

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie mécanique
Ref :.....



جامعة بسكرة
كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences en : Génie Mécanique

Intitulé :

**Conservation des produits agroalimentaires
en utilisant des machines frigorifiques solaires à adsorption.
Application à la région de Biskra**

Présentée par :

Kamel BENLOUANAS

Soutenue publiquement le 08/06/2022

Devant le jury composé de :

M ^r . Noureddine MOUMMI	Professeur	Président	Université de Biskra
M ^r . Adel BENCHABANE	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
M ^r . Houcine BENMOUSSA	Professeur	Examineur	Université de Batna 2
M ^r . Abdelhafid BRIMA	Professeur	Examineur	Université de Batna 2

Remerciements

Je glorifie en premier le tout-puissant Allah pour ses riches gratifications en ma faveur tels l'aplomb, l'énergie et l'obstination afin d'accomplir cet humble labeur.

Au Professeur Adel BENCHABANE de l'université de Biskra, salué de son accord de direction de ce travail et de ses considérables et incessantes recommandations au cours de l'achèvement cette œuvre.

Je tiens sincèrement à remercier Monsieur Noureddine MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à rapporter mon hommage à Monsieur Houcine BENMOUSSA, Professeur à l'Université de Batna 2 et à Monsieur Abdelhafid BRIMA, Professeur à l'Université de Batna 2, de vouloir disséquer ce travail.

Je tiens à remercier ma famille et mes proches, spécialement ma mère et mon défunt père, et aussi ma femme et mes enfants.

Je tiens également à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à exécuter cette prospection et m'ont piloté par leurs avis et éloquents encouragements mes amis et collègues de travail ainsi que toute personne participante à cette fin, mes cordiaux et amicaux remerciements.

RESUME

En tant qu'élucidation des énergies renouvelables, la réfrigération solaire de fruits tels que les dattes du palmier est une alternative de conservation pour préserver les aliments dans des paramètres sains de conditionnement. Cette étude énumérative traite le cas du coût du revenu énergétique au sujet des modèles de diverses dimensions d'entrepôts frigorifiques positifs (CS2r, CS4r et CS6r) sur les chambres froides, concernant la disparité énergétique et les nombreuses fluctuations financières des systèmes appliqués. Ces entrepôts frigorifiques sont construits à la base des matériaux de construction régionaux et locaux. Les résultats du calcul et de l'analyse concernant les panneaux de construction, les équipements, la consommation et la maintenance pour les systèmes de réfrigération classiques, d'absorption et d'adsorption qui conservent les dattes dans ces trois grands locaux froids. Les résultats totaux du calcul seront détaillés sur les divers coefficients. En fin de compte, la comparaison des éléments techniques et économiques dans les tableaux et les figures en énumérant leurs avantages et inconvénients. Conventionnel Bitzer, Absorption WFC SC 5 et Adsorption AG ACS 15 et 08 sont des prototypes dont l'évaluation est liée à leur coût et puissance frigorifique. Le coût moyen après dix ans d'utilisation de refroidisseurs de réfrigération est respectivement 137000 € pour le classique, 76000 € pour l'absorption et 93000 € pour l'adsorption. Après dix ans d'exploitation de système de réfrigération, l'adsorption viendra pour être pas loin du réfrigérateur d'absorption et assurément meilleur que le classique en particulier l'atténuation du prix (aucune consommation électrique permanente). À Biskra, ces résultats signifient que le refroidisseur d'adsorption appelé AG ACS (15 plus 08) est illustré par ses paramètres de simplicité, de durée de vie, de sûreté et de sécurité ; d'une valeur de 1150 €/m² et d'un coût moyen après dix ans d'utilisation est de 93000 €.

Mots-clés : Réfrigération, Énergie, Solaire, Refroidisseur, Adsorption, Chambre froide.

العنوان: حفظ المنتجات الغذائية باستخدام آلات التبريد التقليدي، الامتزازي والامتصاصي الشمسي.
التطبيق على منطقة بسكرة.

ملخص

بالجوء إلى الطاقات المتجددة في حفظ المنتجات الغذائية، إن التبريد الشمسي للفواكه كالتمر هو بديل للتخزين التقليدي للحفاظ على الطعام في معايير صحية آمنة ومطمئنة. تعالج هذه الدراسة الحسابية والإحصائية لنماذج مخازن التبريد الإيجابية ذوي الأبعاد المتنوعة (CS2r و CS4r و CS6r) للغرف الباردة فيما يخص احتساب مقاديرها وتكاليفها الطاقوية والمالية، فيما يتعلق بالتفاوت المختلف للتقلبات النقدية والطاقوية العديدة للأنظمة المطبقة. يتم إنشاء مخازن التبريد الثلاث على أساس مراعاة مواد البناء الإقليمية والمحلية. نتائج الحساب والتحليل المرتبطين بجدران البناية، المعدات، الاستهلاك والصيانة لأنظمة التبريد الكلاسيكية، الامتزازية والامتصاصية التي تبقى على التمر في هاته المخازن الثلاث المبردة.

سيتم ذكر النتائج الإجمالية للحساب بإسهاب مع تفصيل العوامل والخصائص المختلفة، في النهاية يتم مقارنة العناصر التقنية والنقدية بجداول وأشكال من خلال تعداد مزاياها ونقائصها. يعتبر Classic Bitzer و Absorption WFC SC 5 و Adsorption AG ACS / 08 15 أمثولات يرتبط تقييمها بتكلفتها وقدرتها على التبريد. متوسط التكلفة بعد عشر سنوات من استخدام مبردات التبريد هو على التوالي 137000 يورو للكلاسيكي، 76000 يورو للامتزازي و93000 يورو للامتصاصي.

بعد عشرية لاستغلال نظام التبريد، لن تكون كلفة الامتصاص بعيده عن مبرد الامتصاص، وهو بلا شك أفضل من المبرد الكلاسيكي، خاصة فيما يتعلق بتدن السعر (عدم استهلاك للكهرباء). في بسكرة، هذه النتائج تعني أن نموذج الامتصاص المسمى (AG ACS (15 plus 08) معروف بمعايير البساطة والعمر والسلامة والأمن، مع قيمة 1150 يورو للمتر المربع ومتوسط تكلفة لمدة عشر سنوات من الاستخدام بـ 93000 يورو.

الكلمات المفتاحية: التبريد، الطاقة، الشمسية، المبرد، الامتزاز، الغرفة الباردة.

Table des Matières

Remerciements	I
RESUME.....	II
Nomenclature	VII
Liste des figures.....	X
Liste des tableaux	XI
Introduction générale	1

PARTIE I : Environnement de conservation et Synthèse bibliographique

Chapitre 1 : Milieux de conservation des aliments dans les locaux frigorifiques

1.1 Grandeurs climatiques et régionales des chambres froides à Biskra	7
1.1.1 Climat de la région Biskra	8
1.1.2 Paramètres environnementaux du local de conservation réfrigérante	9
1.1.3 Présentation des entrepôts	10
1.2 Conditions climatiques, hygiène nutritive et données statistiques des dattes en Algérie	11
1.2.1 Conditions climatiques intérieures de produits agroalimentaires	13
1.2.1.1 Température de conditionnement	13
1.2.1.2 Hygrométrie de stockage	14
1.2.2 Hygiène et agencement de conservation.....	15
1.2.3 Données statistiques agroalimentaires des dattes en Algérie.....	15
1.3 Sécurité, stockage réfrigéré et chaîne de conservation frigorifique des dattes	17
1.3.1 Sécurité agroalimentaire des aliments	17
1.3.2 Stockage réfrigéré des dattes	18
1.3.3 Chaîne de conservation frigorifique des denrées.....	19
1.4 Durabilité, préservation du milieu et utilisation des énergies renouvelables	20
1.4.1 Durabilité de stockage des produits alimentaires	20
1.4.2 Préservation du milieu environnemental	21
1.4.3 Utilisation des énergies renouvelables.....	21
1.5 Conclusion.....	23

Chapitre 2 : Techniques et état de l'art des systèmes de réfrigération

2.1 Machines frigorifiques classiques	27
2.1.1 Compresseur à piston.....	29

Liste des Illustrations, Graphiques et Tableaux

2.1.2	Compresseur à spirale (Scroll)	29
2.1.3	Compresseur à vis (volumétrique).....	29
2.1.4	Compresseur centrifuge (Turbocompresseur)	29
2.2	Machines frigorifiques thermiques solaires.....	32
2.2.1	Machines frigorifiques thermomécaniques solaires	32
2.2.2	La réfrigération par sorption.....	35
2.2.2.1	Absorption	36
2.2.2.2	Adsorption	37
2.2.2.2.1	Adsorption physique.....	37
2.2.2.2.2	Adsorption chimique	39
2.2.3	Refroidissement par dessiccation	43
2.3	Autres technologies de réfrigération.....	45
2.4	Discussion des opportunités de réfrigération solaire	46
2.5	Conclusion.....	48

PARTIE II : Étude Techno-Economique

Chapitre 3 : Étude de concept et Ingénierie des trois entrepôts frigorifiques des dattes dans la région de Biskra (Bilan énergétique des locaux)

3.1	Description du projet des entrepôts frigorifiques	53
3.2	Conditions climatiques des entrepôts frigorifiques	55
3.2.1	Conditions extérieures de base.....	55
3.2.2	Mensurations des entrepôts frigorifiques.....	56
3.2.3	Matériaux des chambres froides	58
3.2.3.1	Les isolants de la chambre froide	59
3.3	Calcul des bilans énergétiques.....	59
3.3.1	Les apports thermiques externes de la chambre froide.....	60
3.3.1.1	Les apports par transmission de la chambre frigorifique.....	60
3.3.1.2	Les apports dus au renouvellement d'air.....	62
3.3.1.2.1	Les apports par renouvellement d'air systématique	63
3.3.1.2.2	Les apports par renouvellement d'air intempestif	63
3.3.1.3	La charge thermique par ouverture des portes Qop.....	64
3.3.1.4	Les apports dus à l'introduction des denrées	65
3.3.2	Les apports thermiques internes de la chambre froide type.....	65
3.3.2.1	Les apports thermiques dus à l'éclairage.....	65
3.3.2.2	Les apports thermiques dus au personnel	65

Liste des Illustrations, Graphiques et Tableaux

3.3.2.3	Les apports thermiques dus à la manutention.....	66
3.3.2.4	Les apports thermiques dus au refroidissement d'emballage	66
3.3.2.5	Les apports majorés dus aux équipements et aux horaires de fonctionnement	67
3.4	Conclusion.....	67

Chapitre 4 : Étude comparative de conservation de denrées de 03 types d'entrepôts réfrigérés par 03 systèmes frigorifiques appliqués à la région de Biskra (Classique, Absorption et Adsorption)

4.1	Systèmes de refroidissement de denrées	70
4.1.1	Refroidissement Classique (Cl).....	70
4.1.2	Refroidissement à Absorption (A_b)	72
4.1.3	Refroidissement à Adsorption (A_d)	74
4.2	Comparatif technique des modèles d'adsorption et d'absorption.....	78
4.3	Sélection du système de réfrigération.....	79
4.3.1	Prototype de refroidisseur classique Bitzer (Cl).....	79
4.3.2	Prototype de refroidisseur à absorption WFC SC 5 (A_b).....	81
4.3.3	Prototype refroidisseur à adsorption AG ACS 08/15 (A_d)	82
4.4	Discussion de calcul des ratios	84
4.5	Bilan comparatif techno-économique des trois modèles de réfrigération	84
4.5.1	Comparaison technique et financière des trois prototypes de réfrigération.....	86
4.5.2	Coût de maintenance des refroidisseurs comparés	88
4.6	Confrontation et validation des résultats	89
4.7	Conclusion.....	90

CONCLUSION GÉNÉRALE

Conclusion générale	94
----------------------------------	----

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques	99
--	----

Nomenclature

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
$\eta_{sol-pow}$	Rendement d'un panneau solaire	-
W	Travail (Puissance du capteur solaire)	Kw
I_p	Irradiation directe des faisceaux solaires	Kw/m^2
A_s	Superficie de panneau solaire	m^2
I_p	Irradiation directe des faisceaux solaires	Kw/m^2
Q_s	Quantité de chaleur dégagée par radiation solaire	Kw
$\eta_{sol-cool}$	Rendement de la machine de réfrigération	-
Q_e	Puissance de refroidissement de la machine	Kw
$\eta_{pow-cool}$	Coefficient global du système de refroidissement solaire électrique	-
$\eta_{sol-heat}$	Rendement thermique d'un capteur thermique solaire	-
Q_g	Chaleur motrice générée par radiation solaire	Kw
$\eta_{heat-pow}$	Rendement du moteur thermique	-
$\eta_{heat-pow}^{id}$	Rendement de puissance du cycle de de Carnot	-
T_H	Température de source chaude (capteur solaire)	$^{\circ}C/^{\circ}K$
T_M	Température moyenne (Ambiance)	$^{\circ}C/^{\circ}K$
T_L	Température de source froide (refroidissement)	$^{\circ}C/^{\circ}K$
$\eta_{pow-cool}^{id}$	Rendement du cycle de de Carnot de réfrigération	-
$\eta_{heat-cool}^{id}$	Rendement d'une machine idéale de réfrigération	-
W_e	Travail électrique	Kw
$TS_{b,e}$	Température sèche de base	$^{\circ}C/^{\circ}K$
E_b	Ecart Diurne de température	$^{\circ}C/^{\circ}K$
$HS_{b,e}$	Humidité spécifique (absolue) de base	g_{vap}/Kg_{as}
TS_e	Température sèche de l'air extérieur	$^{\circ}C/^{\circ}K$
C_{rs}	Coefficient Correcteur de température dû à l'ensoleillement	%
T_{sol}	Température du sol	$^{\circ}C/^{\circ}K$
TS_{AS}	Température du SAS	$^{\circ}C/^{\circ}K$
Q_{INT}	Charges thermiques intermédiaires de chambre froide	Kw

Liste des Illustrations, Graphiques et Tableaux

Q_{tp}	Charge thermique par transmission des parois	Kw
Q_{op}	Charge thermique due à l'ouverture des portes	Kw
Q_{pe}	Charge thermique due aux personnes	Kw
Q_{de}	Charge thermique due aux denrées entrantes	Kw
Q_{ec}	Charge thermique due à l'éclairage	Kw
Q_{ren}	Charge thermique due au renouvellement de l'air	Kw
Q_{resp}	Charge thermique due à la respiration des denrées	Kw
Q_{tot}	Charge thermique majorée due aux équipements et aux horaires	Kw
K	Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée	W/m ² °C
S	Surface de la paroi considérée solaires	m ²
ΔT	Ecart de température des côtés intérieur et extérieur de la paroi	°C/°K
$\Delta T'$	Majoration de l'écart de la température ΔT du à l'ensoleillement	°C/°K
$1/h_i$	Résistance thermique superficielle interne	m ² .°K/w
$1/h_e$	Résistance thermique superficielle externe	m ² .°K/w
e_{iso}	Epaisseur de la couches du matériau constituant la paroi	m
λ_i	Conductivité thermique de la couches du matériau	w/m.°K
R_i	Résistance thermique de la paroi des matériaux	m ² .°K/w
Q_{ren}	Apport thermique par renouvellement d'air	Kw
Q_{rs}	Apport thermique par renouvellement systématique d'air	Kw
Q_{ri}	Apport thermique par renouvellement intempestif d'air	Kw
V_{ef}	Volume de la chambre froide	m ³
V_s	Volume spécifique de l'air intérieur	m ³ /kg
H_e	Enthalpie de l'air extérieur	KJ/Kg
H_i	Enthalpie de l'air intérieur	KJ/Kg
ε	Nombre de renouvellement d'air par jour	-
S_p	Surface du plancher de la chambre froide	m ²
Q_{ra}	Quantité de chaleur introduite par renouvellement d'air surfacique	Kw/m ²
τ_p	Temps d'ouverture de la porte	min/h
ρ_{aa}	Masse volumique de l'air dans la chambre	kg/m ³
ρ_{ae}	Masse volumique de l'air de cote de la porte	kg/m ³
d_t	Durée moyenne d'ouverture des portes aller et retour	min/tonne
f_j	Flux journalier des denrées	tonne/jour

