52,8	54,38	55,91
$\dot{W}_{T,ORC}$ (KW)	4,3	4,786	5,25	6,136	6,77	7,43
$\dot{W}_{T,ORC}^{elec}$ (KW)	3,87	4,3	4,725	5,52	6,093	6,687
$\dot{Q}_{Cd,ORC}$ (KW)	45,7	46	46,34	46,92	47,86	48,75
$\dot{W}_{net,ORC}$ (KW)	4,16	4,62	5,05	5,878	6,515	7,16
$\dot{W}_{net,ORC}^{elec}$ (KW)	3,715	4,115	4,51	5,233	5,81	6,387
$\eta_{th,ORC}$ (%)	8,34	9,12	9,83	11,13	11,98	12,8
$\eta_{sys,ORC}$ (%)	7,45	8,13	8,77	9,91	10,68	11,42

Le tableau 3.7 représente l'évolution des performances thermodynamiques du cycle organique de Rankine en fonction des températures de condensation et d'évaporation. Il montre que l'évolution du $\dot{W}_{net,ORC}^{elec}$ et $\eta_{sys,ORC}$ est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation, et elle est proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation. Pour une augmentation de la température de condensation T_{cd} de 30°C à 40°C et pour une température d'évaporation $T_{evp} = 100^\circ\text{C}$ fixe, une diminution du $\dot{W}_{net,ORC}^{elec}$ de 6,387 KW à 5,233 KW, et une diminution du $\eta_{sys,ORC}$ de 11,42 % à 9,91 %, tandis qu'avec une augmentation de la température d'évaporation T_{evp} de 80°C à 100°C, on constate une augmentation du $\dot{W}_{net,ORC}^{elec}$ de 3,715 KW à 5,233 KW, qui se traduit par une augmentation du $\eta_{sys,ORC}$ de 7,45 % à 9,91 % pour une température de condensation $T_{cd} = 40^\circ\text{C}$ fixe.

On constate que la puissance nette électrique croît avec l'augmentation de la température de l'évaporateur et diminue avec l'augmentation de la température du condenseur, ainsi que, plus l'écart entre la température d'évaporation et celle de condensation augmente, plus le rendement global du cycle organique de Rankine augmente.

3.3.2 Etude analytique du cycle de refroidissement par absorption

Pour déterminer les paramètres des points caractéristiques du cycle de réfrigération par absorption, on fait appel au diagramme d'Oldham (Fig 3.2) qui est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution binaire ($H_2O/LiBr$), ainsi au diagramme de Merkel (Fig 3.3), pour la détermination des enthalpies correspondantes.

Les paramètres d'entrées du fonctionnement du cycle de Rafraichissement par absorption sont les suivantes (tableau 3.8) :

Tableau 3.8 Données de base pour le cycle ACS

Température de l'évaporateur (°C)	6
Température du condenseur et l'absorbeur (°C)	33
Température du Générateur (bouilleur) (°C)	82
Puissance frigorifiques (kW)	10

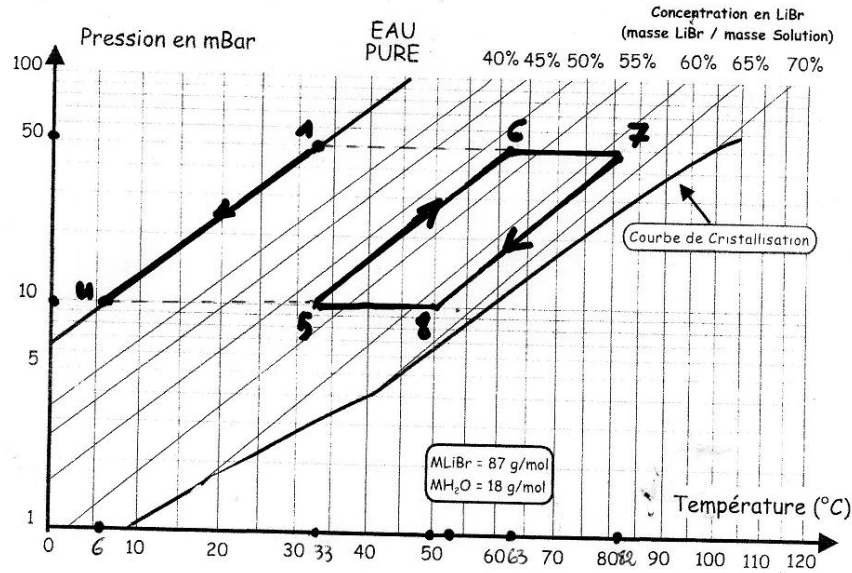


Fig 3.2 Diagramme d'Oldham du couple $H_2O / LiBr$

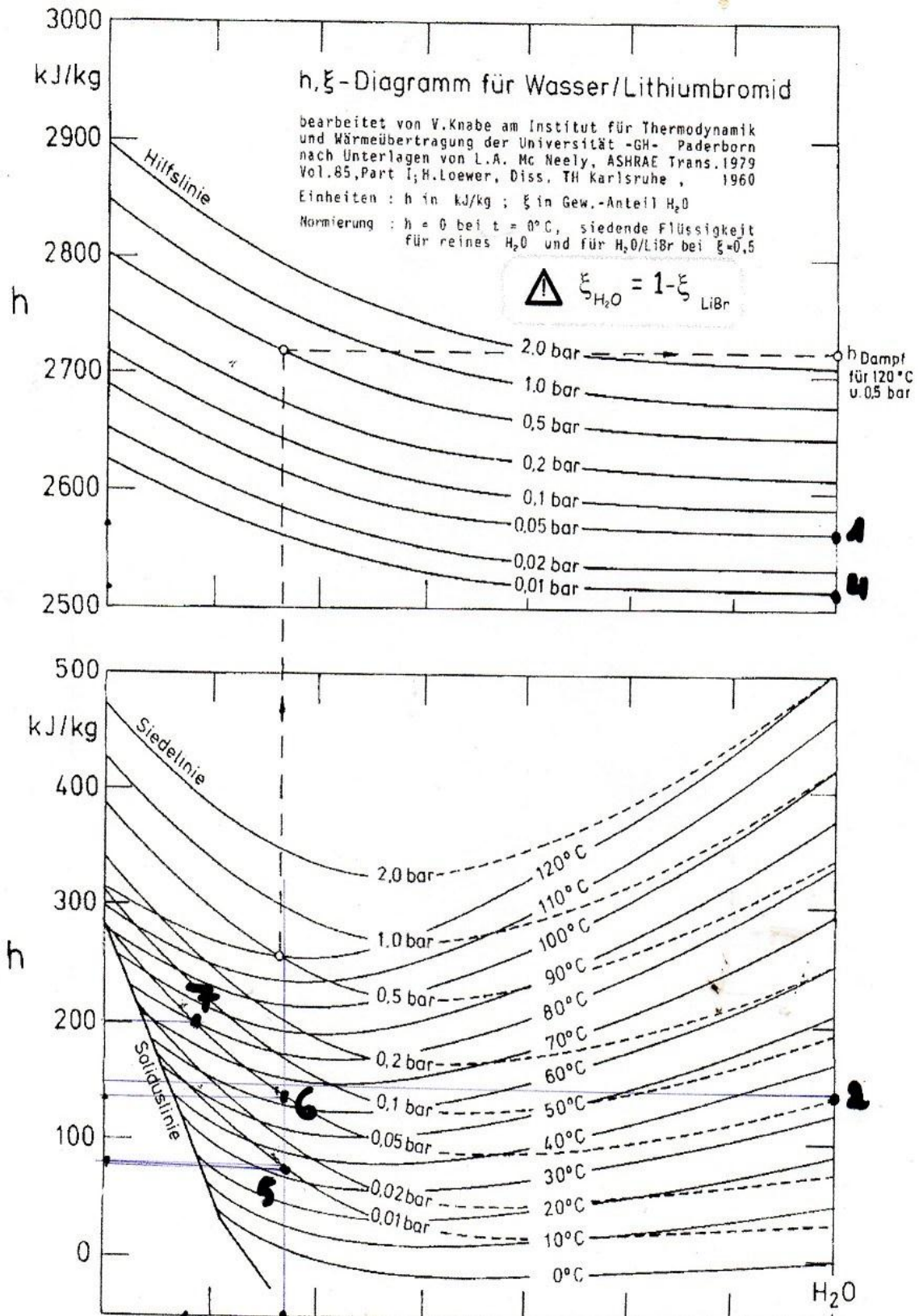


Fig 3.3 Diagramme de Merkel du couple H₂O / LiBr

➤ **Détermination des pressions du fonctionnement**

Dans le diagramme d'Oldham, la température de condensation du réfrigérant (vapeur d'eau) fixe la haute pression, donc cette dernière se définit par l'intersection de l'isotherme ($T_{Cd}=T_{Ab}=33^{\circ}\text{C}$) et l'isotitre ($x_{\text{LiBr}} = 0$), correspondant au (point 2) :