Liste des Illustrations, Graphiques et Tableaux

L	<i>Largeur de la porte</i>	m
h	<i>Hauteur de la porte</i>	m
h_{ae}	<i>Enthalpie de l'air intérieur</i>	kJ/kg
h_{aa}	<i>Enthalpie de l'air extérieur</i>	kJ/kg
Q_{int}	<i>Apports dus à l'introduction des denrées</i>	Kw
M_b	<i>Débit massique horaire d'entreposage</i>	kg/h
C_{pav}	<i>Chaleur massique des denrées avant congélation</i>	$kJ/kg.°C$
T_d	<i>Température des denrées</i>	$°C/°K$
T_f	<i>Température de la chambre froide</i>	$°C/°K$
Q_{ecl}	<i>Apports de chaleur dus à l'éclairage</i>	Kw
P	<i>Puissance de la lampe</i>	Kw
t	<i>Durée de fonctionnement des lampes</i>	<i>heure</i>
Q_{per}	<i>Apports dus au personnel</i>	Kw
n	<i>Nombre de personne</i>	<i>personnes</i>
t	<i>Nombre d'heure de travail</i>	<i>heure</i>
q_{per}	<i>Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne</i>	Kw
Q_{em}	<i>Apports dus au refroidissement de l'emballage</i>	Kw
M_{em}	<i>Débit d'emballage entrant</i>	kg/h
C_{pem}	<i>Chaleur massique de l'emballage</i>	$kJ/kg.°C$
T_{em}	<i>Température de l'emballage</i>	$°C$
T_{ef}	<i>Température de la chambre froide</i>	$°C$
N_c	<i>Nombre de caisse dans la chambre froide</i>	<i>unité</i>
m_c	<i>Masse nette de caisse</i>	kg
Q_{tot}	<i>Charges ou Apports frigorifiques totales d'e chambre froide solaires</i>	Kw
T_{inst}	<i>Durée de fonctionnement de l'installation frigorifique</i>	<i>heure</i>

Liste des figures

Figure. N° Titre	Page
Figure 1.1 : Carte de classification des différents climats de la Terre de Köppen-Geiger 2010.	5
Figure 1.2 : Echelle prévisionnelle de consommation des différentes énergies en Afrique 2020.....	6
Figure 1.3 : Graphe de températures minimales, moyennes et maximales à Biskra 2020	6
Figure 1.4 : Graphe de températures minimales et maximales à Biskra de 1980 - 2021	7
Figure 1.5 : Graphe des pics de températures de Biskra entre 1980 - 2021	7
Figure 1.6 : Vues en plan architecturales des modèles d’entrepôts CS2r et C4Sr	10
Figure 1.7 : Vue en plan architecturale du modèle d’entrepôt CS6r et coupe type de niveaux	11
Figure 1.8 : Courbe et Distribution de production de dattes en Algérie	12
Figure 1.9 : Carte des oasis phoenicicoles en Algérie.....	12
Figure 1.10 : Evolution du budget annuel de l’agriculture et l’hydraulique en Algérie en 1000 DA.....	16
Figure 1.11 : Changement prévu de production agricole en 2080 du au changement climatique (CLINE) ...	18
Figure 1.12 : Cheminement du transport des produits frais (P. Meunier, 1961)	19
Figure 1.13 : Développement de production d’électricité des énergies renouvelables (AIE, 2007)	22
Figure 2.1 : Croissance mondiale des stratégies d’investissement durable (2016-2018).....	27
Figure 2.2 : Schéma de principe d’une installation frigorifique à compression simple	28
Figure 2.3 : Différentes technologies de production de froid solaire (N. Rona et al)	30
Figure 2.4 : Schéma de principe d'un panneau photovoltaïque et d'une compression électrique solaires.....	31
Figure 2.5 : Diagramme schématique des capteurs. (a) Plaque plane (b) Tube sous vide.....	32
Figure 2.6 : Système de réfrigération thermomécanique (D. S. Kim et al. 2008)	33
Figure 2.7 : Système de réfrigération par sorption (D. S. Kim et al. 2008).....	35
Figure 2.8 : Un système de refroidissement d’un dessiccant liquide avec un capteur solaire (Kim. 2008) ..	44
Figure 2.9 : Un système de refroidissement d’un dessiccant solide avec un capteur solaire (Kim. 2008)....	45
Figure 3.1 : Carte climatique de l’Algérie (Benhabiles et al. 2007).....	54
Figure 3.2 : Vue en plan d’Entrepôt Frigorifique à 2 chambres froides positives (CS2r)	57
Figure 3.3 : Vue en plan d’Entrepôt Frigorifique à 4 chambres froides positives (CS4r)	57
Figure 3.4 : Vue en plan d’Entrepôt Frigorifique à 6 chambres froides positives (CS6r)	58
Figure 3.5 : Coupe de niveaux d’Entrepôt Frigorifique	58
Figure 3.6 : Détails des couches des parois des chambres frigorifiques.....	59
Figure 4.1 : Schéma d’une machine frigorifique classique	71
Figure 4.2 : Compresseur Bitzer et Condenseur d’une machine frigorifique classique	71
Figure 4.3 : Détendeur et Evaporateur d’une machine frigorifique classique.....	72
Figure 4.4 : Cycle intermittent de réfrigération par absorption	73
Figure 4.5 : Cycle continue de réfrigération par absorption.....	73
Figure 4.6 : Cycle intermittent d’adsorption de réfrigération.....	75
Figure 4.7 : Distribution de froid en combinaison avec les machines d’adsorption Sortech	75
Figure 4.8 : Gamme de température de refroidissement des machines d’adsorption SorTech	76
Figure 4.9 : Comparaison des puissances à $T_{HT_in} = 85^{\circ}C$, $LT_in = 18^{\circ}C$, $T_{set}=10^{\circ}C$ (Sol cool)	76
Figure 4.10 : Comparaison des COP à $T_{HT_in} = 85^{\circ}C$, $LT_in = 18^{\circ}C$, $T_{set}=10^{\circ}C$ (Sol cool)	77
Figure 4.11 : Distribution des systèmes de réfrigération et des fabricants (Green Energy and Techno.)	77
Figure 4.12 : Principe de fonctionnement du Système Classique de Réfrigération (compression).....	80
Figure 4.13 : Processus de principe chiller d’absorption / Refroidisseur à absorption WFC SC 5.....	81
Figure 4.14 : Processus de principe chiller d’adsorption / Chiller adsorption Sortech AG ACS 15.....	82
Figure 4.15 : Coût total de chambre froide par mètre carré.	87
Figure 4.16 : Montant budgétaire de chambre froide.....	88
Figure 4.17 : Coût total des systèmes de réfrigération après 10 ans.	88
Figure 4.18 : Coût total par m^2 de surface 10 ans plus tard.	88

Liste des tableaux

Tableau N° : Titre	Page
Tableau 1.1: Températures moyennes de l'air à la période (1994 -2008). (Station de Biskra)	9
Tableau 1.2: Humidité relative moyenne de l'air à la période (1994 -2008). (Station de Biskra).....	9
Tableau 1.3: Températures et durées optimales pour la conservation des dattes	14
Tableau 1.4: Evolution des Productions Agricoles MADRP* 2017 (en Tonnes)	16
Tableau 1.5: Incidence de malnutrition pour les pays en voie de développement	18
Tableau 2.1: Aperçu des études de réfrigération par absorption solaire : LiBr/eau, NH ₃ /eau (L. Cabeza).37	37
Tableau 2.2: Comparaison de deux systèmes de refroidissement : absorption et d'adsorption (Alahmer) ..39	39
Tableau 2.3: Prototypes typiques et projets pour le stockage d'énergie par sorption (Yu)	40
Tableau 2.4: Revue des systèmes de réfrigération par adsorption (Ojha).....	41
Tableau 2.5: Propriétés de technologies de refroidissement à compression de vapeur et thermique(Gado)41	41
Tableau 2.6: Résumé des pairs de fonctionnement conventionnelles de sorption solide-gaz (Cabeza)	42
Tableau 3.1: Localisation de la wilaya de Biskra (Capderou)	54
Tableau 3.2: Conditions extérieures de base pour chaque zone climatique	54
Tableau 3.3: Valeurs du coefficient correcteur CTS	56
Tableau 3.4 : Les valeurs de $\Delta T'$ en fonction de latitude, l'orientation et les parois.	60
Tableau 3.5 : Couches de matériaux constructives du mur $K_m=0.165 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	61
Tableau 3.6: Couches de matériaux constructives du Plancher $K_{plc}=0.302 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	61
Tableau 3.7: Couches de matériaux constructives du Plafond $K_{plf}=0.240 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	62
Tableau 3.8: Quantité des charges frigorifique par transmission	62
Tableau 3.9: Les apports totaux par transmission pour chaque chambre	62
Tableau 3.10: (ϵ) Nombre de renouvellement d'air par jour	63
Tableau 3.11: La quantité de chaleur introduite par renouvellement d'air par m ²	64
Tableau 3.12: Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne selon Température	66
Tableau 4.1: Comparatif technique de Modèles de sorption (Abs) WFC SC5 et (Ads) ACS 08/15.	78
Tableau 4.2: Puissances frigorifiques, électriques et indices de chambres froides (CS2r, CS4r et CS6r)...78	78
Tableau 4.3: Coût de consommation, construction et équipement d'entrepôts froids (CS2r, CS4r, CS6r). 83	83
Tableau 4.4: Comparaison qualitative entre systèmes de réfrigération A, B et C des chambres froides	86

Introduction générale

À l'origine le stockage de réfrigération, est un procédé de conservation employé pour sauvegarder et conserver les aliments de nourriture pour fournir leur confinement et les préserver sur une longue période de consommation saine. Historiquement, les Chinois étaient les premiers à conserver les boissons et d'autres délicatesses avec la glace normale et la neige ^[1]. Conserver la nourriture ravivée pour une longue durée ce qui peut aider les consommateurs à éviter de s'intoxiquer et pour sauver la forme gracieuse. Cependant, les conditions paramétriques et la période d'emballage des types de nourriture divers stockés sont toujours une lassitude. La recommandation de conservation favorise la prévention de maladies en obéissant aux directives et en respectant la chaîne de froid de nourriture des subsistances ; cette référence pour l'acquisition du non-pourrissement ^[2]. Après la révolution industrielle, la société a souhaité un meilleur style de vie d'où les demandes énergétiques ont été sensiblement amplifiées. Une requête de satisfaction des demandes d'usage de puissance ainsi qu'un cumul de tâches quotidiennes technologiques se prolifèrent hâtivement. Autour du monde, la revendication pour les tendances de refroidissement et de chauffage est soulevée abondamment ; cette poussée excessive crée des agitations pour que les états rattrapent leur crête ^[3]. Aujourd'hui, la plupart des équipements sont motorisés avec les énergies fossiles (charbon, pétrole, gaz naturel), dues à leur disponibilité et coût bas pour les pays producteurs de pétrole. Néanmoins, les nations oligarchiques et les systèmes en grande partie industriels libèrent les gaz toxiques, comme le CO₂ et le NO, qui sont nuisibles et nuisibles de l'environnement et du bien-être de l'humanité ^[4].

Classé au quatrième rang avec 14% de production mondiale d'environ 1.100.000 tonnes en 2017, l'Algérie est l'un des principaux producteurs de dattes (CACI). La plantation de palmeraies de l'oasis de Biskra est classée parmi les meilleurs producteurs, singulièrement en Deglet-noor (SIDABTECH. 2017) ^[5]. Les récoltes des dattes de la saison s'amplifient en octobre, le traitement et l'emballage se prolongent à janvier. Les dattes sont un fruit essentiel, nutritif et vital. La conservation dans de bonnes conditions se formule par la température, l'humidité et un milieu sain pour être ingérées correctement ^[6]. Ce stockage sera assuré par la conservation à réfrigération, qui est basée sur des restrictions spécifiques pendant une période particulière des fruits ou légumes. Pour les fruits de dattes, sauvegarder des besoins pour 06 mois avec une température 6 à 8 degrés Celsius et une humidité de 68% (15° C pendant trois mois). En conditionnant les dattes annuellement, le manque de Deglet-noor pour les consommateurs se réduit uniquement à deux mois, mais d'autres qualités existent ^[7]. Les

mesures, de la sécurité et de sûreté afin de conserver les denrées nutritives, doivent être respectées en utilisant les équipements de réfrigération comme classique (compresseur, valves, évaporateur, condenseur...) ; c'était la solution appropriée dans le passé voisin.

De nos jours, les approches vertes sont évidentes dont l'objectif d'éliminer la pollution et supprimer les dommages de la planète Terre, ce qui mène à l'application des énergies renouvelables. Par conséquent, les études sélectionnées des éventualités considérant les refroidisseurs des systèmes classiques, d'absorption et d'adsorption. Le but est de quantifier et d'analyser l'énergie frigorifique dans les entrepôts frigorifiques avec une comparaison entre les trois options en énumérant les avantages et les inconvénients [8].

Cette étude consiste à instaurer un comparatif pour étaler les différents bilans thermiques relatifs aux entrepôts frigorifiques positifs composés de 02 chambres froides (CS2r), quatre chambres froides avec un SAS (CS4r) et six chambres froides et d'un hall de circulation (CS6r) décrivant le projet structurellement dans la province de Biskra. Une réflexion est de mise pour choisir les matériaux de construction du voisinage en faveur de la région, en outre, la structure d'assemblage est basée sur les matériaux locaux et régionaux comme le béton, les briques, et les panneaux "sandwich" frigorifiques ; ce qui est produit en Algérie en tant que produits nationaux et régionaux (des usines de ciment et de brique dans Biskra). Ce labour étudie et synthétise les trois maquettes des entrepôts frigorifiques (CS2r, CS4r et CS6r) en calculant les besoins frigorifiques et les apports calorifiques avec les conditions intérieures d'entreposage convenable de température (8 °C) et d'humidité (68%) relatifs aux denrées alimentaires. Cette investigation scrute les prototypes de réfrigération conventionnelle (Bitzer et Frigabohn), d'absorption (Sc de WFC 5) et d'adsorption (SorTech AG ACS 15 plus 08) concernant leurs coûts énergétiques et financiers en tableaux, schémas et graphes pour les divers entrepôts de réfrigération matérialisés par un chiffrage des valeurs numériques calculés. Les dépenses de fourniture et pose, de fonctionnement de la consommation électrique et les budgets de maintenance des différents équipements seront scrupuleusement comptés dans notre étude pour dégager des bilans détaillés et précis.

Un amortissement prévisionnel de dix ans de service des trois systèmes de réfrigération (adsorption, absorption et conventionnel) indiquera l'atténuation de son prix (aucune consommation électrique permanente pour la sorption). L'analyse comparative énergétique et budgétaire de leurs symptomatiques, spécificités, qualités et inconvénients nous permettrons de sélectionner le meilleur prototype pour servir en tant que refroidisseur.

PARTIE I

ENVIRONNEMENT DE CONSERVATION

SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

Chapitre 1

Milieux de conservation des aliments dans les locaux frigorifiques

Le dernier et 5^{ème} rapport du Groupe d'experts intergouvernemental GIEC sur l'évolution du réchauffement climatique global menace sur une hausse de températures moyennes supérieure à 2 °C d'ici 2100 causant une fonte de glaces continentales avec élévation du niveau des mers de 82 cm et acidification grave des eaux marines du milieu sous-marin (son pH est passé à 8,25) déclenchant la disparition de certains végétaux et animaux avec aggravation d'ouragans, cyclones, inondations, sécheresses et canicules (climats extrêmes) ; des effets du dérèglement climatique s'annoncent cataclysmiques à court terme en annonçant des dévastations pour la Terre et l'humanité vers 2050 « La vie sur Terre peut se remettre d'un changement climatique majeur en évoluant vers de nouvelles espèces et en créant de nouveaux écosystèmes. L'humanité ne le peut pas ». Les experts basculent entre apocalypse et foi d'humains en remédiant par des mesures et directives radicales et subites.

La sollicitation pour de nouvelles technologies notamment pro environnementales et renouvelables, le manquement énergétique et son excessive facturation ont suscité une amplification d'intérêt des chercheurs et scientifiques ces dernières décennies.

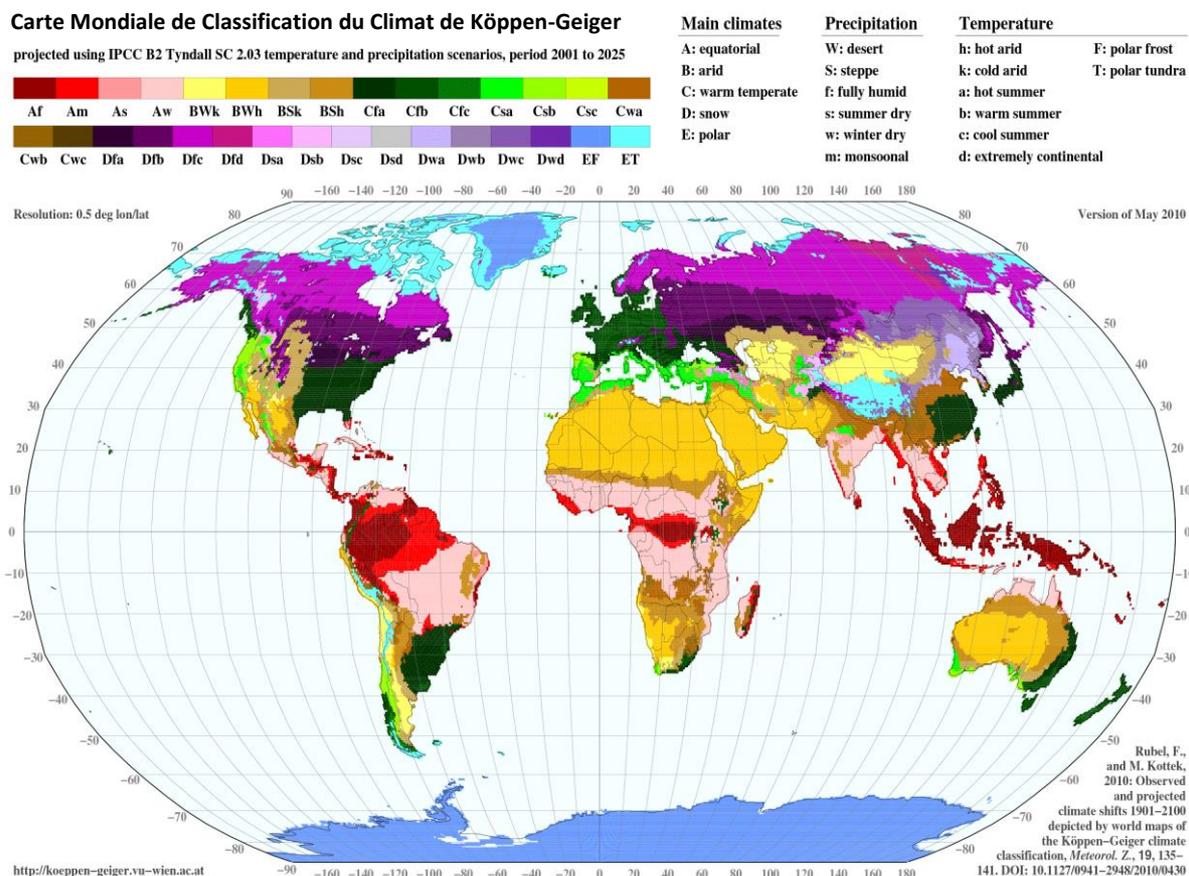


Figure 1.1 : Carte de classification des différents climats de la Terre de Köppen-Geiger 2010

Les énergies vertes dudit solaire, géothermie éolienne et biomasse engendrent des applications inspirées d'ordre domestique et industrielle. L'émission des gaz nocifs à l'atmosphère par l'usage des énergies fossiles se remédie via la gratuité de l'énergie solaire réduisant ainsi leur portée concrètement.

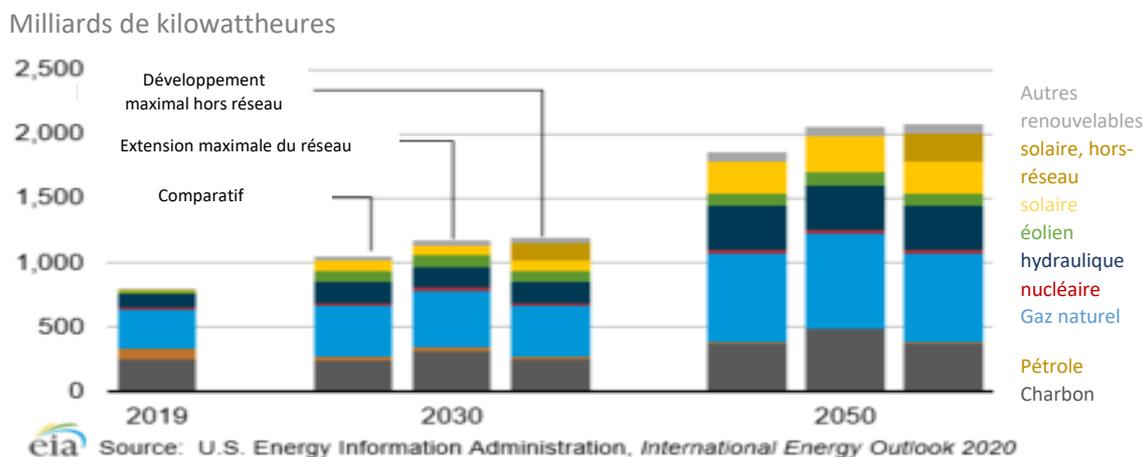


Figure 1.2 : Echelle prévisionnelle de consommation des différentes énergies en Afrique 2020

Par conséquent, dans ce travail, nous aurons passé en revue la littérature relative à la protection des dattes pendant leur vie post-récolte. L'avancée commerciale durable et les techniques mises à jour qui peuvent être utilisées pour éviter les pertes et les problèmes de stockage tout en préservant la qualité des fruits (nutritionnelle, couleur, saveur et texture) et la sécurité microbienne dans des conditions optimales sont discutées [9].

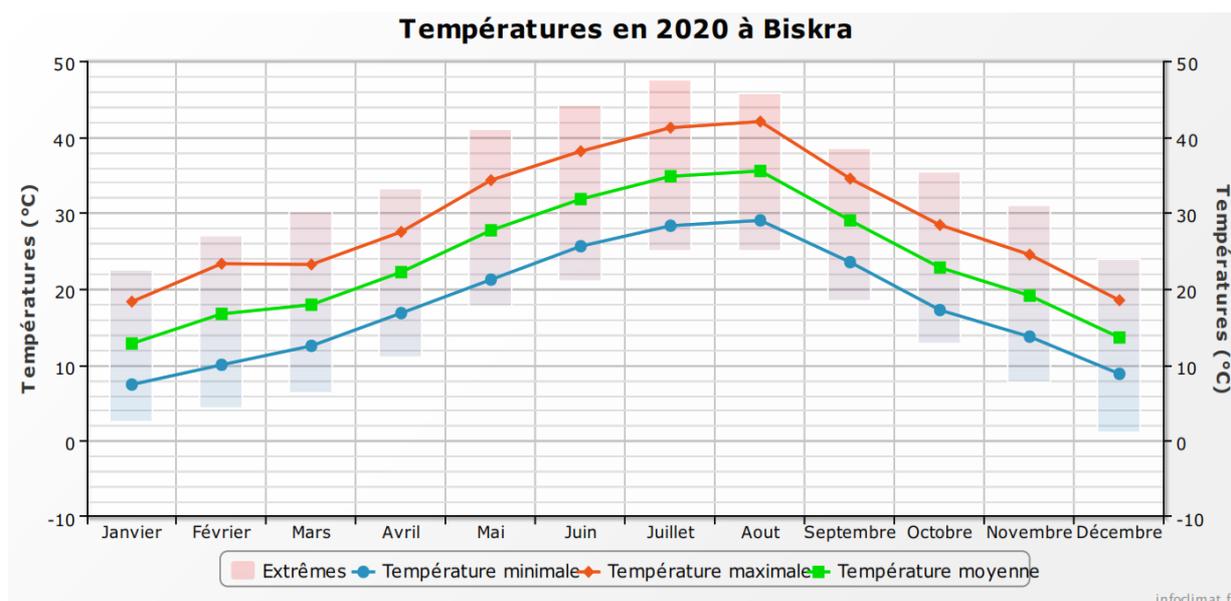


Figure 1.3 : Graphe de températures minimales, moyennes et maximales à Biskra 2020 (Infoclimat.fr)

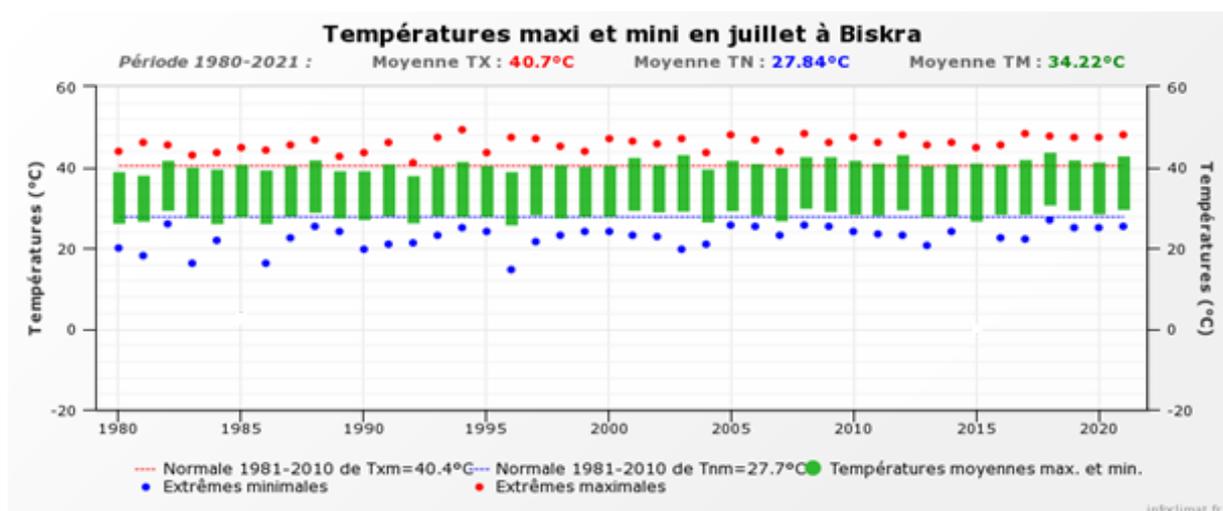


Figure 1.4: Graphe de températures maximales et minimales à Biskra de 1980 à 2021 (Infoclimat.fr)

On étalera les différents paramètres des ambiances extérieures et locales aux figures 3,4 et 5.

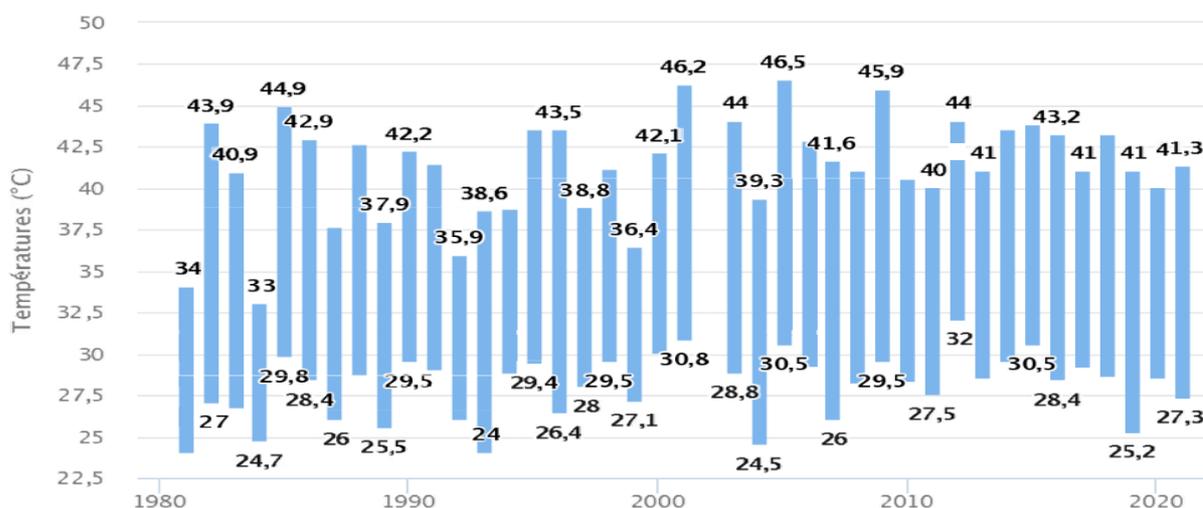


Figure 1.5: Graphe des pics de températures de Biskra entre 1980 – 2021 (Infoclimat.fr)

1.1 Grandeurs climatiques et régionales des chambres froides à Biskra

La répartition géographique des cultivars du palmier dattier n'est pas suffisamment étudiée et la demande cosmopolite sur certains d'entre eux aura des effets désastreux sur la longévité endurente de cette culture en s'appauvrissant génétiquement et en réduisant la diversité adonnée aux oasis. Les dattes sont très florissantes en constituants phénoliques, en qualité et en quantité, découvrant d'abondants horizons d'introspection perçant les évidences de production et commercialisation mondiale et d'usage traditionnel et médicinal [10].

L'Algérie, le plus grand pays d'Afrique et du bassin méditerranéen par 2 380 000 km² de superficie, un climat méditerranéen concerne le nord du pays, tandis qu'au sud règne un climat

désertique. La wilaya de Biskra est la capitale des Monts du Zab (Zibans). Elle est surnommée la reine des Zibans et la porte du désert, elle se situe à une altitude de 87 m au niveau de la mer, son climat est de type sec saharien, la pluviométrie est de 120 à 150 mm/an avec une température moyenne de 20.8 degrés Celsius, positionnée au Sahara septentrionale se situant entre les deux latitudes 30.5° et 35.5°. Biskra, appelé Vescera durant l'ère romaine, carrefour des échanges commerciaux rattachant les Zibans.

1.1.1 Climat de la région de Biskra

Le climat est la synthèse des conditions météorologiques d'une région donnée, caractérisée par les statistiques à long terme des variables de l'état de l'atmosphère. Le climat inclut un certain nombre de variables (la température, les précipitations, les vents, etc.) et se décrit comme un système où l'ensemble de ses variables sont liées. Les caractéristiques des zones climatiques changent avec de larges différences d'altitude à l'intérieur de régions montagneuses avec réduction brève de températures avec l'altitude mouvant de climat. Quant aux zones subtropicales (23.5° à 40°) le scientifique allemand Köppen a élaboré une classification en cinq climats principaux de A à E, celui de Biskra est un climat désertique (B). Située dans une zone de traversée, entre les climats modérés et subtropicaux, elle présente une gisante sensibilité au régime atmosphérique à cause de la grande variabilité des pluies saisonnières et annuelles, ayant un caractère aride et semi-aride de son climat à effets changeants. Le dérèglement climatique actuel provoque des catastrophes naturelles, ce qui prévient rudement l'environnement terrestre et la biodiversité ^[11].