$$\text{HP} = P_{Cd} = P_G = 50 \text{ mbar}$$

Ainsi, la température d'évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur fixe la basse pression, donc cette dernière se définit par l'intersection de l'isotherme ($T_{\text{Evp}}=6^{\circ}\text{C}$) et l'isotitre ($x_{\text{LiBr}} = 0$), qui correspond au (point 4) :

$$\text{HP} = P_{\text{Evp}} = P_{Ab} = 10 \text{ mbar}$$

➤ **Détermination des titres de la solution**

✓ **Le titre de la solution riche en réfrigérant ($X_r \text{ H}_2\text{O}$)**

A la sortie de l'absorbeur, la concentration de la solution en LiBr, se définit par l'intersection de l'isotherme ($T_{Ab}=33^{\circ}\text{C}$) et l'isobare ($P_{Ab}= 10 \text{ mbar}$), correspondant au (point 5) :

$$X_{\text{LiBr}} = 53\% = 0,53$$

Donc, la concentration de la solution riche en réfrigérant (H_2O) se définit comme suit :

$$X_r = 1 - 0,53 = 0,47$$

✓ **Le titre de la solution pauvre en réfrigérant ($X_p \text{ H}_2\text{O}$)**

A la sortie du générateur, la concentration de la solution en LiBr se définit par l'intersection de l'isotherme ($T_G=82^{\circ}\text{C}$) et l'isobare ($\text{HP}= P_G= 50 \text{ mbar}$), correspondant au (point 7) :

$$X_{\text{LiBr}} = 62\% = 0,62$$

Donc, la concentration de la solution pauvre en réfrigérant (H_2O) se définit comme suit :

$$X_p = 1 - 0,62 = 0,38$$

✓ **Détermination des débits massiques**

A sa sortie du condenseur (point 2), le réfrigérant (H_2O) à l'état liquide est chimiquement pure, et subit à une détente supposée isenthalpique dans le détendeur, cette chute de pression se traduit par une baisse de la température due à une vaporisation partielle du réfrigérant.

L'évaporateur reçoit donc un mélange du réfrigérant liquide et de vapeur (point 3), dont il n'est pas possible, de préciser ni la température, ni l'enthalpie relative des deux phases.

La représentation du (point 2) dans le diagramme de Merkel (état liquide) se définit, par l'intersection de l'isotitre ($x_{H_2O} = 1$) et l'isobare ($P_{Ev} = 50$ mbar).

La projection de ce point sur l'axe des ordonnées (l'enthalpie à l'état liquide), donne son enthalpie qui égale à :

$$h_{2,ACS} = h_{3,ACS} = 140 \text{ KJ/Kg}$$

A sa sortie de l'évaporateur (point 4), le réfrigérant (H_2O) est à l'état vapeur, la représentation de ce point dans le diagramme de Merkel se définit, par l'intersection de l'isotitre ($x_{H_2O} = 1$) et l'isobare ($BP = P_{Ev} = 10$ mbar).

La projection du (point 4) sur l'axe des ordonnées (l'enthalpie à l'état vapeur), donne l'enthalpie de ce point qui égale à :

$$h_{4,ACS} = 2520 \text{ KJ/Kg}$$

D'après l'expression (3.18), le débit massique du fluide frigorigène égale à :

$$\dot{m}_{ff} = \frac{10}{(2520-140)}$$

$$\dot{m}_{ff} = 0,0042 \text{ Kg/s} = 4,2 \text{ g/s}$$

D'après l'expression (3.15), le débit massique de la solution riche égale à :

$$\dot{m}_r = 0,0042 * \frac{(1-0,38)}{(0,47-0,38)}$$

$$\dot{m}_r = 0,0289 \text{ Kg/s} = 28,9 \text{ g/s}$$

D'après l'expression (3.16), le débit massique de la solution pauvre égale à :

$$\dot{m}_p = 0,0042 * \frac{(1-0,47)}{(0,47-0,38)}$$

$$\dot{m}_p = 0,0247 \text{ Kg/s} = 24,7 \text{ g/s}$$

➤ Analyse du cycle ACS

Le tableau 3.9 représente les caractéristiques thermodynamiques des différents points du cycle ACS :

Tableau 3.9 Caractéristiques thermodynamiques des points du cycle ACS

Points	T (°C)	P (mbar)	h (KJ/Kg)
1	82	50	2570
2	33	50	140
3	6	10	140
4	6	10	2520
5	33	10	80
6	63	50	135
7	82	50	200
8	50	10	200

Les différents résultats présentés dans cette section sont obtenus à partir de la résolution des équations (de 3.17 à 3.22) du modèle thermodynamique développé dans la section précédente, avec une température du générateur thermique qui égale à 82°C et une puissance frigorifique qui égale à 10 KW. Le tableau 3.10 représente les performances énergétiques du système ACS.

Tableau 3.10 Performances énergétiques du cycle ACS

$\dot{Q}_{Evap.ACS}$ (KW)	$\dot{Q}_{Ab.ACS}$ (KW)	$\dot{W}_{P.ACS}$ (KW)	$\dot{W}_{P.ACS}^{elec}$ (KW)	$\dot{Q}_{G.ACS}$ (KW)	$\dot{Q}_{Cd.ACS}$ (KW)	COP_{ACS}	$COP_{sys.ACS}$
10	13,212	1,6 KW	1,77	11,83 K	10,2	0,74	0,73

L'étude analytique du cycle de refroidissement par absorption a été utilisée pour quantifier les performances du procédé sur l'ensemble des composants, le COP du système a été calculé pour une puissance frigorifique donnée (10 KW), puisqu'il s'agit du rapport du froid produit par l'évaporateur sur la chaleur reçue par le générateur de vapeur, sa valeur est de l'ordre de 0,73.

3.3.3 Performances énergétiques du système combiné ORC / ACS

Les performances des deux sous-systèmes, cycle organique de Rankine (ORC) et cycle de réfrigération par absorption (ACS), nous permet de calculer le rendement global

du système combiné, selon les deux expressions (3.27 et 3.28) développées précédemment. Le tableau 3.11 représente les performances du système combiné (ORC / ACS).

Tableau 3.11 Performances énergétiques du système combiné (ORC / ACS)

$\dot{W}_{P.ORG}$ (KW)	$\dot{W}_{P.ORG}^{elec}$ (KW)	$\dot{Q}_{Evap.ORG}$ (KW)	$\dot{W}_{T.ORG}$ (KW)	$\dot{W}_{T.ORG}^{elec}$ (KW)	$\dot{Q}_{G.ACS}$ (KW)	$\dot{Q}_{Evap.ACS}$ (KW)	$\dot{W}_{P.ACS}$ (KW)	$\dot{W}_{P.ACS}^{elec}$ (KW)
0,27	0,3	55,91	7,43	6,687	11,83	10	1,6	1,77
η_g (%)		24,74 %		$\eta_{sys.g}$		23,57 %		

L'analyse énergétique a permis de calculer les performances du système combiné (ORC/ACS). Pour la production électrique, nous arrivons à une puissance de 6,7 KW, pour une puissance frigorifique de 10 KW. De plus, à partir de cette analyse, nous avons pu déterminer le rendement global du système combiné qui est de l'ordre de 23,57 %.

Chapitre 4

Etude de la source de chaleur

4.1 Introduction

Dans le contexte environnemental, et dans le but de réduire les émissions de gaz à effet de serre, qui contribuent à accentuer le réchauffement de la planète, de nouveaux procédés de production de l'énergie électrique basé sur le cycle organique de Rankine (ORC), et de production de froid par absorption (ACS) doivent être développés. Le recours à des technologies neutres vis-à-vis de l'environnement est indispensable. De plus, l'utilisation de l'énergie solaire est un concept séduisant, puisque les pics de besoins en froid coïncident la plus part du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire. Mais d'autres énergies renouvelables pourraient également être utilisées, comme des rejets de chaleur industriels (récupération de chaleur des fumées) ou de la chaleur géothermale.