N'étant pas à l'abri des effets du changement climatique d'emblée les villes sahariennes du Sud, à titre d'exemple la ville de Biskra (notre cas d'étude) est caractérisée par une faible précipitation avec une période d'échauffement s'étalant sur cinq mois, de mai jusqu'à septembre avec 42 °C comme température moyenne. Une diminution frappante des précipitations variant de 7 à 20% sur toute la plaine algérienne entre le début et la fin du siècle avec une augmentation de la saison sèche jusqu'à deux mois et demi ^[12], un réchauffement est distingué durant la durée (1931-2004) autour de 0.7°C au minimum et 1°C au maximum ^[13].

En 1987, l'Algérie a enregistré une élévation de la température de 2 °C sur l'ensemble de son territoire. Plus récemment, l'été 2015 a connu des journées caniculaires frappant les villes du sud, où la température a été inhabituelle atteignant le pic de 47 °C. Selon le ministère de l'Énergie et des Mines d'Algérie, cette hausse de température aggrave l'enjeu énergétique qui concerne la climatisation active. Les secteurs résidentiels et tertiaires représentent 45,7% de

la consommation énergétique. Selon la classification de Köppen¹⁵, la partie nord est caractérisée par un climat méditerranéen, tandis que le Sud du pays est caractérisé en majorité par un climat continental saharien, entre ces deux subsistent des climats de transition le climat semi-aride. À cette vaste étendue territoriale correspond une diversité de zones climatiques. Une classification du ministère de l’Habitat des zones climatiques en Algérie s’est scindée en zones climatiques d’hiver et d’été ^[14].

1.1.2 Paramètres environnementaux du local de conservation réfrigérante

L’Algérie est un pays de la zone subtropicale du Nord-africain. Son climat est très différent entre les régions (Nord, Sud, Est et Ouest). Il est de type méditerranéen sur toute la frange nord qui englobe le littoral et l’atlas tellien (étés chauds et secs, hivers humides et frais), semi-aride sur les hauts plateaux au centre du pays, et désertique dès que l’on franchit la chaîne de l’atlas saharien.

Tableau 1.1: Températures moyennes de l’air à la période (1994 -2008). (Station de Biskra)

Mois	J	F	M	A	M	JN	JL	A	S	O	N	D	Moy
T Moy Max °C	16,9	19,4	23,4	26,7	31,5	37	<u>41,0</u>	39,6	33,8	29	21,8	17,4	28.1
T Moy min °C	<u>6,84</u>	8	11,3	14,8	20,1	24,8	27,8	27,7	23,2	18	11,8	7,9	16.8
T Moy Mens °C	11.8	13.7	17.3	20.7	25.8	30.9	34.4	33.6	28.5	23.5	16.8	12.6	22.4

Tableau 1.2: Humidité relative moyenne de l’air à la période (1994 -2008). (Station de Biskra)

Mois	J	F	M	A	M	JN	JL	A	S	O	N	D	Moy
Humidité Relative Moyenne d’air (%)	57,6	48,6	41,6	37,5	32,3	28,1	26,1	29	40,5	48,2	53,7	60,6	42,0

En Algérie les précipitations sont caractérisées par une variabilité spatio-temporelle très marquante et une irrégularité au Sahara, ce dernier est l’un des déserts les plus chauds et arides du globe avec 12 mm de pluie et des températures élevées dépassant les 45°C, accusant des oscillations calorifiques incontestables et aussi par une faible humidité relative de l’air qui s’accroît récemment. Les vents sont relativement fréquents et leur vitesse est notable d’avril à juillet avec siroccos et vents de sable.

Par de sa situation géographique, le terroir biskri se distingue par une spécifique diversité de climat entre les endroits de la région nordistes et sudistes. Le climat de Biskra est chaud et sec, les minimas absolus ne rattrapent guère le zéro en période froide correspondant aux mois de décembre, janvier, février et mars, dont la température moyenne minimale est de 5°C.

Quant aux périodes chaudes, les maxima absolus devancent très souvent 45°C en juin, juillet et août et les minima absolus sont perpétuellement supérieur à 20°C [15].

En Algérie, pays dont la plus grande partie est désertique, les changements climatiques constituent une préoccupation majeure. En effet, de par sa position géographique, l'Algérie est exposée aux effets négatifs des changements climatiques et des émissions des gaz à effet de serre, notamment les inondations, la sécheresse et les températures élevées. Le pays connaît déjà une accentuation des sécheresses et donc l'aggravation des phénomènes de désertification, salinisation des sols, pollution des eaux superficielles [16].

1.1.3 Présentation des entrepôts

Les locaux de conditionnement des denrées sont trois modèles de construction en forme de hangars contenant respectivement 02 chambres froides (CS2r) avec SAS, 04 chambres froides (CS4r) avec hall de circulation et 06 chambres froides (CS6r) avec grand hall de circulation. Les équipements frigorifiques sont agencés au niveau de l'étage du SAS, hall de la circulation et grand hall de circulation avec plans d'architecture et vues mentionnant les trois modèles. Cette étude élucide les caractéristiques paramétriques des trois modes de réfrigération des dattes pour les modèles des 06 chambres froides positives des entrepôts (02, 04 et 06 chambres), poursuivie par la consommation énergétique relative aux coûts financiers avec les fluctuations disproportionnées des systèmes appliqués. En outre, les plans schématiques décrivent les échelles et donnent un visage de variantes entre les trois constructions. Ces entrepôts sont arrangés séparément en : 02, 04, et 06 chambres froides, que la température intérieure positive encadre 06 à 08 degrés de Celsius. Leur construction est semblable sur la superficie et le volume [17].

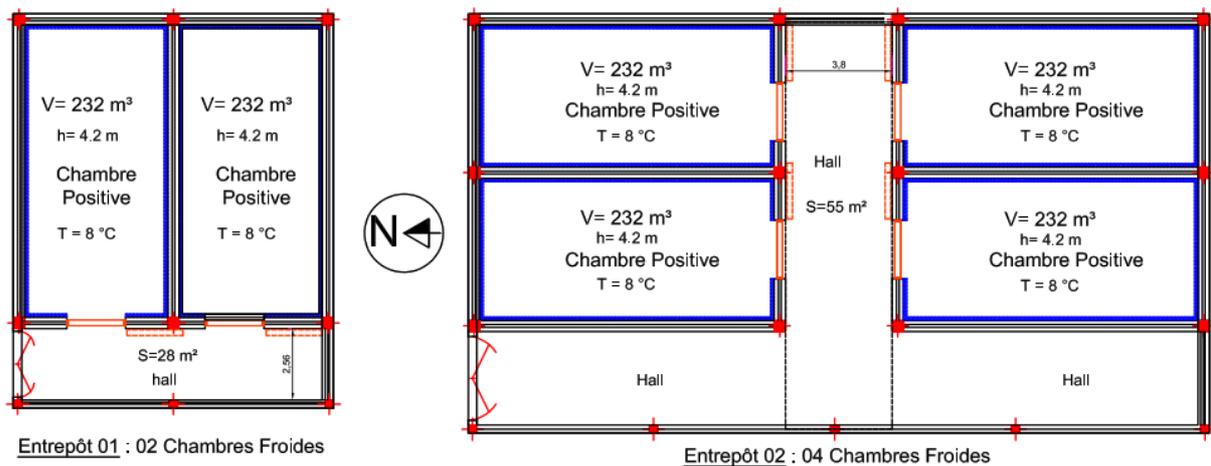


Figure 1.6: Vues en plan architecturales des modèles d'entrepôts CS2r et C4Sr

En outre, la structure d'assemblage est basée sur les matériaux locaux et régionaux comme le béton, les briques, et les panneaux "sandwich" frigorifiques ; ce qui est produit en Algérie en tant que produits nationaux et régionaux (Cimenteries et de Briqueteries à Biskra). Cette structure concerne l'enveloppe de la construction pour les bâtiments de refroidissement. Une des valeurs importantes à trouver est le coefficient total du transfert de chaleur K [18].

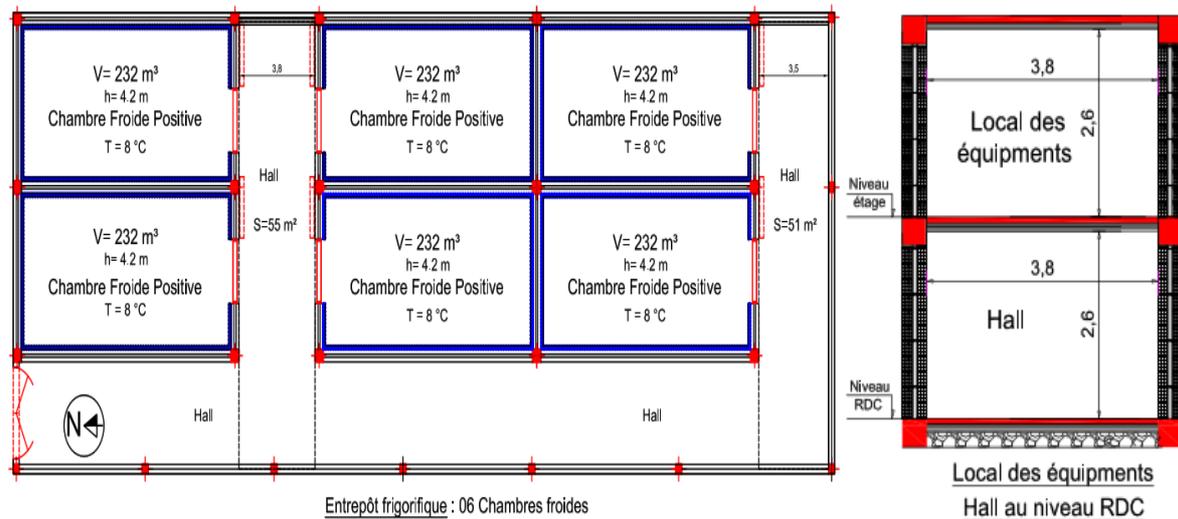


Figure 1.7: Vue en plan architecturale du modèle d'entrepôt CS6r et coupe type de niveaux

La nécessité de bien isoler les parois des locaux refroidis pour obstruer le flux de chaleur via ces parois et le rôle de l'isolation afin de limiter le flux thermique venant de l'extérieur. Selon les matériaux utilisés des locaux à isoler générant une économie énergétique résultante de l'isolation thermique dans le moyen terme. L'isolation thermique garantit trois principales diligences dans une construction : exhorter le confort et supprimer les effets de paroi, simplifier les consommations et rendre le local plus écologique en réduisant les rejets de pollutions.

1.2 Conditions climatiques, hygiène nutritive et données statistiques des dattes en Algérie

Les fruits naturels peuvent être de bons thérapeutiques guérissant plusieurs troubles car ils sont peu onéreux et faciles d'accès. Mentionnée dans le Coran, le Phoenix Dactylifera appartient à la famille des Arécacée (Palmacée) ; ses fruits, feuillages, noyaux, croûtes, et pollens ont des facultés antimicrobiennes, antioxydantes, anti-hyperlipidémies, anti gastro-intestinales, antidiabétiques, anticancéreuses, hépato-protectrices, neuroprotectrices, et néphroprotectrices. Leurs répercussions pharmacologiques globales peuvent être assignées aux bénéfiques ingrédients, telles que les flavonoïdes, les caroténoïdes, les éléments

phénoliques, les vitamines, les minéraux ainsi que les acides aminés, gras et organiques (potentiels pharmacologiques préventifs et curatifs) [19].

Présentant une large variance de texture, de forme, de couleur et de composition chimique en fonction du génotype, de l'environnement, des commodités et de la période de cueillette. La variété des dattes et leur valeur socio-économique impactaient particulièrement les oasis, où elles étaient un médian d'échange des populations. De nombreuses allégations référencant leur rang nutritionnel font état des propriétés antibactériennes, antifongiques, antitumorales, antiulcéreuses, antioxydantes et immunomodulatrices des dattes.

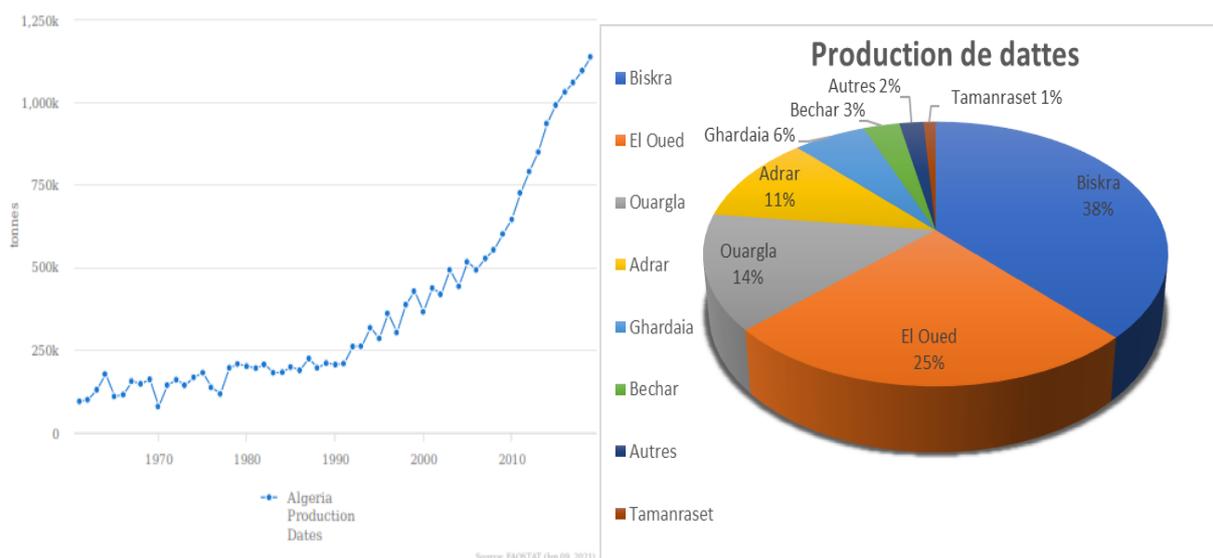


Figure 1.8: Courbe et Distribution de production de dattes en Algérie

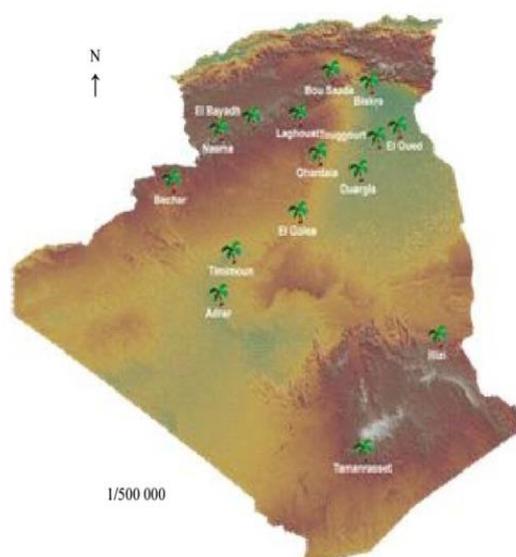


Figure 1.9: Carte des oasis phoenicoles en Algérie

1.2.1 Conditions climatiques intérieures de produits agroalimentaires

L'efficacité du froid s'exécute en amont du cycle d'approvisionnement nutritif dès la cueillette, le degré de température requis se soumet à la nature des denrées. Pour les fruits demeurant vifs après leur récolte, une réfrigération soudaine permet la persistance de leur métabolisme et la continuité de leur cours de vie ; la minimisation de la température s'accommode avec une meilleure attitude.

La renommée des fruits du palmier dattier (*Phoenix Dactylifera*) augmente, par conséquent, la demande de fruits du palmier dattier de haute qualité avec peu ou pas de traitement chimique est le sujet d'intérêt pour les producteurs et les consommateurs de dattes. La qualité du fruit du palmier dattier dépend beaucoup de sa manipulation et de son traitement post-récolte. Pour éviter la dégradation et le maintien de la haute qualité des dattes pendant le stockage, des processus de cueillette et de post-moisson appropriés sont nécessaires. Le processus doit contrôler les facteurs biotiques et abiotiques tels que les insectes, les champignons, la température, ainsi que la manipulation et le traitement des dattes. L'appel au froid consent d'étendre la période de survie des produits alimentaires et de hausser la sécurité hygiénique et salubre par la réfrigération des denrées. Les paramètres primordiaux déterminant le milieu intérieur du local réfrigéré sont la température intérieure, l'humidité relative et la vitesse de l'air intérieur du local frigorifique.

Dans ce chapitre on étalera les différents paramètres des ambiances de conservation intérieurs et extérieurs des locaux frigorifiques ainsi que les recommandations du respect de la chaîne frigorifique. Des épilogues et visions sont aliénés au dénouement du chapitre.

1.2.1.1 Température de conditionnement

Les températures de réfrigération et de conditionnement s'envoûtent à la délicatesse des produits et leur sensibilité ; ceux à haute susceptibilité préconisent des températures accommodées prohibant des perturbations métaboliques qui raccourcissent leurs ères de vie (8 à 12 °C). Celles à sensibilité moyenne peuvent se pallier jusqu'à 4 à 6 °C. D'autre part les aliments à faible sensibilité décroissent à une température de 2 à 3 °C. La non-conformité à ces exhortations peut entraîner des altérations tels que des décolorations, des retards de maturation, des ternissements et des pertes de saveur. Les conditions apogées à maintenir dans les chambres d'entreposage de courte ou de longue durée dépendent de la nature du produit, de la durée de son stockage et de son emballage.

Les températures d'entreposage de conditionnement réfrigéré des denrées alimentaires

périssables des fruits et légumes frais se situent entre +6 °C et +10 °C.

Avant l'opération d'emmagasiner des dattes dans les locaux froids, on opère par préparation des denrées par pré-refroidissement qui comprend une réfrigération vélocité par air contraint de moins de 10 °C. Le stockage se fait dans les chambres froides avec des températures organisées diapason de l'ère de conditionnement considérée. Les températures de conservation des dattes sont comme suit selon les directives de Meunier.

Tableau 1.3: Températures et durées optimales pour la conservation des dattes

Température	Durée de conservation
26 - 27°C	1 mois
15 - 16°C	3 mois
6 - 8°C	6 mois
4 - 5°C	8 mois
2 - -3°C	1 an
-17 - -18°C	Plus d'un an

1.2.1.2 Hygrométrie de stockage

Second paramètre concluant que la température, l'humidité relative exhorte un énorme effet sur l'attitude des denrées entreposées dans un local frigorifique. L'évaporation entraîne la perte du poids avec l'accroissement de l'humidité relative dans l'air de la chambre froide. La contribution de ses valeurs supérieures à la croissance et la prolifération des micro-organismes dans le domaine de températures culminantes des chambres froides. L'entreposage des dattes à des températures nécessite une humidité relative de 65 à 75% pour éviter l'absorption d'eau avec des humidités élevées et leur dessèchement avec des humidités basses. Notre sélection se portera sur une valeur moyenne d'humidité relative de 68% à l'intérieur du local froid.

L'humidité relative de l'air est désignée par le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume d'air à la masse maximale que ce volume saturé pourrait contenir à une température identique. L'humidité relative influe notablement sur les fraîcheurs et couleur de denrées. Pour conserver au mieux les denrées, elles doivent être soumises à un climat favorable par l'humidité relative de l'atmosphère, par sa composition, par une présence bactérienne infime (P. Meunier, 1973) [20].

1.2.2 Hygiène et agencement de conservation

Les dattes amenées à la section de conditionnement sont entreposées, afin d'instituer un réservoir de sécurité pour l'activité continue et l'exercice de l'unité. La récolte brute est acheminée en caisses ou en régimes avec un certain pourcentage de dattes prématurées, les régimes sont entretenus à part. L'exploitation du froid pour entretenir les aliments afin de concourir au maintien de la qualité du produit et préserver sa fraîcheur en retardant le développement des micro-organismes et les réactions chimiques et enzymatiques [21].

Les préceptes de réfrigération à air assurent l'harmonie des courants d'air au niveau des empilements d'emballage et d'emboîtement (caisses, cageots, caisses, cagettes, boîtes, cartons, coffrets, caissons, palettes, barquette...) au risque de jaillissement de points chauds au cœur de l'amas d'emballage, d'où la recommandation d'utiliser des stores et des capes contraignant l'air froid à circuler dans les pores, espaces et vides entre les denrées disposées et agencées en alignement avec homogénéité. Les matériaux d'emballage tels que le papier, le carton, le bois, le textile, le fer, le verre, le plastique, les alliages et les peaux animales.

Toutefois, les restrictions sont plus sévères et les choix sont assez spécifiques pour l'alimentaire qui est adapté aux contraintes de leur nature, fragilité, vulnérabilité et affinité. L'emballage a un rôle fondamental et essentiel pour la commercialisation des dattes dont la mission primordiale est de protéger les aliments des irrutions extérieures (poussières, chocs, chaleur, lumière, humidité, air agressif.), il consent d'accroître la conservation du fruit et retarder sa dégradation de la qualité en garantissant sa sécurité (qualité organoleptique) [22].

1.2.3 Données statistiques agroalimentaires des dattes en Algérie

À vocation agricole dont la principale culture est la phœniciculture (culture du palmier), la variété Deglet-noor est de renommée mondiale connu à la région de Tolga, l'activité économique de la wilaya est surtout axée sur l'agriculture avec la culture des dattes. Le nombre de palmiers dattiers dans la wilaya est de 4 213 332 dont 2 585 257 Deglet-noor.

Le maraîchage : la culture des légumes sur une superficie de 15 325 ha dont 3 100 ha concerne la plasticulture (légumes de tomate, piment, poivron, aubergine et courgette). Les caractéristiques agropastorales la wilaya dispose d'un important cheptel à savoir ovin, caprin, bovin, cameline et l'aviculture chère et ponte.

La spécificité de la région des Zibans est la production des dattes de la variété Deglet-noor, meilleure qualité de datte au niveau mondial. La superficie agricole totale de Biskra est de 1 652 751 ha, soit 77% de la superficie totale de la wilaya de Biskra (DPAT Biskra, 2014)

dont la surface agricole utile (SAU) atteint 160 000 hectares, possède un patrimoine phœnicicole composé de 3 818 863 palmiers dattiers productifs avec 50% situés spécialement en région de Zeb Gharbi (Tolga, Foughala ...).

La palmeraie oasienne de Biskra a vu une amélioration renversante en matière de quantité de palmiers productifs grâce aux opérations de mise en valeur de grandes superficies après la promulgation de lois et programmes gouvernementales cadrés par l'APFA (Accession à la Propriété Foncière Agricole), la GCA (Générale des Concessions Agricoles) et du PNDA (Programme Nationale du Développement d'Agriculture) ; ainsi que l'envoûtement et la motivation de la population locale. Les statistiques agricoles de phœniciculture significativement ces dernières décennies. L'Algérie au 5^{ème} rang mondial recèle un florissant patrimoine en palmiers dattiers et une production nationale de 960 7846 tonnes.

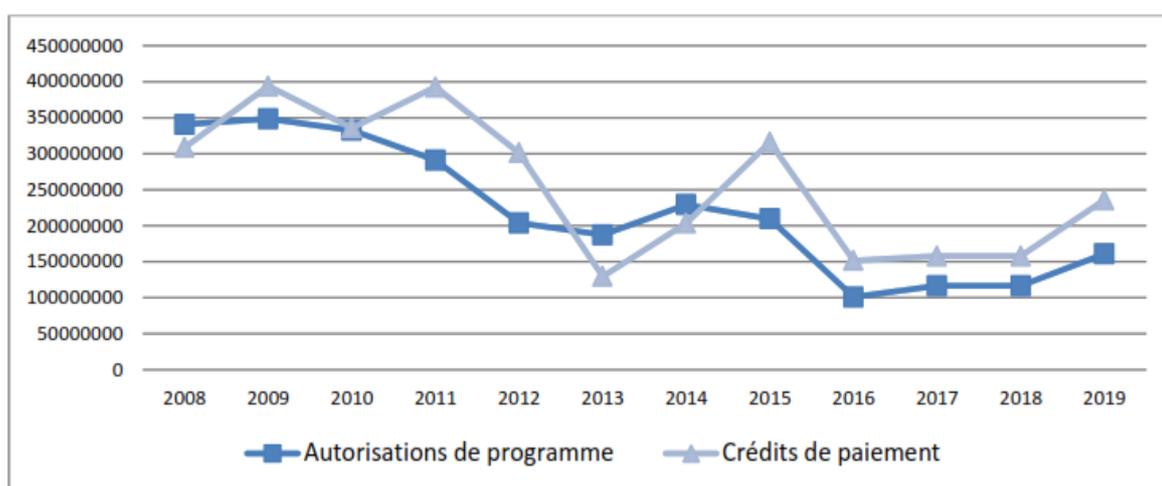


Figure 1.10: Evolution du budget annuel de l'agriculture et l'hydraulique en Algérie en 1000 DA

Tableau 1.4: Evolution des Productions Agricoles MADRP* 2017 (en Tonnes)

Produits	1995-1999	2011-2015	Croît en %
Céréales	2 590 044	4 196 602	62
Légumes secs	44 338	88 008	98
Légumes frais	2 113 454	11 321 378	436
Pomme de terre	1 078 757	4 436 260	311
Raisins	203 600	509 827	150
Olives	217 100	547 984	152
Agrumes	432 650	1 202 486	178
Dattes	365 600	857 441	135
Lait (1000 l)	1 583 500	3 700 000	134

Source : MADRP (2017)

* MDRP 2017 Statistiques de l'année 2017 du Ministre de l'Agriculture et du Développement Rural

L'Algérie recèle un florissant patrimoine en palmiers dattiers et se classe au 5^{ème} rang mondial avec une production nationale de 960 7846 tonnes (MADRP 2017). Les prévisions, pour 2019 ont été estimées à 1 256 855 tonnes (MADR). Le quota variétal de Deglet-noor est de 50 à 58% du patrimoine national. En perspective future, l'Algérie pourrait se classer premier en se spécifiant leader des dattes de qualité sur le marché international par sa commercialisation.

1.3 Sécurité, stockage réfrigéré et chaîne de conservation frigorifique des dattes

La sécurité alimentaire est une mission envers les consommateurs ; les hommes s'organisent dans l'espace et dans le temps pour obtenir et pour consommer leur nourriture [23], Phoenix dactylifera, palmier dattier, fait partie des espèces les plus importantes de la famille des palmiers (Arecacée), qui comprend environ 200 genres et plus de 2 500 espèces [24].

Le nom de l'espèce a été inspiré par la forme de doigt de main du fruit et le genre d'oiseau mythique de la Grèce ancestrale. Elle est une espèce monocotylédone à longue durée de vie et un arbre des plus apprivoisés. Ce genre durable et dioïque représente un galet saillant de l'économie dans certains pays d'Afrique du Nord et du Moyen-Orient. Plus de 100 millions d'arbres sont cultivés dans le monde sur une superficie de près de 1 million d'hectares. La production mondiale annuelle de dattes a atteint 8 millions de tonnes, ce qui représente plus de 1 milliard de dollars US [25].

1.3.1 Sécurité agroalimentaire des aliments

Autour du globe, l'insécurité agroalimentaire opprime l'humanité où la pauvreté mortifie les esprits des populations à faillir de manger occasionné par l'affaiblissement des ressources naturelles, impliquant des migrations de masse à la recherche de nourriture élémentaire créant une instabilité politico-économique. Le changement climatique détériore la biodiversité et l'environnement en amenuisant la productivité et gâchant la subsistance par altération et dilapidation.

Le froid garantit une sauvegarde prolongée de produit alimentaire réfrigérée à risque sanitaire d'origine microbien avec phases de production, d'entreposage, de transport, d'attribution et de consommation. Un processus de sécurité alimentaire se construit un enjeu et met en œuvre un ensemble d'actions visant à l'améliorer en agissant sur ses différentes dimensions. La sécurisation alimentaire se base sur cinq modèles : domestique, de proximité,

commodité (filières vivrières), agro-industriel et modèles de qualité différenciée (par l'origine, naturaliste et éthique) [26].

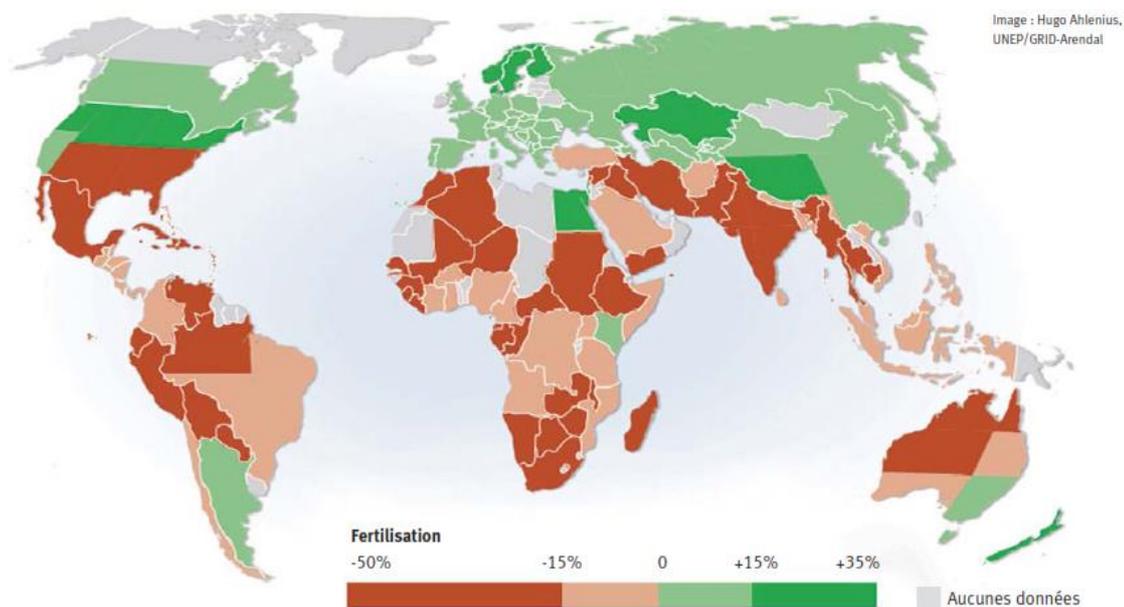


Figure 1.11: Désordre prévu de production agricole en 2080 dû au changement climatique (W. R. Cline)

Tableau 1.5: Incidence de malnutrition pour les pays en voie de développement [27]

Incidence de la sous-alimentation, pays en développement												
	Pourcentage de la Population						Million					
	90/92	2003/05	99/01	2015	2030	2050	90/92	2003/05	99/01	2015	2030	2050
	SOFI 08						SOFI 08*					
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
Pays en voie de développement	-	16.3	17.0	11.3	8.1	4.8	813	823	810	664	556	370
Afrique Sub-Saharienne	-	30.5	32.0	22.3	13.9	7.0	169	213	202	204	174	118
<i>Hors Nigeria</i>	-	35.8	37.6	26.5	16.1	7.9	154	200	190	196	165	110
Proche-Orient / Afrique du Nord.	-	7.9	8.1	6.1	5.0	3.2	19	33	31	31	31	24
Amerique latine & Caraïbes	-	8.3	9.7	6.9	4.4	3.1	53	45	50	43	31	24
Asie du Sud	-	21.3	21.1	13.8	10.2	5.2	283	313	289	238	206	118
Asie de l'Est	-	11.3	12.7	7.1	5.1	3.9	290	219	237	149	115	87
<i>Hors Chine</i>	-	15.0	17.0	12.8	8.8	5.3	112	97	105	93	72	46

* Les nombres absolus diffèrent de ceux publiés dans SOFI08 car ce dernier inclut dans les pays en développement l'Asie centrale et occidentale de l'URSS
SOFI : Etat de l'insécurité alimentaire (State of Food Insecurity)

1.3.2 Stockage réfrigéré des dattes

Les denrées doivent réunir des exigences vitales pour une conservation correcte et salubre. Il faut d'abord que le produit à conserver ait les caractéristiques et profils suivants :

Sain : on ne doit conserver que les produits de première qualité, c'est-à-dire ceux de la récolte afin qu'ils restent conservés intacts.