4.2 Capteur solaire à tube sous vide

L'une des manières d'utiliser l'énergie solaire est d'exploiter cette énergie transformée en chaleur. Cette technique est donc appelée solaire thermique. Dans notre système solaire, nous utilisons des capteurs à tube sous vide de type CORTEC (fiche signalétique – annexe 1). Ils se présentent sous forme de modules d'aire utile (A_m), regroupant chacun six (6) tubes, sa construction est très simple, puisqu'il se compose uniquement d'un absorbeur en cuivre (tube à ailettes en forme de U) inséré dans un tube en verre, qui est choisi pour ses qualités optiques (transmission élevée) et sa grande résistance aux chocs. L'absorbeur est recouvert d'une couche sélective pour empêcher le rayonnement à se dissiper sous forme de grande longueur d'onde. Un vide d'air poussé est appliqué à l'enveloppe en verre (environ 10^{-6} Torr), pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur (Fig 4.1).

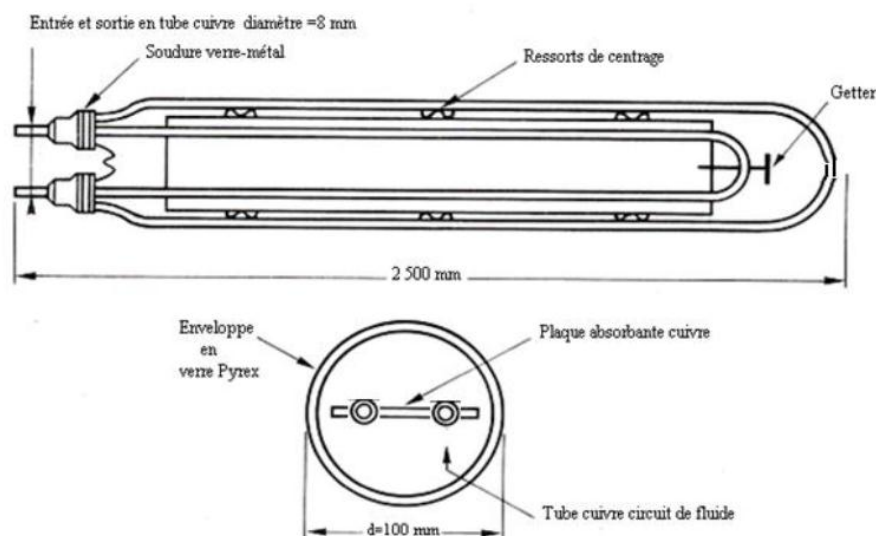


Fig 4.1 Schéma représentatif d'un tube du capteur CORTEC

Le montage habituellement adopté est une association en séries des modules, associées à leur tour en parallèle (annexe 2). Convenons d'appeler:

- n : le nombre de modules associés en série
- m : le nombre de séries associés en parallèles.

Alors le nombre total de modules est donné par le produit ($n*m$). Et l'aire du capteur s'estime par le produit :

$$A_c = n * m * A_m \quad (4.1)$$

Si le débit nominal d'un module est \dot{m}_m , le débit du capteur sera exprimé comme suit :

$$\dot{m}_{fc} = m * \dot{m}_m \quad (4.2)$$

Le bilan d'énergie donne la quantité de chaleur utile récupérée par le fluide caloporteur lors de son passage à travers le capteur, qui est la somme de l'énergie cédée dans l'évaporateur du cycle organique de Rankine (ORC) et l'énergie cédée dans le générateur du système de refroidissement par absorption (ACS) :

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_{fc} \cdot C_{pfc} \cdot (T_{2fc} - T_{1fc}) = \dot{Q}_{EvP.ORC} + \dot{Q}_{G.ACS} \quad (4.3)$$

Le rendement thermique d'un capteur est le rapport entre l'énergie thermique utile récupérée par le fluide caloporteur et l'énergie thermique captée par le capteur solaire, exprimé comme suit :

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_{EvP.ORC} + \dot{Q}_{G.ACS}}{A_c * G} \quad (4.4)$$

Ainsi Le rendement thermique d'un capteur solaire à tube sous vide est donné par l'expression (4.5) [17]:

$$\eta_c = \eta_0 - k_1 * \left(\frac{T_{mfc} - T_a}{G} \right) - k_2 * \left(\frac{T_{mfc} - T_a}{G} \right)^2 \quad (4.5)$$

Avec :

η_0 Rendement optique du capteur donné par le constructeur

K_1, K_2 Coefficients de pertes thermiques donnés par le constructeur (W/m^2K)

G Intensité du rayonnement solaire (W/m^2)

T_a Température ambiante (K)

T_{fmc} Température moyenne arithmétique du fluide caloporteur dans le capteur donné par l'expression :

$$T_{mfc} = \frac{(T_{2fmc} + T_{1fmc})}{2} \quad (4.6)$$

4.3 Réservoir géothermique

Quoiqu'il en soit de la provenance de la chaleur de la terre, son exploitation technique est effectuée au moyen de techniques de forages de la roche granitique, pour créer des puits permettant la circulation de l'eau géothermale en tant que fluide caloporteur [18].

La figure 4.2 montre le principe d'un réservoir géothermique, où l'eau généralement une saumure d'eau très chargée en minéraux et particulièrement en sels, circule au fond du réservoir entre deux puits. Ceux-ci sont creusés suffisamment profondément pour que la température des roches, qui constituent le réservoir, puissent restituer leur chaleur à l'eau géothermale à une température permettant sa conversion en électricité dans un cycle (ORC), et d'alimenter un générateur (ACS) pour le conditionnement d'air.

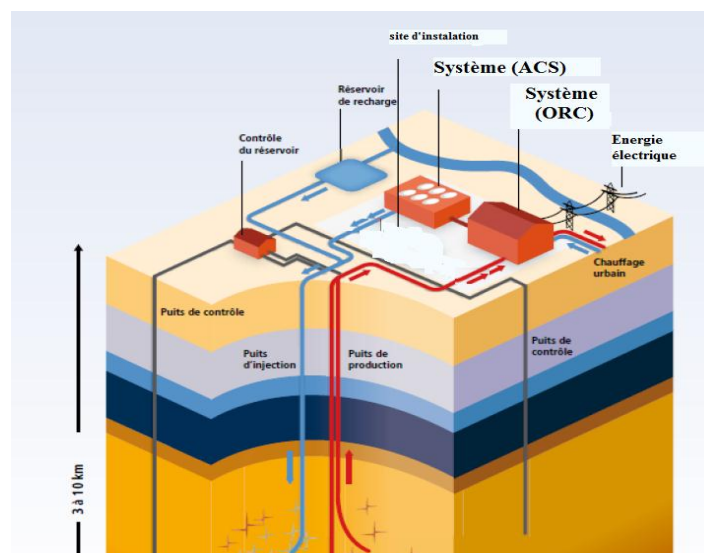


Fig 4.2 Schéma de principe d'un réservoir géothermique

4.4 Dimensionnement des échangeurs (ORC et ACS)

L'analyse du transfert de chaleur lors d'un changement de phase est l'un des aspects les plus délicats de la thermique. Dans l'évaporateur ORC et dans le générateur ACS, il se passe divers phénomènes. Le fluide de travail peut se présenter à une température d'entrée inférieure à sa température d'ébullition, dans ce cas il est dit sous-refroidi. Il échange alors de la chaleur sensible avec le fluide caloporteur jusqu'à ce que sa température d'ébullition soit atteinte. Dès ce moment, le fluide de travail ne reçoit plus que de la chaleur latente, sa température restant constante jusqu'à ce que la vapeur obtenue soit sèche, et si l'échange calorifique se poursuit alors, la température de la vapeur croît par échange de chaleur sensible cette fois-ci: c'est la surchauffe (Fig 4.3).