Précoce : il est nécessaire que les produits soient le plus rapidement possible mis au froid par son entreposage prévu pour le court ou long terme en fonction de la nature du produit et de telle sorte d'alléger la différence de température du fruit.

Continu : il est essentiel de soumettre le produit à un froid continu incessant du début à la fin.

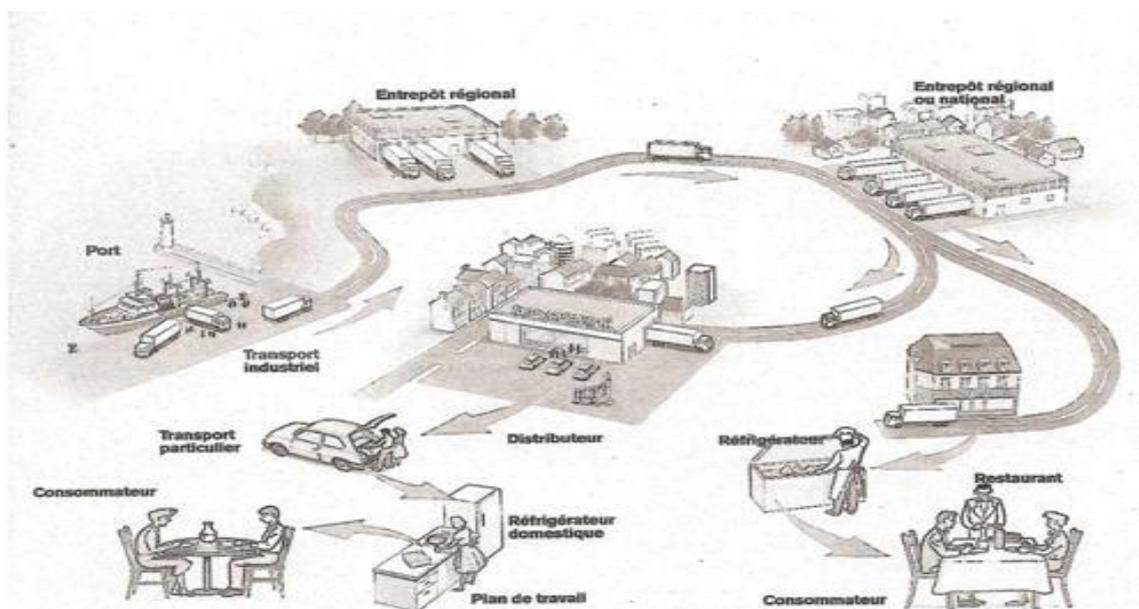


Figure 1.12: Cheminement du transport des produits frais (P. Meunier)

1.3.3 Chaîne de conservation frigorifique des denrées

La chaîne de froid ou chaîne frigorifique est l'ensemble des opérations logistiques et domestiques (transport, manutention, stockage) visant à maintenir un ou des produits alimentaires à une basse température pour assurer le maintien de sa salubrité et les qualités nutritionnelles et organoleptiques. Le froid limite la propagation des micro-organismes, les denrées alimentaires périssables doivent être maintenues entre 0°C et +4°C pour les produits très périssables (viandes, volailles, lapins, préparation de viande, produits traiteurs frais, charcuterie cuite ou à cuire, laits pasteurisés, fromages frais...) et inférieur à +8°C pour les denrées périssables (beurre et matière grasse, desserts lactés, produits laitiers frais autres que les précédents...). L'intérêt du terme « chaîne » est de souligner l'importance de la continuité des étapes afin qu'aucune d'entre elles n'occasionne une anomalie alimentaire. En effet une rupture de la chaîne du froid peut entraîner des risques pour la santé du consommateur comme

des intoxications dont les effets varient selon la fragilité de l'individu, pouvant être de la diarrhée, de la fièvre et même la mort dans des cas d'intoxications importantes.

1.4 Durabilité, préservation du milieu et utilisation des énergies renouvelables

Le froid garantit une conservation prolongée des aliments et de denrées réfrigérées au risque sanitaire d'origine microbiologique avec des phases de production, d'entreposage, de transport, de distribution et de consommation. Les denrées éphémères se conservent rafraîchies avec fin de date de consommation (DLC). L'obligation de protéger et de préserver le milieu environnant et de la biodiversité concrétise un équilibre essentiel à la vie sur terre par la préservation des espèces animales et végétales, le maintien des équilibres biologiques des ressources naturelles contre toutes les provenances de dégradation de menace d'ordre général par une grande palette d'outils de gestion et de conservation des milieux ce qui engage la responsabilité des politiques et d'exécutifs d'états, et des populations pour leur survie.

Les énergies propres engendrent des privilèges environnementaux en allégeant les charges monétaires énergétiques et notamment électriques pour le bien-être de l'humanité, l'équilibre des écosystèmes de la faune et flore ainsi que la biodiversité terrienne. Les produits alimentaires doivent également être triés et stockés en fonction de leur nature et de leurs conservations. La durabilité est rappelée dans le cadre de la production agricole avec considération des ressources et des procédés écologiques pro agraires.

1.4.1 Durabilité de stockage des produits alimentaires

Les aliments nutritifs naturels peuvent se conserver pendant une longue période (DLC) à température ambiante. Ils comportent une date de durabilité minimale (DDM), la date passée la denrée perd de ses qualités gustatives ou nutritives sans pour autant constituer un danger pour celui qui la consommerait. Les denrées périssables souvent riches en eau et sensibles se conservent au frais présentant une date limite de consommation (DLC). En revanche, elle pourra avoir perdu tout ou partie de ses qualités nutritives, organoleptiques, gustatives ou physiques, telles que le goût ou la texture. L'emballage doit indiquer la date et la référence à l'endroit requis. La prolifération des micro-organismes se répand par les approvisionner en accès libre de nourriture, chaleur, oxygène et humidité. Les procédés prédits par la réglementation et la normalisation prévoient un blocage des micro-organismes et de servir les produits consommables.

Le conditionnement par le froid se manifeste par stopper ou retarder la manœuvre cellulaire des microbes et éliminer partiellement ou totalement l'humidité contenue dans les produits afin d'éviter le développement des micro-organismes, d'abolir et de neutraliser l'altération des aliments pour allonger leur période de survie et la consommation hygiénique et salubre.

1.4.2 Préservation du milieu environnemental

Depuis plusieurs années, des objectifs de préservation écologique se poursuivent avec des projets territoriaux de développement durable et environnemental liés aux écosystèmes terrestres, des milieux et des ressources pures tout en luttant contre le changement climatique et le rejet des gaz maléfiques. La biodiversité est une angoisse relativement inédite, Beaucoup de recherches d'études sont en cours de réalisation à plusieurs divers rangs, locaux, nationaux ou internationaux, pour chiffrer et évaluer les écosystèmes de la biodiversité selon divers paliers et adversités. Cette thématique ayant des indicateurs et indices associés en permanente mutation. Les collectivités locales sont les premières instances à avoir des compétences territoriales directement liées à la protection des milieux et des ressources, cette finalité consolide leur savoir-faire destiné à cette mission attribuée au cadre de vie et aux déchets. Cette fiche précise les liens entre cette finalité et les objectifs de développement durable (ODD), cadre d'action pour le développement durable à l'horizon 2030.

La problématique de la préservation des ressources naturelles se manifeste avec priorité et intensité impliquant les droits de l'homme à la nourriture, le financement pour une vie décente et à la pérennité écologique. L'alimentation s'axe sur l'agronomie des superficies cultivables et leurs ressources hydriques préservées dans la continuité pour ravitailler les générations consécutives. Des obstructions complexes à plusieurs facettes d'ordre politique, budgétaire et existentiel incombent à ces orientations de survie et subsistance procurant des dévastations et méfaits destructrices de ces derniers. La complication reste fatidique pour prendre des mesures et dispositions incontournables pour remédier à ce dilemme afin de protéger ces ressources naturelles alimentaires.

1.4.3 Utilisation des énergies renouvelables

L'incertitude du cours des prix des énergies fossiles constitue un péril de la constance de la régulation économique et de l'équilibre financier, de ce fait les sources d'énergie renouvelables (la géothermie, le solaire, l'éolien et l'hydroélectrique...) s'annoncent comme alternative idéale et mesure de protection budgétaire pour stabiliser le coût énergétique avec

soulagement de notre écosystème environnemental, tout en sélectionnant l'énergie la plus adaptée à ses besoins et à ses possibilités.

L'exploitation des énergies renouvelables milite contre le réchauffement climatique et génère peu de polluants. Certes, les énergies renouvelables sont contestées pour leur faible efficacité énergétique et leur coût exaucé de production court terme, mais elles sont particularisées par une disponibilité fluctuante (intermittence). Cependant, provenant de phénomènes naturels elles doivent être aptes de stocker l'énergie dont la complexité est complexe et manifeste.

L'énergie solaire étant gratuite, disponibles en grande quantité, inépuisable et non polluante à bon escient peut se substituer aux énergies fossiles par ses rayonnements solaires sur des capteurs thermiques ou photovoltaïques assemblées aux mécanismes de conversion et d'accumulation afin de remédier aux besoins thermiques. La géothermie découlant du déracinement de l'énergie renfermée dans l'eau des cavités du sol sous terre, dépendant de la profondeur où puiser avec des températures de 30 à 150 °C à des profondeurs de 10 à 100 mètres permet de produire de l'électricité exploitée par les pompes à chaleur. D'après les statistiques nationales les divers gisements des ressources renouvelables sont accessibles localement et régionalement sont présents en quantités significatives, particulièrement pour des prestations thermiques et simplement électriques.

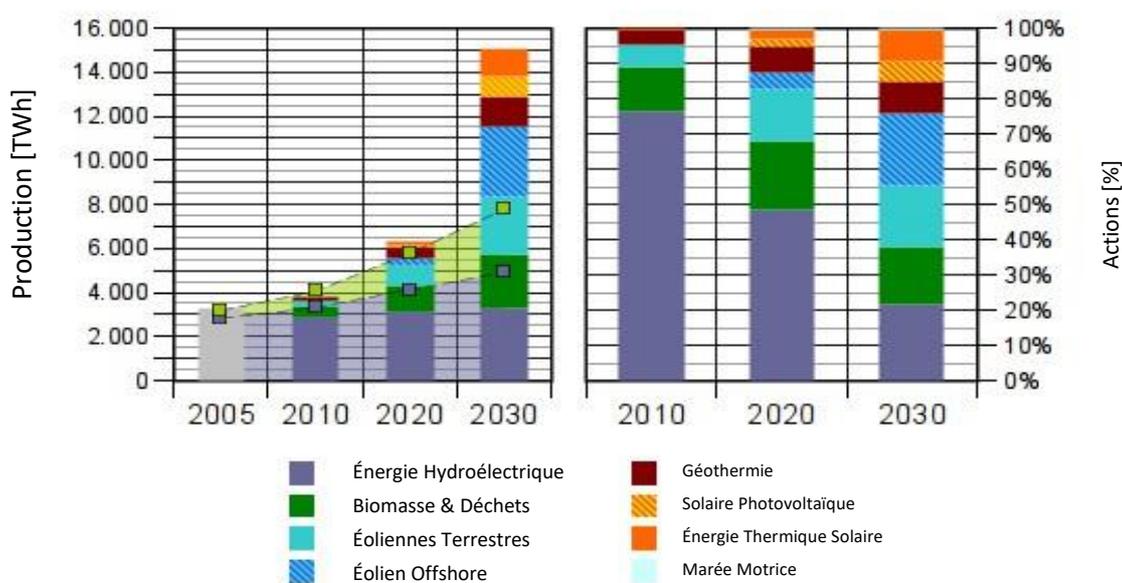


Figure 1.13: Développement de production d'électricité des énergies renouvelables (AIE, 2007)

1.5 Conclusion

La littérature scientifique révèle la surabondance et la valorisation de la culture du palmier dattier. L'Algérie est un pays climatiquement semi-aride dans l'oasis, de ce fait les conditions climatiques du pays sont idéales pour sa culture [28]. La Phœniciculture du palmier dattier algérien a existé durant des siècles, les cultivars oasiens des Zibans de Biskra se sont spécialisés dans les fruits de Deglet-noor dont une production nationale annuelle opulente en récolte de dattes de plus d'un million de tonnes [29]. Des paramètres climatiques extérieurs régionales imposent une conservation d'entreposage dans des locaux frigorifiques les dattes qui sont des vivres très nutritifs et diététiquement complaisantes [30]. Fruit des plus nutritive et des propriétés immunomodulatrices. Suite à la récolte l'essor des traitements et des managements d'entreposage et de conservation de dattes (couleur, saveur et texture), ainsi que leurs industries transformatrices [31]. Une conservation à une température intérieure optimale de 4 à 8 °C, une humidité de 65 à 78 % et une vitesse d'air à l'intérieur pour remédier [32].

La nécessité de sauvegarde des fruits dattiers est encouragée par plusieurs éléments de requête par des habiletés de traitement et de conservation, résumé à ces aménagements :

- i) Le maintien des dattes pour l'entreposage à long terme en plus de la durée de récolte au cours des périodes de consommation ;
- ii) L'agrandissement du gain de la productivité des dattes par la rentabilité économique pour les cultivars et opérateurs ;
- iii) La réduction des pertes de dattes dégradées incombées aux divers dommages encourus durant et post moisson ;
- iv) La disponibilité nutritive des dattes de bonnes qualités au long de l'année.

Les dattes sont très riches en composés phénoliques en qualité et quantité qui ouvre beaucoup de champs de recherche en termes de nouvelles utilisations potentielles. Cette étude vise à relater les différents liens entre la moisson et la conservation des dattes et de quérir à garder les propriétés nutritionnelles de base aux temps d'entreposages différents. D'où nous préconisons les recommandations suivantes :

- Œuvrer pour la quantité et la qualité des dattes pour les cultivars dattiers qui ouvre beaucoup de champs prospectifs de nouvelles techniques de rendement et de cueillette,

- Géopositionner les industries agroalimentaires d'emballage de denrées et de conversion et transformation de sous-produits et dérivés en encourageant la bioindustrie,
- Promouvoir les structures de l'agriculture des dattes et leurs marchés commerciales et accompagner les investissements des phoeniculteurs et les industries afférentes,

Se conformer aux dispositifs de respecter la chaîne frigorifique durant le conditionnement, le stockage et le transport des dattes.

Chapitre 2

Techniques et état de l'art des systèmes de réfrigération

Depuis l'époque moyenâgeuse, la conservation alimentaire convoite à traiter les aliments de telle façon qu'ils ne se délabrent pas en se servant des procédés de préservation tels que le froid ou la chaleur emmenant à mieux conserver les qualités supérieures et les saveurs des aliments. Pendant l'hibernation, les glaçons des lagon et des ruisseaux étaient fractionnés et sauvegardés jusqu'à l'été souterrainement dans des caves et grottes profondes. Ces glaciers favorisaient à réfrigérer et entretenir les denrées en été. Actuellement grâce aux facultés technologiques, il nous suffit d'installer nos aliments nutritionnels dans un réfrigérateur pour les maintenir au froid et éviter leur détérioration. Un frigo est un appareil qui permet de réfrigérer les aliments entreposés en captivant la chaleur qu'ils renvoient. Dans la cuisine, le réfrigérateur résidentiel sert à garder les subsistances en retardant leur préjudice et en délimitant la prolifération des microbes, le frigo domestique a été inventé en 1876 par Carl Paul Gottfried Von Linde (un ingénieur allemand). D'autres concepteurs s'octroient ce gré, vu que cette technologie a mis du temps à se répandre. Le premier réfrigérateur domestique fabriqué industriellement est le Domelre, en 1913 par Frederick William Wolf de Chicago.

Universellement, le réfrigérateur est présent dans la majorité des habitations, il est devenu maintenant primordial à cause de son efficacité de conservation. Les sources d'énergie utilisées par l'homme sont d'origine classique fossile (gaz, pétrole, charbon...) ou l'énergie de genèse nucléaire (fission et fusion ou thermonucléaire) est à suppléer. Les différents accords environnementaux interdisent l'utilisation de fluides frigorigènes usuels, Il est donc approprié de mener des recherches de nouvelles solutions de production du froid assurant une haute efficacité énergétique et un faible impact écologique [33].

En substitution aux énergies fossiles les énergies propres s'annoncent en vœu des terriens « l'écologie devient le moteur du développement économique ». Les dernières technologies renouvelables novices telles que thermiques solaires et électriques solaires incluant la thermomécanique, l'absorption, l'adsorption et autres nourrissent des dénouements possibles du point de vue efficacité énergétique et potentialités économiques. Les énergies d'origine renouvelable telles que bio-massique (biomasse sèche, biomasse des espèces vivantes du milieu naturel, matières organiques et biocarburants), hydromécanique (fleuves, barrages et conduites forcées), éolienne (vents), solaire (conversion d'énergie en électricité ou chaleur : solaire photovoltaïque, thermique et thermodynamique), géothermie et marémotrice (mare thermique).

L'énergie solaire a deux inconvénients l'intermittence et la dispersion, toutefois le

rendement et le stockage calorifique rentable sont les principaux facteurs dans l'utilisation de l'énergie solaire.

L'objectif de ce chapitre, en premier est d'analyser et de recenser l'état de l'art des machines et systèmes de réfrigération en présentant les divers modèles de production de froid classique standard et à fonction non conventionnelle, tels que les systèmes standards, thermomécaniques, thermoélectrique, magnétique, thermiques et photovoltaïques. En second de s'aiguiller vers les systèmes frigorifiques classiques, par adsorption et par absorption ; d'autres différentes techniques de réfrigération seront mentionnées à spécificités frigorifiques relatives. En finalité sera une conclusion avec recommandations et visions.

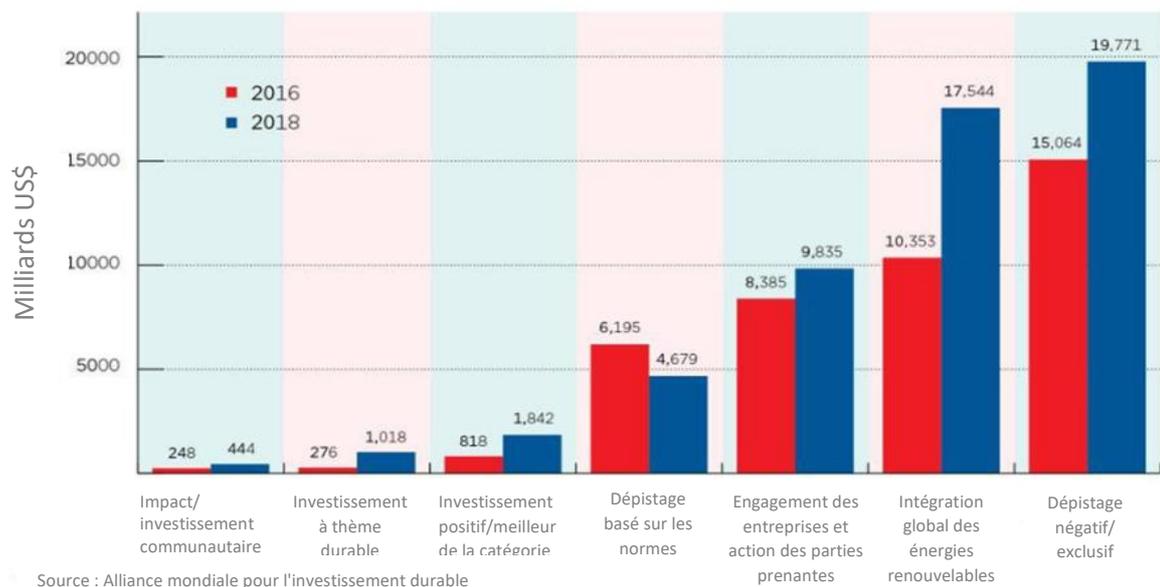


Figure 2.1: Croissance mondiale des stratégies d'investissement durable (2016-2018)

La réfrigération évoque sur le plan budgétaire un éminent et perpétuel fardeau dans notre mode de vie, le froid industriel représente 15,4 % de la demande mondiale (45 % résidentiel et 39,5 % tertiaire) (AIE), dans l'activité agroalimentaire, les besoins du froid avoisinent 50% des utilités électriques Le thème de la machine frigorifique date du milieu du dix-neuvième siècle en faveur à Lord Kelvin.

2.1 Machines frigorifiques classiques

Ce sont les préceptes frigorifiques les plus communs dans le champ d'application. Dans un circuit frigorifique à compression, un agent frigorifique traverse le circuit qui lui est

destiné en subissant diverses transformations d'état. L'installation frigorifique à compression se base sur l'effet physique par la nécessité de l'énergie thermique pour la mutation de ce fluide de l'état liquide à l'état gazeux. L'évaporateur absorbe de la chaleur dans l'espace cloisonné afin de le refroidir. En différenciant la pression au moment de l'évaporation et de la condensation, on aligne la température de manière à inciter une migration de chaleur de la zone froide envers la chaude. La condensation du fréon permet de dégager à nouveau de la chaleur.

La substitution du compresseur à piston par ceux à vis, scroll, turbo ou à jet de vapeur permet d'élever la pression. L'activité fonctionnelle de la machine à compression mécanique de vapeur est fondée sur le cycle Carnot inverse, la compression de l'agent frigorigène s'opère mécaniquement. La distinction de pression, entre l'évaporateur et le condenseur, s'acte par le compresseur et enfin le détendeur qui entraîne à la basse pression. La température d'évaporation du fluide résultant est plus basse que celle du frigorigère à l'évaporateur (absorption de chaleur), d'où le transfert calorifique. Une température de condensation plus élevée de l'agent réfrigérant par rapport à la température du milieu du condenseur provoque l'échange (rejet de chaleur).

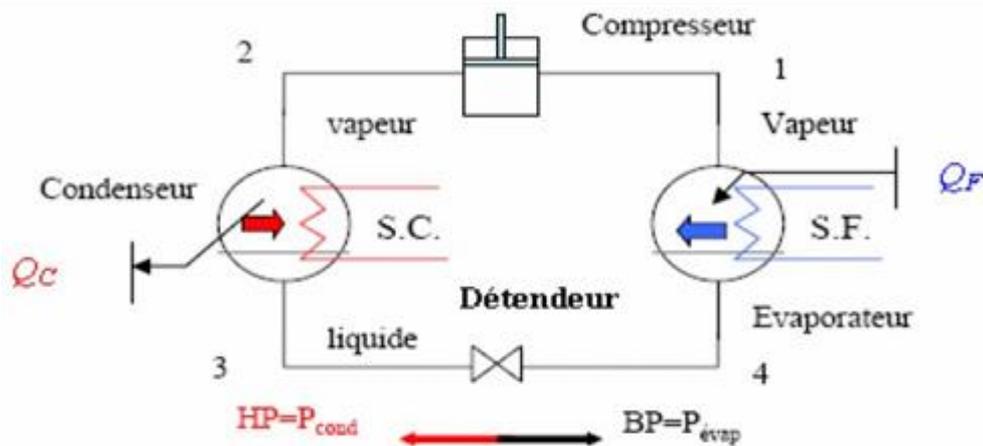


Figure 2.2: Schéma de principe d'une installation frigorifique à compression simple

L'évaporateur organe indispensable de production du froid (le réfrigérant se vaporise à pression $P_{\text{évap}}$ en absorbant la chaleur Q_f se trouvant à l'intérieur du frigidaire où l'air se refroidit) (1) ; Le compresseur comprime le fluide à l'état gazeux à une pression $P_{\text{cond}} > P_{\text{évap}}$, le fréon gazeux d'une température augmente $T_2 > T_1$ (2) ; Le condenseur en serpentin où circule le gaz froid en dégageant de la chaleur Q_c au contact indirect, causant la liquéfaction du gaz (3) (passage à l'état liquide). Le détendeur concède de diminuer la pression et la

température du liquide frigorigène à ses valeurs initiales P_{évap} et T₁₍₄₎ (Figure 2.2).

Un fluide frigorigère se véhicule dans un circuit fermé et inverse son état aisément ordonné par la pression, une installation frigorifique classique, se base sur quatre éléments vitaux composant ce circuit fermé destiné à fournir du froid, la compression mécanique d'une machine frigorifique classique se base surtout sur les types de compresseurs qui se distinguent en quatre modèles :

2.1.1 Compresseur à piston

Equipant des réfrigérateurs sans toutefois omettre l'utilisation pour le froid commercial (faible et moyenne faculté) ainsi que les modules de fourniture d'eau glacée des centrales de traitements d'air.

2.1.2 Compresseur à spirale (Scroll)

Qualifié pour leur faible niveau acoustique discret, il est destiné à la climatisation distinguée par l'aspect allongé de gabarit avec un potentiel le conditionnement d'air split-system ou central de traitement d'air.

2.1.3 Compresseur à vis (volumétrique)

L'hélico-compresseur ou à vis incarne la famille des machines volumétriques (rotatif) ; depuis la fin des années 80, un développement énergétique s'est accéléré dans le secteur du froid avec la substitution de ceux à piston pour les petites et modérées puissances frigorifiques en cause d'efficacités et rendement, se classifiant en deux catégories les Mono rotors et Birotors.

2.1.4 Compresseur centrifuge (Turbocompresseur)

De type radial la turbomachine englobant le compresseur centrifuge incorpore un rotor en mobilité de vitesse de rotation uniforme. Elle est parcourue par un fluide s'écoulant en permanence. Le compresseur centrifuge (arbre et une roue à aubages et un jeu d'aubages de pré rotation) exploite l'élévation de l'énergie cinétique du fluide, obtenue en utilisant la force centrifuge provoquée par la grande vitesse périphérique avec laquelle le fluide quitte les aubes du rotor. L'élévation de l'énergie cinétique du fluide exploitée par le compresseur centrifuge, réalisée par l'action de la force centrifuge animant une ample vitesse périphérique engage la migration du fluide des aubes du rotor. À l'issue de la roue, le liquide pénètre dans un diffuseur où la vélocité du fluide est convertie en pression. Connaissant encore des défis d'ordre

technologique et commercial, le développement et la promotion des technologies sont basées sur les énergies renouvelables, particulièrement l'énergie solaire. Jusqu'à présent la quasi-totalité des systèmes de réfrigération classique à compression exploités, consomment une énorme énergie électrique avec l'impact destructeur de l'ozone (CFC, HCFC), d'où l'intérêt à d'alternatives machines frigorifiques solaires (thermoélectrique, thermoélectrique, sorption...).

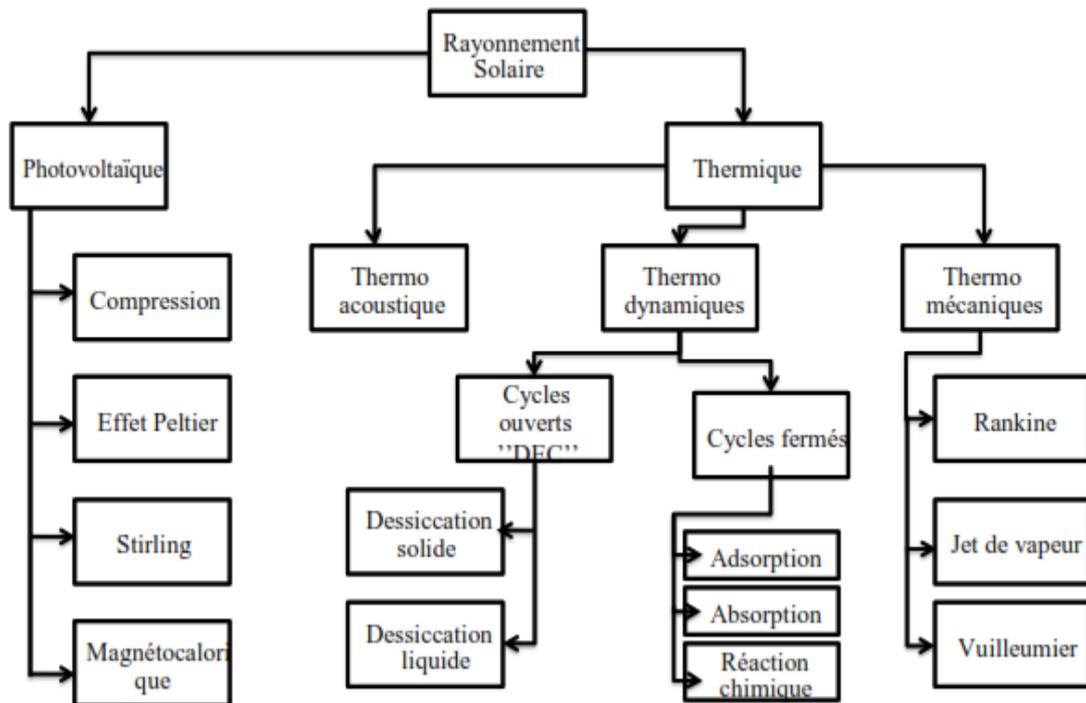


Figure 2.3: Différentes technologies de production de froid solaire (N. Rona) [34]

Maintes recherches et investigations scientifiques établissent les diverses technologies de production du froid se basant sur les énergies renouvelables notamment l'énergie solaire [35]. Un système de réfrigération solaire électrique consiste principalement en panneaux photovoltaïques et un dispositif électrique de réfrigération. Les piles solaires sont fondamentalement les semi-conducteurs dont l'efficacité et le coût varient considérablement dépendant du matériel et les méthodes de fabrication dont ils sont réalisés.

Dans l'équation (2.1), le rendement du panneau solaire définit par le rapport de puissance W (Kw) et du produit de la surface de panneau solaire A_s (m²) et de l'irradiation directe des faisceaux solaires I_p (Kw/m²). $I_p=1Kw/m^2$ utilisé pour calcul du rendement nominal.

$$\eta_{sol-pow} = \frac{W}{I_p * A_s} = \frac{W}{Q_s} \quad (2.1)$$

Une étude d'un bâtiment intégré à panneaux solaires a indiqué un rendement de 10.3% [36], le prix de détail d'un panneau solaire en Allemagne variant entre 3€ et 7€ par Wp sous 1 Kw/m². Le grand avantage d'utiliser les panneaux solaires pour la réfrigération est la construction simple est le haut rendement global, avec combinaison d'un système conventionnel de compression de vapeur (figure 2.4). Dans cette figure, le travail W est consommé par le compresseur mécanique pour produire la puissance de refroidissement Q_e. Le rendement de la machine de réfrigération est défini comme la puissance de refroidissement Q_e divisé par le travail W épuisé :

$$\eta_{pow-cool} = \frac{Q_e}{W} \quad (2.2)$$

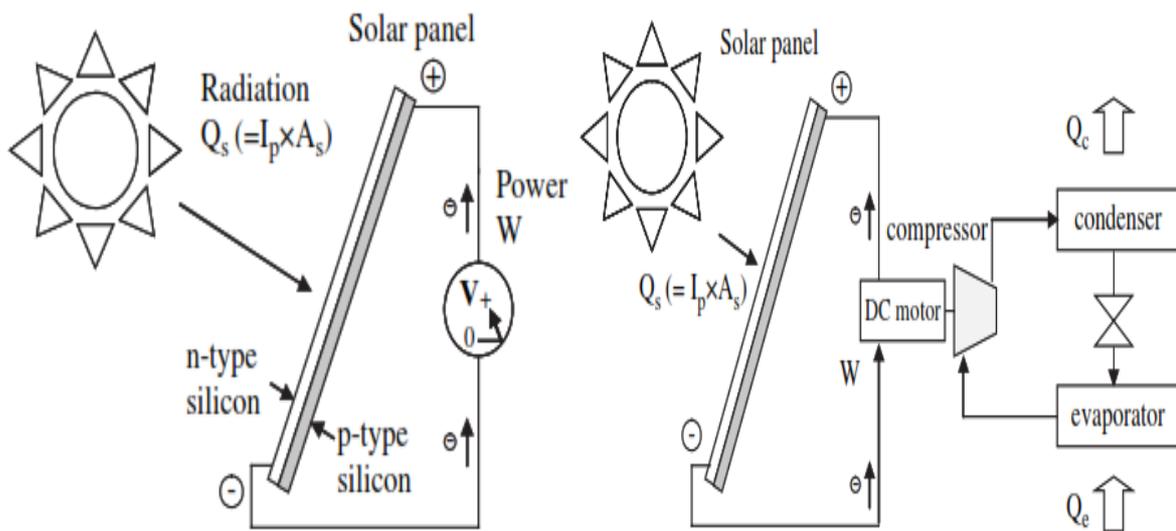


Figure 2.4: Schéma de principe d'un panneau photovoltaïque et d'une compression électrique solaire

La combinaison des deux rendements des équations (2.1) et (2.2) donne le rendement global du système de refroidissement solaire électrique :

$$\eta_{sol-cool} = \eta_{sol-pow} * \eta_{pow-cool} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (2.3)$$

Le COP (Coefficient de performance) est un terme relatif au rendement utilisé en thermodynamique. Les systèmes de réfrigération solaires électriques à compression de vapeur ont été conçus pour les opérer dans des containers standards [37]. Leur COP s'étend de 1.1 à 3.3 pour différentes températures d'évaporateur de -5 à 15 °C et de condenseur de 45 à 61 °C. Un petit réfrigérateur Stirling, où le ratio de surface à volume est relativement grand et compétitif quant à la compression à vapeur.