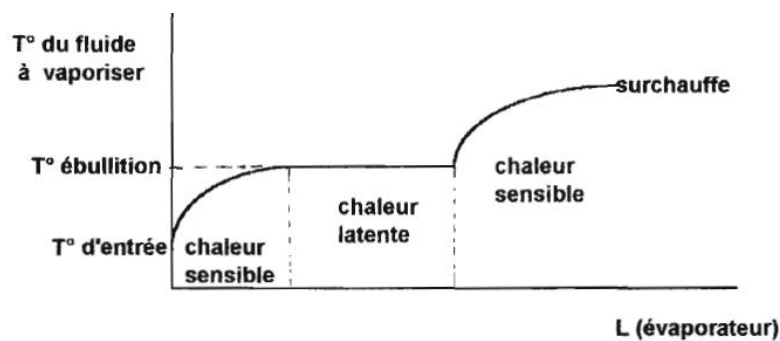


Fig 4.3 Evolution de la température du fluide à vaporiser

Pour le dimensionnement des échangeurs, les parcours thermiques et les débits des fluides sont connus et on détermine la surface d'échange qui permet de les réaliser, pour cela nous utilisons la méthode de dimensionnement de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{LM}) pour un échangeur à contre-courant de type tubes et calandre. Pour faciliter le nettoyage, le fluide caloporteur circule dans les tubes. Nous choisissons pour notre modèle de ne considérer qu'une seule passe côté tube, le fluide de travail circule dans la calandre équipée de chicanes, pour chaque échangeur, nous fixons la vitesse du fluide dans les tubes et dans la calandre. De plus, le diamètre des tubes est une donnée de départ qui correspond à une valeur rencontrée dans les catalogues commerciaux. La puissance calorifique échangée est donnée par l'expression (4.7) :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{fc} \cdot C_{pfc} \cdot (T_{efc} - T_{sfc}) = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \quad (4.7)$$

Où :

A : est la surface d'échange choisie égale à la surface extérieure des tubes (m^2)

U : est le coefficient d'échange global ($W/m^2/K$)

ΔT_{LM} : est la différence moyenne logarithmique des températures (K), définie par :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{efc} - T_{sft}) - (T_{sfc} - T_{eft})}{\ln\left(\frac{(T_{efc} - T_{sft})}{(T_{sfc} - T_{eft})}\right)} \quad (4.8)$$

Ou :

(e,s) : représente entrée et sortie des fluides

(ft) : fluide de travail

(fc) : fluide caloporteur

On considère que l'encrassement côté calandre et dans les tubes est nul. La résistance globale de l'échange est calculée en sommant les résistances de chaque élément mis en jeu selon l'équation (4.9) :

$$R = \frac{1}{U} = R_{\text{conv.fc}} + R_{\text{cond.tube}} + R_{\text{conv.ft}} \quad (4.9)$$

Où :

$R_{\text{conv.fc}}$: est la résistance surfacique à l'échange en convection côté fluide caloporteur, c'est à dire ayant lieu à l'intérieur des tubes, mais rapportée à la surface extérieure des tubes et calculée selon l'équation (4.10) :

$$R_{\text{conv.fc}} = \frac{1}{h_{fc}\left(\frac{D_{\text{int.t}}}{D_{\text{ext.t}}}\right)} \quad (4.10)$$

$R_{\text{cond.tube}}$: est la résistance surfacique à la conduction dans les tubes, rapportée à leur surface extérieure, calculée selon l'équation (4.11) :

$$R_{\text{cond.tube}} = \frac{D_{\text{ext}}}{2\lambda_{\text{tube}}} \ln\left(\frac{D_{\text{ext.t}}}{D_{\text{int.t}}}\right) \quad (4.11)$$

$R_{\text{conv.ft}}$: est la résistance surfacique à la convection côté calandre, calculée selon l'équation (4.12) :

$$R_{\text{conv.ft}} = \frac{1}{h_{ft}} \quad (4.12)$$

➤ **Les corrélations d'échanges utilisées**

On rappelle les définitions de nombre de Nusselt (Nu), de Prandtl (Pr) et de Reynolds (Re), pour le calcul des coefficients d'échange convectif des fluides mis en jeux (h) :

$$Re = \frac{c \cdot D_h}{\nu} \quad (4.13)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (4.14)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (4.15)$$

Où :

h : est le coefficient de transfert thermique par convection (W/m²/K)

λ : est la conductivité thermique (W/m/K)

ν : est la viscosité cinématique (m²/s)

μ : est la viscosité dynamique (Pa.s)

C_p : est la capacité calorifique à pression constante (J/kg/K)

c : est la vitesse moyenne de l'écoulement (m/s)

D_h : est le diamètre hydraulique de l'écoulement (m).

Pour les tubes, le diamètre hydraulique de l'écoulement c'est le diamètre intérieur des tubes. Pour pouvoir connaître le nombre de Reynolds à l'extérieur des tubes (coté calandre), il faut déterminer au préalable, le périmètre mouillé ainsi que le diamètre hydraulique à partir des formules suivantes :

$$P_{mouil} = \pi (D_{int.cal} + N_{tube} \cdot D_{ext.t}) \quad (4.16)$$

$$D_{h.cal} = \frac{4 \cdot S}{P_{mouil}} = \frac{4 [\pi (D_{int.cal}^2 - N_{tube} D_{ext.t}^2)]}{\pi (D_{int.cal} + N_{tube} \cdot D_{ext.t})} = \frac{(D_{int.cal}^2 - N_{tube} D_{ext.t}^2)}{(D_{int.cal} + N_{tube} \cdot D_{ext.t})} \quad (4.17)$$

Ainsi le débit volumique de l'eau à l'entrée des tubes détermine leur nombre, (N.tube), par l'expression :

$$N_t = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot \frac{\pi (D_{int})^2}{4} \cdot c_{fc}} \quad (4.18)$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl nous permettent de déterminer le régime d'écoulement, ainsi le nombre de Nusselt par les corrélations :

- Régime d'écoulement laminaire (corrélations d'échange de Zukauskas) [19]

$$\begin{cases} Re \leq 10^3 \\ Pr > 0,7 \end{cases}$$

$$Nu = 0,683 * Re^{0,466} * Pr^{0,33} \quad (4.19)$$

- Régime d'écoulement turbulent (corrélations d'échange de Gnielinski) [20]

$$\begin{cases} 0 < \frac{D}{L} < 1 \\ 0,6 < Pr < 2000 \\ 2300 < Re < 10^6 \end{cases}$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} * (Re - 1000)}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{f}{8} * (Pr^{2/3} - 1)}} * \left[1 - \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (4.20)$$

Où

f : est un facteur de frottement donné par l'expression :

$$f = 0,079 Re^{-0,25} \quad (4.21)$$

Dans notre application, le rapport D/L est très petit et nous le négligerons par la suite.

Connaissant le débit et la vitesse du fluide de travail à l'extérieur des tubes, nous pouvons déterminer la section de passage libre pour ce fluide et par conséquent, la section totale pour les tubes et le passage du fluide de travail, qui nous permet de déterminer le diamètre de la calandre par l'expression (4.21).

$$D_{int.cal} = \frac{(N_t * \pi * D_{ext.t} + S_{ft})}{\pi} \quad (4.21)$$

4.5 Calculs et résultats de la source de chaleur

4.5.1 Dimensionnement du Capteur solaire

Si nous adoptons un débit-module nominal du fluide caloporteur (eau) de 80 litres/heure. A partir de la courbe du rendement du capteur solaire (annexe 2), on peut déterminer son rendement optique, le tableau 4.1 représente les paramètres d'entrés pour le calcul et le dimensionnement du capteur.

Tableau 4.1 Données de base pour le capteur CORTEC

T_{1fc} (°C)	T_{2fc} (°C)	T_a (°C)	K_1 (W/m ² /k)	K_2 (W/m ² /k)	η_0	\dot{m}_m (Kg/s)	G (W/m ²)	\dot{Q}_{fc} (KW)	A_m (m ²)	$C_{p.eau}$ (à 95°C) (J/Kg/k)
70	120	25	0,83	8,40	0,83	0.022	800	67,74	1,13	4210

Connaissant la température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur au capteur et les caractéristiques de ceux-ci (annexe 1), ainsi que la valeur instantanée du rayonnement solaire global et la puissance thermique reçue par le fluide caloporteur, relative à la puissance de chaleur gagnée par les échangeurs ORC et ACS, pourra-t-on déterminer la surface globale de captation, le débit du fluide caloporteur ainsi la configuration d'installation des capteurs solaire a partir de la résolution du système d'équation (de 4.1 à 4.6) développé précédemment. Le tableau 4.2 représente les résultats de calcul pour le dimensionnement du capteur solaire.

Tableau 4.2 Résultats du dimensionnement du capteur solaire

η_c	\dot{m}_{fc} (Kg/s)	m	T_{mfc} (°C)	A_c (m ²)	n
0,69	0,32	15	95	122,72	8

A partir du tableau 4.2, il est possible de déterminer la meilleure configuration du capteur solaire, nous pouvons voir que nous avons une surface de captation qui est d'environ 123 m², pour un rendement du capteur proche de 70 %, cette surface est relative à 15 séries en parallèle, chaque série comprend 08 module d'un capteur solaire à tube sous vide de type CORTEC.

4.5.2 Dimensionnement des échangeurs coté source de chaleur

Le fluide caloporteur de la source de chaleur alimente l'évaporateur ORC, la sortie de ce dernier est connectée à l'entrée du générateur ACS. Les échangeurs sont de type tubes et calandre, le fluide caloporteur (l'eau sous pression) circule dans les tubes, nous choisissons pour notre modèle de ne considérer qu'une seule passe côté tube. Le fluide de travail circule dans la calandre équipée de chicanes.

Dans le cadre de l'étude, nous choisissons pour l'évaporateur ORC des tubes en inox, de diamètre extérieur égal à 21 mm et d'épaisseur égale à 3mm, et pour le générateur ACS nous choisissons des tubes en cuivre, de diamètre extérieur égal à 16 mm et d'épaisseur égale à 2mm. La vitesse de l'eau à l'entrée des tubes, pourrait être un critère de calcul. Nous l'avons sortie du cadre de cette étude et la choisissons égale à 0,3 m/s dans l'évaporateur ORC, et égale à 0,2 m/s dans le générateur ACS, nous considérons que l'eau rentre dans l'échangeur ORC à la température de 120 °C et sort à la température de 85 °C. Sachant que le fluide de travail R600 entre à 31°C et sort à 100°C, ainsi il rentre dans le générateur ACS à la température de 85 °C et sort à la température de 70 °C. Sachant que la solution riche (H₂O/LiBr) entre à 63°C et sort à 82°C.

Le tableau 4.3 représente les données de base pour le dimensionnement des échangeurs (ORC/ACS).

Tableau 4.3 Données de base pour les échangeurs (ORC et ACS)

Paramètres	Evaporateur ORC (tube en inox)	Générateur ACS (tube en cuivre)
$T_{e,fc}$ (°C)	120	85
$T_{s,fc}$ (°C)	85	70
$T_{e,ft}$ (°C)	31	63
$T_{s,ft}$ (°C)	100	82
\dot{m}_{ft} (Kg/s)	0,125	0,0289
\dot{Q} (KW)	55,91	11,83
D_{int} tube (mm)	15	14
D_{ext} tube (mm)	21	16
$\lambda_{mét}$ (W/m/K)	16,3	380
C_{fc} (m/s)	0,3	0,2
C_{ft} (m/s)	0,1	0,1

Les propriétés physiques de l'eau et du fluide organique R600 à la température moyenne sont relevées à partir des (annexes 9). Les propriétés physiques de la solution riche (H₂O/LiBr) à la température moyenne sont relevées à partir des (annexes 10 et 11).

Lors du fonctionnement de l'échangeur, le parcours thermique des fluides sont connus, les conditions de températures et de pressions en entrée et en sortie d'échangeur également, le dimensionnement consiste en la détermination du débit de fluide caloporteur et la surface d'échange qui nécessite le transfert de chaleur par la relation 4.7. A partir des relations 4.13, 4.19 et 4.20, nous pouvons déterminer les nombres de Reynolds et de Nusselt. De la relation 4.15, nous tirons les coefficients d'échange à l'intérieur et extérieur des tubes. De plus à partir de la relation 4.9, nous obtenons le coefficient d'échange global (U). Nous pouvons donc calculer la surface d'échange et la longueur de l'échangeur, Connaissant le débit du fluide caloporteur circulant dans les tubes, nous pouvons calculer leurs nombres par la relation 4.18. Le tableau 4.4 montre les résultats de calcul.

Tableau 4.4 Dimensionnement des échangeurs (ORC et ACS)

	Evaporateur ORC	Générateur ACS
\dot{m}_{fc} (Kg/s)	0,38	0,18
N_{tube}	8	6
$D_{int.cal}$ (m)	0,08	0,043
$D_{h.cal}$ (m)	0,011	0,0022
h_{fc} (W/m ² /K)	803	524
h_{ft} (W/m ² /K)	35,13	618
U (W/m ² /K)	32,86	214
ΔT_{LM} (°C)	34,23	4,72
A (m ²)	49,7	11,72
L (m)	94	39

L'analyse énergétique a permis de dimensionner les échangeurs de chaleur. Pour la production électrique, nous arrivons ainsi à une surface d'échange totale d'environ 49,7m² pour l'évaporateur ORC. Pour la production de froid, nous arrivons ainsi à une surface d'échange totale d'environ 11,7 m² pour le générateur ACS.

Conclusion générale

Aujourd'hui, certaines sources énergétiques ne sont pas encore parfaitement exploitées. C'est notamment le cas de sources géothermiques ou solaires à basse températures. Comment valoriser ces sources inexploitées de façon efficace ? La solution peut venir des modules à cycle organique de Rankine qui permettent une production d'électricité décentralisée, et des procédés de production de froid par absorption, à partir des sources d'énergies renouvelables telles que le soleil ou la géothermie.

Ce travail, portait sur l'étude énergétique d'un système combiné d'un cycle organique de Rankine (ORC) pour la production d'énergie électrique, basée sur l'utilisation d'un fluide organique, et d'un système de refroidissement par absorption (Absorption Cooling System - ACS) à simple effet, pour le conditionnement de l'air, basée sur l'utilisation du couple $H_2O / LiBr$. L'étude paramétrique du cycle organique de Rankine a permis de sélectionner le meilleur fluide organique qui présente de bonnes performances thermodynamiques. D'autre part, nous avons pu analyser et mettre en évidence l'influence de la température d'évaporation et celle de la condensation sur les performances thermodynamiques du système. Dans la partie concernant la machine de refroidissement par absorption, nous avons présenté les résultats de l'analyse énergétique, qui présente un COP théorique de 0,73, permettant la production du froid à la température $6^\circ C$ à partir de chaleur de température de l'ordre de 70 à $82^\circ C$, pour une application solaire ou géothermale.

La suite de nos travaux portera sur l'étude de la source de chaleur, nous avons été amenés à extrapoler pour de très faibles puissances la configuration d'implantation du capteur solaire à tube sous vide CORTEC. Pour terminer, il serait intéressant de procéder à une analyse énergétique pour le dimensionnement des échangeurs coté source de chaleur des deux sous systèmes (évaporateur ORC et générateur ACS).

En effet, dans le cadre du développement durable et de la limitation des émissions de gaz à effet de serre et nocifs pour la couche d'ozone, il convient, préalablement à la conception de nouveaux procédés, de prendre en compte non seulement les quantités d'énergie mises en œuvre, mais également la qualité de ces énergies. Ainsi, on peut adapter la ressource énergétique utilisée à la production d'énergie utile souhaitée.

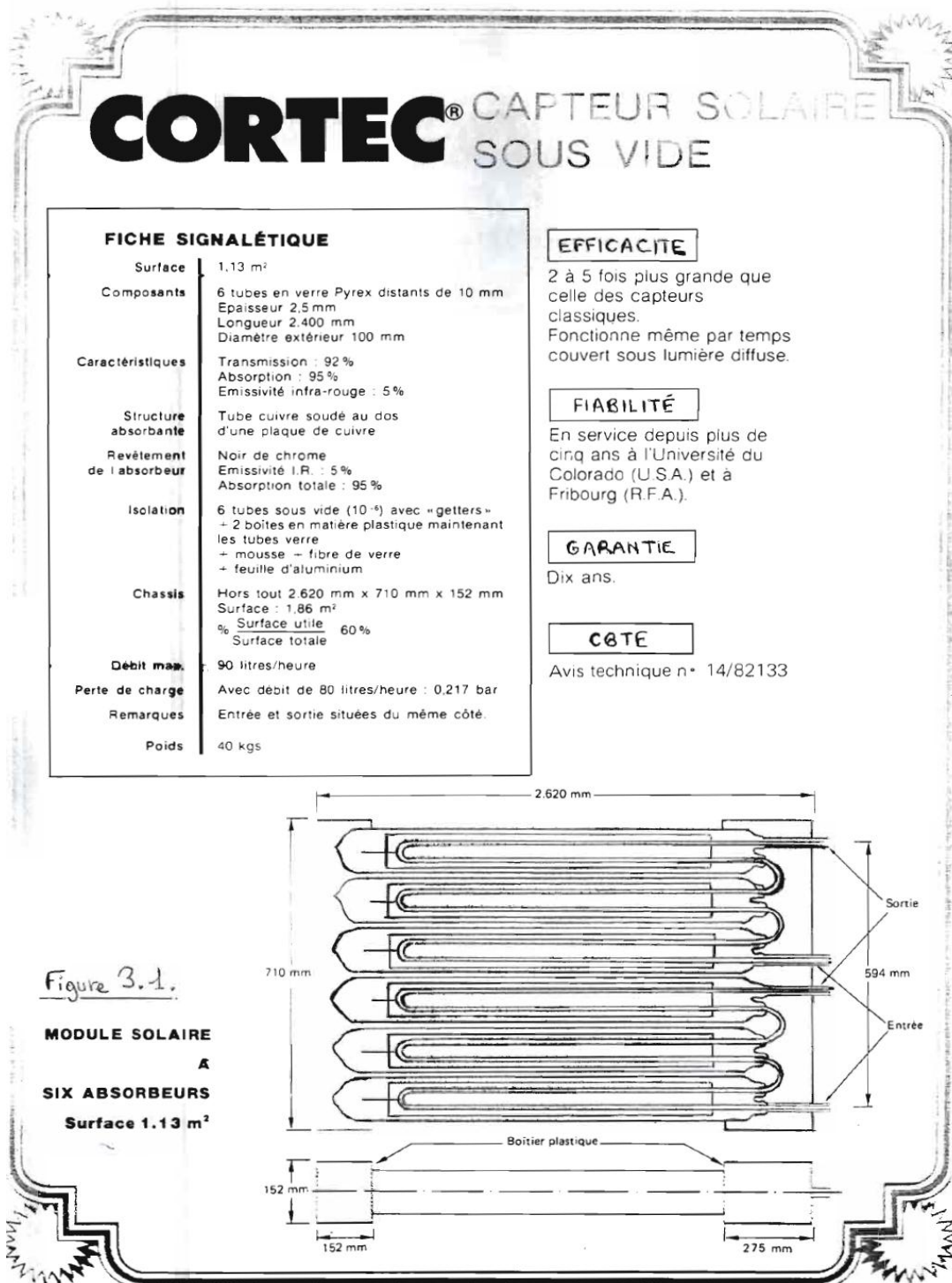
Références bibliographiques

- [1] Demeyer.A, Jacob.F, Jay.M, Menguy.G, Perrier.J : La Conversion Bio-énergétique. Technique et Documentation, Paris, 1981
- [2] Olivier Cleynen, Thermodynamique de l'ingénieur, licence CC-BY-SA, Copyright 2015
- [3] Pierre Gras, Ambérieu en Bugey, Les moteurs à air chaud ou moteurs à apport de chaleur externe. ISBN : 978-2-9537338-1-5. 2015
- [4] Pierre Gras, Le moteur Stirling et autres moteurs à air chaud. ISBN : 978-2-9537338-0-8. 2010
- [5] Hassan Lemrani. Modélisation énergétique des moteurs Stirling. PhD thesis, Université de Nantes, France, 1995
- [6] Maxime Duminil, Jean-Pierre Domblides. Théorie des machines frigorifiques- Généralités. Technique de l'ingénieur. BE9730 .V1, 2012
- [7] Maxime Duminil. Théorie des machines frigorifiques. Techniques de l'ingénieur, B9730, 1996
- [8] M. Pons, F. Meunier, G. Cacciola, R. E. Critoph, M. Groll, L. Puigjaner, B. Spinner, F. Ziegler, Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping, International Journal of Refrigeration 22, 5-17 ,1999
- [9] L.W. Wang, R.Z. Wang, R.G. Oliveira, A review on adsorption working pairs for refrigeration, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13, 518-534, 2009
- [10] R. Ayala, C. L. Heard and F. A. Holland, Ammonia/Lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. part II: experimental, Applied Thermal Engineering Vol. 18, N° 8, pp. 661-670, 1998
- [11] D.W. Sun, Comparaison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, Energy Convers. Mgmt Vol 39, N°5/6, pp. 357-368, 1998
- [12] H.R. Lee, K.K. Koo, S. Jeong, J.S. Kim, H. Leec, Y.S. Oh, D.R. Park, Y.-S. Baek, Thermodynamic design data and performance evaluation of the water + lithium bromide + lithium iodide + lithium nitrate + lithium chloride system for absorption chiller, Applied Thermal Engineering, 20, 707-720, 2000
- [13] A. Sencan, Modeling of thermodynamic properties of refrigerant/absorbent couples using data mining process, Energy Conversion and Management 48, 470-480, 2007.

-
- [14] X. Liaoa, Reinhard Radermacher, Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems, International Journal of Refrigeration, 30, 904-911, 2007
- [15] K. Wang, Omar Abdelaziz, Padmaja Kisari, Edward A. Vineyard, State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps, International Journal of Refrigeration, Volume 34, Issue 6, 1325-1337, 2011
- [16] L.Grosu, A.Marin, A.Dobrovicescu, D.Queiros-Conde, Exergy analysis of a solar combined cycle: organic Rankine cycle and absorption cooling system, Int J Energy Environ Eng 7, 449–459, 2016.
- [17] Chenak. M.A.K. Contribution à l'amélioration des performances thermiques des capteurs sous vide. Thèse de magister, Centre de développement des Energies Renouvelables, Algérie, 1990
- [18] P. Laplaige et J. Lemale : Géothermie. Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, BE8590(2):1–28, 2008
- [19] A. Zukauskas : Heat transfer from tubes in cross flow. advances in heat transfer, 1987
- [20] G.F. Hewitt. Heat exchanger design handbook. Begell House, New-York, 2002
- [21] SOLKANE 8.0.0, SOLVAY Special chemicals, www.solkane.com
- [22] <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11667>
- [23]-<https://docplayer.fr/49931844-Chapitre2-machines-frigorifique-a-compression-de-vapeur.html>
- [24] https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_à_gaz

Annexes

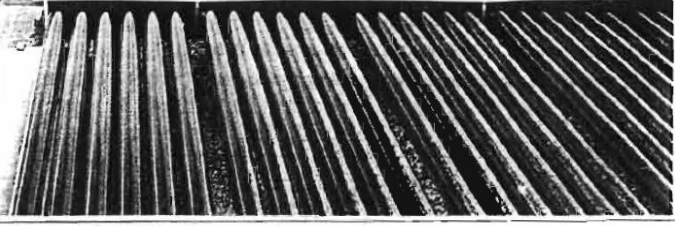
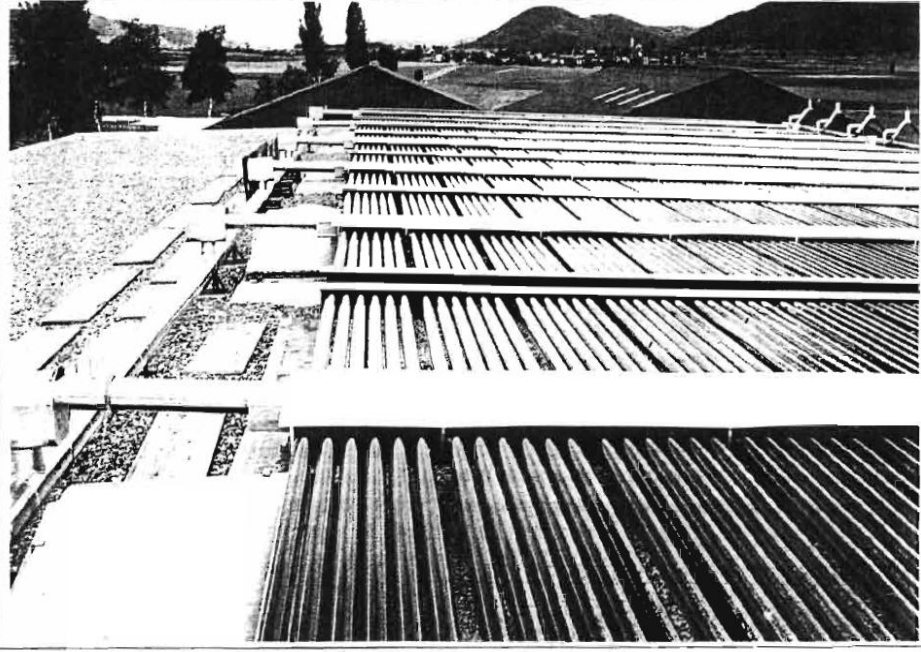
Annexe 1 Fiche signalétique d'un capteur solaire a tubes sous vide de type CORTEC



Annexe 2 Modèle d'installation des modules d'un capteur sous vide CORTEC

CORTEC®

CAPTEUR SOLAIRE SOUS VIDE



SICOVER
COURBE DE RENDEMENT

RENDEMENT	0,05	0,10	0,15	0,20
0,00				
0,10				
0,20				
0,30				
0,40				
0,50				
0,60				
0,70				
0,80				
0,90				
1,00				

SICOVER (Département Solaire) - 44, avenue de Valvins - 77212 AVON CEDEX
(Filiale de CORNING FRANCE et SIV)
Tél. : (1) 60.72.50.00 - Télex 690 550 F

Annexe 3

Abaque n°1 : Table de saturation R236fa

Tempe- -rature	Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
(°C)	(bar)	(kg/m³)	(kg/m³)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(kJ/kg-K)
39	4,2483	1311,2	28,439	248,9	386,24	1,1664	1,6064
40	4,3777	1307,6	29,302	250,21	386,9	1,1706	1,6071
41	4,51	1303,9	30,186	251,51	387,56	1,1747	1,6078
42	4,6454	1300,3	31,093	252,82	388,21	1,1788	1,6084
43	4,7837	1296,6	32,022	254,14	388,87	1,183	1,6091
44	4,9252	1292,9	32,974	255,46	389,52	1,1871	1,6098
45	5,0698	1289,2	33,95	256,78	390,17	1,1912	1,6105
46	5,2176	1285,5	34,95	258,1	390,82	1,1953	1,6112
47	5,3686	1281,7	35,976	259,42	391,46	1,1994	1,6119
48	5,5229	1277,9	37,026	260,75	392,1	1,2035	1,6125
49	5,6806	1274,1	38,103	262,09	392,74	1,2076	1,6132
50	5,8416	1270,3	39,207	263,42	393,38	1,2117	1,6139
70	9,8454	1186,5	68,15	290,93	405,41	1,2933	1,6269
71	10,089	1181,9	70,02	292,35	405,96	1,2974	1,6275
72	10,337	1177,2	71,94	293,78	406,51	1,3015	1,6281
73	10,589	1172,5	73,913	295,21	407,05	1,3056	1,6287
74	10,847	1167,7	75,938	296,65	407,59	1,3097	1,6292
75	11,109	1162,9	78,02	298,09	408,12	1,3137	1,6298
76	11,375	1158	80,159	299,54	408,65	1,3178	1,6303
77	11,647	1153	82,357	300,99	409,16	1,3219	1,6308
78	11,923	1148	84,617	302,45	409,67	1,326	1,6314
79	12,205	1142,9	86,942	303,91	410,18	1,3301	1,6319
80	12,491	1137,7	89,334	305,38	410,67	1,3342	1,6323
81	12,783	1132,4	91,795	306,86	411,16	1,3383	1,6328

Annexe 4

Abaque n°2 : Table de pression (P=4,3777bar) de vapeur surchauffée R236fa

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
46,75	4,3777	28,329	393,22	1,627
47	4,3777	28,294	393,45	1,6278
47,25	4,3777	28,26	393,69	1,6285
47,5	4,3777	28,226	393,92	1,6292
47,75	4,3777	28,193	394,16	1,63
48	4,3777	28,159	394,39	1,6307
48,25	4,3777	28,125	394,62	1,6314
48,5	4,3777	28,092	394,86	1,6321
48,75	4,3777	28,059	395,09	1,6329
49	4,3777	28,025	395,32	1,6336
49,25	4,3777	27,992	395,56	1,6343
49,5	4,3777	27,959	395,79	1,6351
49,75	4,3777	27,926	396,03	1,6358
50	4,3777	27,894	396,26	1,6365
50,25	4,3777	27,861	396,49	1,6372
50,5	4,3777	27,829	396,73	1,6379
50,75	4,3777	27,796	396,96	1,6387
51	4,3777	27,764	397,2	1,6394
51,25	4,3777	27,732	397,43	1,6401
51,5	4,3777	27,7	397,66	1,6408
51,75	4,3777	27,668	397,9	1,6416
52	4,3777	27,636	398,13	1,6423

Annexe 5

Abaque n°3 : Table de saturation R600

Tempe- -rature	Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
(°C)	(bar)	(kg/m ³)	(kg/m ³)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(kJ/kg-K)
26	2,5095	571,67	6,3565	261,91	622,36	1,2155	2,4205
27	2,5878	570,5	6,5449	264,36	623,79	1,2237	2,4212
28	2,668	569,33	6,7377	266,82	625,21	1,2318	2,4219
29	2,7501	568,16	6,9349	269,29	626,64	1,2399	2,4226
30	2,8341	566,98	7,1366	271,76	628,06	1,2481	2,4234
31	2,92	565,79	7,3429	274,24	629,49	1,2562	2,4242
32	3,0079	564,6	7,5538	276,72	630,91	1,2643	2,425
33	3,0978	563,41	7,7694	279,21	632,33	1,2724	2,4258
34	3,1897	562,21	7,9898	281,71	633,75	1,2805	2,4266
35	3,2836	561,01	8,215	284,21	635,17	1,2885	2,4274
36	3,3796	559,8	8,4453	286,72	636,59	1,2966	2,4283
37	3,4777	558,59	8,6806	289,24	638,01	1,3047	2,4292
38	3,5779	557,37	8,921	291,76	639,42	1,3127	2,4301
39	3,6803	556,15	9,1667	294,28	640,84	1,3208	2,431
40	3,7849	554,92	9,4176	296,82	642,25	1,3288	2,4319
80	10,116	500,4	25,136	404,06	696,94	1,6471	2,4765
81	10,337	498,86	25,715	406,91	698,23	1,6551	2,4777
82	10,562	497,31	26,305	409,77	699,51	1,663	2,4788
83	10,79	495,75	26,908	412,64	700,79	1,671	2,48
84	11,022	494,18	27,523	415,52	702,06	1,6789	2,4812
85	11,258	492,59	28,151	418,4	703,32	1,6868	2,4824
86	11,497	490,99	28,792	421,3	704,58	1,6948	2,4835
87	11,741	489,38	29,446	424,21	705,83	1,7027	2,4847
88	11,987	487,76	30,115	427,13	707,07	1,7107	2,4858
89	12,238	486,12	30,797	430,06	708,3	1,7186	2,4869
90	12,493	484,47	31,494	433	709,53	1,7266	2,4881
91	12,751	482,81	32,205	435,95	710,75	1,7346	2,4892
92	13,013	481,13	32,932	438,91	711,96	1,7425	2,4903
98	14,672	470,72	37,64	456,93	719,02	1,7905	2,4967
99	14,963	468,93	38,486	459,97	720,16	1,7986	2,4977
100	15,259	467,12	39,352	463,03	721,29	1,8066	2,4987

Annexe 6

Abaque n°4 : Table de pression (P=3,7849bar) de vapeur surchauffée R600

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
40	3,7849	9,4177	642,25	2,4319
41	3,7849	9,3748	644,16	2,438
42	3,7849	9,3323	646,07	2,4441
43	3,7849	9,2904	647,98	2,4501
44	3,7849	9,2489	649,89	2,4562
45	3,7849	9,208	651,81	2,4622
46	3,7849	9,1676	653,73	2,4682
47	3,7849	9,1276	655,65	2,4742
48	3,7849	9,0881	657,57	2,4802
49	3,7849	9,0491	659,5	2,4862
50	3,7849	9,0105	661,42	2,4922
51	3,7849	8,9723	663,35	2,4981
52	3,7849	8,9346	665,29	2,5041
53	3,7849	8,8973	667,22	2,51
54	3,7849	8,8604	669,16	2,516
55	3,7849	8,8239	671,1	2,5219
56	3,7849	8,7878	673,04	2,5278
57	3,7849	8,7521	674,99	2,5337
58	3,7849	8,7168	676,94	2,5396
59	3,7849	8,6818	678,89	2,5455
60	3,7849	8,6472	680,84	2,5514

Annexe 7

Abaque n°5 Table de pression (P=3,2836 bar) de vapeur surchauffée R600

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
35	3,2836	8,2151	635,17	2,4274
36	3,2836	8,1783	637,04	2,4335
37	3,2836	8,1419	638,91	2,4396
38	3,2836	8,106	640,79	2,4456
39	3,2836	8,0705	642,66	2,4516
40	3,2836	8,0354	644,54	2,4576
41	3,2836	8,0007	646,43	2,4636
42	3,2836	7,9664	648,31	2,4696
43	3,2836	7,9325	650,2	2,4756
44	3,2836	7,899	652,09	2,4816
45	3,2836	7,8658	653,98	2,4875
46	3,2836	7,833	655,87	2,4935
47	3,2836	7,8005	657,77	2,4994
48	3,2836	7,7684	659,67	2,5053
49	3,2836	7,7367	661,58	2,5112
50	3,2836	7,7053	663,48	2,5172
51	3,2836	7,6742	665,39	2,523
52	3,2836	7,6434	667,3	2,5289
53	3,2836	7,6129	669,22	2,5348
54	3,2836	7,5828	671,14	2,5407
55	3,2836	7,5529	673,06	2,5466
56	3,2836	7,5234	674,98	2,5524
57	3,2836	7,4941	676,91	2,5583
58	3,2836	7,4651	678,84	2,5641
59	3,2836	7,4364	680,77	2,5699
60	3,2836	7,408	682,71	2,5758

Annexe 8

Abaque n°6 Table de pression (P=2,8341 bar) de vapeur surchauffée R600

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
30	2,8341	7,1366	628,06	2,4234
30	2,8341	7,1366	628,06	2,4234
31	2,8341	7,1051	629,9	2,4294
32	2,8341	7,074	631,73	2,4355
33	2,8341	7,0433	633,57	2,4415
34	2,8341	7,0129	635,41	2,4475
35	2,8341	6,9828	637,26	2,4535
36	2,8341	6,9531	639,11	2,4595
37	2,8341	6,9237	640,96	2,4654
38	2,8341	6,8947	642,81	2,4714
39	2,8341	6,8659	644,66	2,4774
40	2,8341	6,8374	646,52	2,4833
41	2,8341	6,8093	648,38	2,4892
42	2,8341	6,7814	650,25	2,4952
43	2,8341	6,7539	652,12	2,5011
44	2,8341	6,7266	653,99	2,507
45	2,8341	6,6996	655,86	2,5129
46	2,8341	6,6728	657,73	2,5188
47	2,8341	6,6464	659,61	2,5246
48	2,8341	6,6202	661,5	2,5305
49	2,8341	6,5942	663,38	2,5364
50	2,8341	6,5685	665,27	2,5422
51	2,8341	6,5431	667,16	2,5481
52	2,8341	6,5179	669,06	2,5539
53	2,8341	6,4929	670,96	2,5597
54	2,8341	6,4682	672,86	2,5656
55	2,8341	6,4437	674,76	2,5714
56	2,8341	6,4195	676,67	2,5772
57	2,8341	6,3954	678,58	2,583
58	2,8341	6,3716	680,5	2,5888
59	2,8341	6,348	682,42	2,5946
60	2,8341	6,3246	684,34	2,6003

Annexe 9

Propriétés physique du R600 à l'état saturé

T (°C)	Pressure (bar)	Liquid	Vapor	Cp0 (kJ/kg-K)	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
		Enthalpy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)		Viscosity (μPa-s)	Viscosity (μPa-s)	Kin. Viscosity (cm ² /s)	Kin. Viscosity (cm ² /s)
30	2,8341	271,76	628,06	1,7162	151,07	7,5182	0,0026644	0,010535
35	3,2836	284,21	635,17	1,7382	144,14	7,6504	0,0025693	0,0093127
40	3,7849	296,82	642,25	1,7602	137,57	7,786	0,0024791	0,0082674
45	4,3416	309,58	649,31	1,7824	131,33	7,9255	0,0023934	0,0073688
50	4,9575	322,51	656,32	1,8047	125,38	8,0696	0,0023119	0,0065925
55	5,6365	335,62	663,28	1,827	119,71	8,2192	0,0022342	0,0059187
60	6,3824	348,91	670,19	1,8493	114,29	8,3751	0,0021599	0,0053315
65	7,1991	362,39	677,02	1,8717	109,09	8,5383	0,0020888	0,0048174
70	8,0908	376,06	683,77	1,8942	104,1	8,7099	0,0020205	0,0043655
75	9,0616	389,95	690,41	1,9166	99,295	8,8912	0,0019549	0,0039669
80	10,116	404,06	696,94	1,939	94,654	9,0838	0,0018916	0,0036138
85	11,258	418,4	703,32	1,9614	90,163	9,2894	0,0018304	0,0032999
90	12,493	433	709,53	1,9837	85,803	9,5103	0,0017711	0,0030197
95	13,825	447,87	715,53	2,0061	81,559	9,749	0,0017134	0,0027689
100	15,259	463,03	721,29	2,0283	77,413	10,009	0,0016572	0,0025434

Propriétés physique de l'eau à l'état saturé

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c _p	λ	10 ⁴ . μ	10 ⁷ . α	Pr
(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

Annexe10 Propriétés physiques de la solution riche (couple H₂O/LiBr)

A / Calcul de la masse volumique du mélange

$$\rho = \frac{(x_{H_2O} * \rho_{H_2O}) + (x_{LiBr} * \rho_{LiBr})}{X_{H_2O} + X_{LiBr}}$$

B/ Calcul de la chaleur spécifique du mélange

$$C_p = \frac{(x_{H_2O} * C_{p_{H_2O}}) + (x_{LiBr} * C_{p_{LiBr}})}{X_{H_2O} + X_{LiBr}}$$

C/ Calcul de la conductivité thermique du mélange

$$\lambda = \frac{(x_{H_2O} * \lambda_{H_2O}) + (x_{LiBr} * \lambda_{LiBr})}{X_{H_2O} + X_{LiBr}}$$

D/ Calcul de la viscosité dynamique

$$\mu = \frac{(x_{H_2O} * \mu_{H_2O}) + (x_{LiBr} * \mu_{LiBr})}{X_{H_2O} + X_{LiBr}}$$

Annexe 11 Corrélations pour déterminer les propriétés physiques de LiBr

Table 6. Transport properties of LiBr-H₂O solution depending on concentration and temperature.

Autor	Range	Equation	Constans
Density of LiBr-H ₂ O [kg/m ³]			
Flórides [4]	20% < ξ < 60% 0°C < t < 200°C	$\xi_0 = \xi/100$ $\rho = A - B \cdot \xi_0 + C \cdot \xi_0 - (D + E \cdot \xi_0) \cdot (273 + t)$	A = 1145.36, B = 470.84, C = 1374.79, D = 0.333393, E = 0.571749
Murakami [8]	65% < ξ < 70% 333K < T < 430K	$\rho = A_1 \cdot T + A_2$	A ₁ = -0.014396 · ξ + 0.19405 A ₂ = 30.723 · ξ + 51.718
Dynamic viscosity of LiBr-H ₂ O [kg / m · s]			
Flórides [4]	15% < ξ < 65% T [K]	$B = A_1 + (A_2/T) + A_3 \cdot \ln(T)$ $\mu = \frac{B}{e^{B/1000}}$	A ₁ = -194.122 + 16.3967 · ξ - 0.14511 · ξ ² A ₂ = 28006.4 - 934.568 · ξ + 8.52755 · ξ ² A ₃ = 70.3848 - 2.35014 · ξ + 0.0207809 · ξ ²
Dembecki [2]	0% < ξ < 65% 273K < T < 373 K	$b = A + B \cdot \xi + C/T + D \cdot \xi/T + E \cdot \xi^2 + F \cdot \xi^2/T + G/T^2 + H \cdot \xi/T^2 + I \cdot \xi^3$ $\mu = 10^6 \text{ [Ns/m}^2\text{]}$	A = -3.04992473591, B = 1.871635445 · 10 ⁻² , C = -9.00458159510 ⁻¹ , D = 5.257691321, E = -7.879187234 · 10 ⁻⁴ , F = 1.617696615 · 10 ⁻¹ , G = 2.682895769 · 10 ³ , H = -2.365619773 · 10 ³ , I = 5.611360670 · 10 ⁻⁶
Kinematic viscosity of LiBr-H ₂ O [m ² /s]			
Dembecki [2]	0% < ξ < 65% 273K < T < 373 K	$b = A + B \cdot \xi + C/T + D \cdot \xi/T + E \cdot \xi^2 + F \cdot \xi^2/T + G/T^2 + H \cdot \xi/T^2 + I \cdot \xi^3$ $\nu = 10^6$	A = 5.7582877186, B = 1.334933430 · 10 ⁻² , C = -1.056897182 · 10 ³ , D = 6.215138411, E = -7.722896821 · 10 ⁻⁴ , F = 1.515134060 · 10 ⁻¹ , G = 2.889152151 · 10 ³ , H = -2.411303539 · 10 ³ , I = 5.580141595 · 10 ⁻⁶
Thermal conductivity of LiBr-H ₂ O [W/m·K]			
Kim [K]	T [K]	$\lambda = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 a_{ij} \cdot \xi^{i-1} \cdot T^{j-1}$	a ₁₁ = -0.3863624126, a ₁₂ = -0.3122938151, a ₁₃ = 17.75694663, a ₁₄ = -41.62113683, a ₂₁ = 0.005245122201, a ₂₂ = -0.006413302194, a ₂₃ = 0.0800954908, a ₂₄ = 0.2130478667, a ₃₁ = -6.398936707 · 10 ⁻⁰⁰⁶ , a ₃₂ = 1.013622815 · 10 ⁻⁰⁰⁵ , a ₃₃ = 0.0001002925362, a ₃₄ = 0.0002814495731
Surface tension of LiBr-H ₂ O [N/m]			
Kim [6]	0% < ξ < 60% 273 K < T < 500K	$\sigma = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 a_{ij} \cdot (\xi \cdot 100)^{i-1} \cdot T^{j-1}$	a ₁₁ = 100.0572325, a ₁₂ = -38.32451999, a ₁₃ = 72.41610217, a ₂₁ = -0.02832353108, a ₂₂ = 0.2991780643, a ₂₃ = -0.3763508519, a ₃₁ = -0.0002198127185, a ₃₂ = -0.0004491657076, a ₃₃ = 0.0009148617576

LiBr-H₂O absorption cycle design for whole year... 61

D = μ