2.2 Machines frigorifiques thermiques solaires

La réfrigération pour les systèmes thermiques solaires est produite par la chaleur solaire en substitut de l'électricité solaire. Les capteurs solaires de plaque plane sont les plus communs, ce qui se compose d'un absorbeur métallique et d'une enveloppe isolée recouverte de glace plate. Les tubes sous vide ont moins de perte de chaleur et sont mieux performants à hautes températures. Les capteurs sous vide sont typiquement fabriqués dans une conception de tube en verre (absorbeur métallique inséré dans des tubes en verre sous vide, pour résister à la différence de pression entre le vide et l'atmosphère).

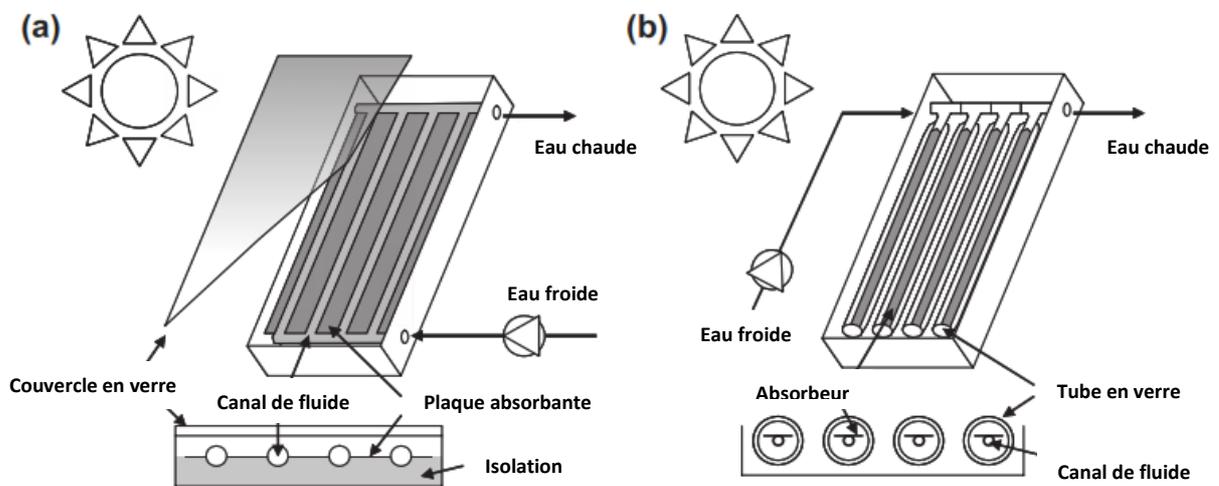


Figure 2.5: Diagramme schématique des capteurs. (a) Plaque plane (a) Tube sous vide

2.2.1 Machines frigorifiques thermomécaniques solaires

Dans un système de réfrigération solaire thermomécanique, un moteur thermique convertit la chaleur solaire en travail mécanique, qui en retour entraîne un compresseur mécanique d'une machine de réfrigération à compression de vapeur. Un diagramme schématique d'un tel système de refroidissement est montré à la figure 2.4. Dans la figure, un capteur solaire reçoit une radiation solaire Q_s [l'aire de la surface A_s (m^2) multiplié par l'irradiation solaire perpendiculaire à A_s , I_p (Kw/m^2)] fournit du soleil Q_g à un moteur thermique à la température T_H . Le rapport de la chaleur fournie Q_g au rayonnement Q_s est défini comme le rendement thermique d'un capteur thermique solaire $\eta_{sol-heat}$:

$$\eta_{sol-heat} = \frac{Q_g}{I_p \times A_s} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad (2.4)$$

$\eta_{sol-heat}$: a une valeur inférieure à 1 dû aux pertes optiques et thermiques

Un moteur thermique produit du travail mécanique W par le rejet de chaleur à l'ambiance Q_a à T_M . La performance du moteur, $\eta_{sol-heat}$ définit le travail produit par la chaleur reçue Q_g par le capteur solaire.

$$\eta_{heat-pow} = \frac{W}{Q_g} \quad (2.5)$$

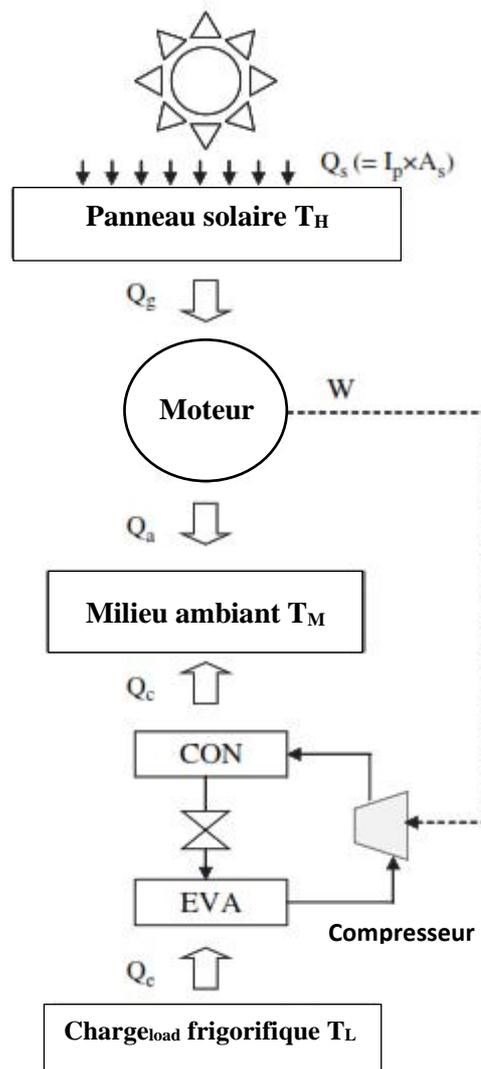


Figure 2.6: Système de réfrigération thermomécanique (D. S. Kim [35])

Le travail mécanique W entraîne en retour le compresseur de la machine pour déplacer la chaleur Q_e des charges de refroidissement à la température T_L . La chaleur résiduelle Q_c , laquelle est égale à la somme de Q_e et W , est rejetée à l'ambiance à la température T_M .

Le rendement de la machine de réfrigération est le même que dans l'équation (2.2). Puis le rendement global d'un système de réfrigération thermomécanique solaire est donné par trois rendements dans les équations (2.4), (2.5) et (2.2) comme suit :

$$\eta_{sol-cool} = \eta_{sol-heat} * \eta_{heat-pow} * \eta_{pow-cool} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (2.6)$$

Le capteur solaire perçoit le rayonnement solaire Q_s . Cette quantité d'énergie résulte du produit de la surface exposée au rayonnement, par la radiation solaire perpendiculaire I_p à la surface ; les efficacités maximums de la machine réelle et de la machine de réfrigération sont limitées par ceux des cycles de Carnot fonctionnant aux mêmes températures. Le rendement de puissance du cycle de Carnot fonctionnant entre les températures T_H et T_M est donné par :

$$\eta_{heat-pow}^{id} = \frac{T_H - T_M}{T_H} \quad (2.7)$$

et le rendement d'un cycle de Carnot de réfrigération fonctionnant entre le T_M et le T_L est donné par :

$$\eta_{pow-cool}^{id} = \frac{T_L}{T_M - T_L} \quad (2.8)$$

Le produit des deux rendements de Carnot dans les équations (2.7) et (2.8) donne le rendement d'une machine idéale de réfrigération thermique agissante entre les trois températures avec des rendements limites maximums réalisables avec toute machine réelle de réfrigération thermique :

$$\eta_{heat-cool}^{id} = \eta_{heat-pow}^{id} * \eta_{pow-cool}^{id} = \frac{T_L}{T_H} \left(\frac{T_H - T_M}{T_M - T_L} \right) \quad (2.9)$$

Dans un système thermomécanique solaire, le rendement d'un moteur thermique est comparé à un cycle de Carnot, la température T_H de source de chaleur varie dans différents projets. Le rapport du rendement réel de Carnot s'appelle le rendement de la deuxième loi. Pour la production d'électricité solaire, la puissance des moteurs Rankine et Stirling fonctionnent pour une machine idéale. Un système de production d'énergie Rankine efficace a été équipé à 24 % fonctionnant à 268 °C de chaleur est connecté à un collecteur en auge à la pointe de la technologie [38] a une efficacité de 67%, le système à même efficacité en tant que panneau solaire électrique à haute performance (16 %).

Le moteur Stirling peut fonctionner à une température très élevée dont celui de Rankine ne peut pas. La capacité d'un moteur Stirling est limitée par son rendement diminue avec l'augmentation de la puissance, c'est-à-dire la diminution du rapport surface/volume.

Pour un système de réfrigération thermomécanique solaire pour être compétitif, la combinaison d'un capteur solaire et un moteur thermique doit être au moins comparable à un panneau électrique en termes de prix. Un capteur à tubes sous vide haute performance travaille avec 60% d'efficacité à 150 °C est disponible au prix de 771€/m² Sydney ^[39], le prix par travail produit est 7.71€/W pour moteur thermique.

2.2.2 La réfrigération par sorption

Le refroidissement par sorption emploie l'attraction de molécules physique ou chimique entre une paire de substances pour créer un effet de réfrigération.

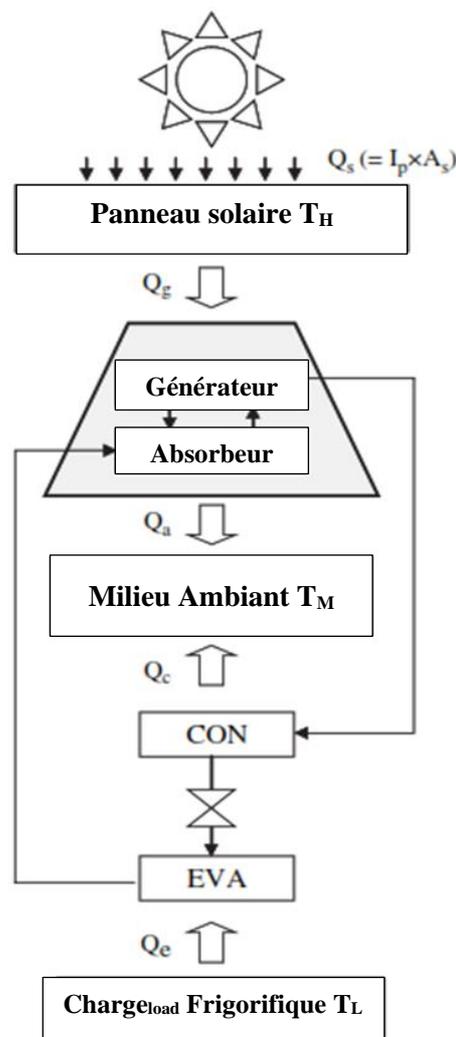


Figure 2.7: Système de réfrigération par sorption (D. S. Kim ^[35])

Un système de sorption a une aptitude unique de convertir l'énergie thermique directe en puissance de réfrigération. La substance opère avec une température d'ébullition inférieure appelée sorbat (réfrigérant) et l'autre est appelé sorbant (figure 2.7). Le composant où la sorption a lieu est l'absorbeur et le générateur où la désorption a lieu. Ce dernier reçoit la chaleur Q_g de l'énergie solaire via capteur afin de régénérer le sorbant absorbant le réfrigérant dans l'absorbeur.

La vapeur du réfrigérant générée dans ce processus se condense dans le condenseur rejette la chaleur de condensation Q_c à la température ambiante. Le sorbat régénéré du générateur est renvoyé vers l'absorbeur, où le sorbant absorbe la vapeur du réfrigérant de l'évaporateur dégageant la chaleur de sorption Q_a vers l'ambiance. Dans l'évaporateur, le fluide liquéfié du condenseur s'évapore en éliminant la chaleur Q_e de la charge de refroidissement.

Dans un système d'adsorption, chacun des lits d'adsorbants alterne la fonction de générateur et d'absorbeur. Dans les machines de réfrigération à sorption, l'efficacité est définie par W_{el} au dénominateur désignant le travail électrique.

Le rendement (COP) est comparé à l'efficacité idéale dans l'équation (2.9) pour mesurer la performance du système s'écarte de celle de l'idéale. L'absorption du sorbat des molécules du réfrigérant mutantes physio chimiquement au cours du processus. L'adsorption engage l'attraction du sorbant solide des molécules du réfrigérant à sa surface par moyens physiques ou chimiques et ne change pas de forme.

$$\eta_{heat-cool} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{el}} \quad (2.10)$$

2.2.2.1 Absorption

La réfrigération à absorption a été le plus souvent adoptée pour la réfrigération solaire. Elle ne sollicite pas d'entrée électrique pour la même capacité, l'encombrement du gabarit d'une machine à absorption est inférieur à celui des machines à adsorption en cause du coefficient de transfert thermique élevé de l'absorbant. Aussi la fluidité de l'absorbant en plus de la flexibilité dans la réalisation d'une machine est plus consistante et fiable.

La technologie d'absorption peut fournir diverses machines d'absorption avec des COP allant de 0.3 à 1.2. Le choix d'une machine de refroidissement par absorption dépend éminemment des performances du capteur solaire utilisé, les capteurs solaires capables d'agir

efficacement procèdent à environ 150 °C. Les refroidisseurs LiBr-eau à double effet avec des COP d'environ 1.2 sont recommandés pour la climatisation. Pour la réfrigération, les refroidisseurs ammoniac-eau GAX avec des COP autour de 0.8 peuvent être préconisés [40].

Tableau 2.1: Aperçu des études de réfrigération par absorption solaire : LiBr/eau, NH₃/eau (Cabeza [40])

Technologie	Champ d'application	Q_e [Kw]	A_s [m ²]	Performance $\eta_{heat-cool}$	COP
Simple effet LiBr/H ₂ O	Milieu de Froid/Chauffage	-	-	-	-
	Milieu de Froid	4	36	0.11	-
		210	1577	0.31	-
		90	316	0.26-0.36	-
		35	49.9	0.34	-
		-	-	-	0.490
		-	-	-	0.620
		-	-	-	0.660
		-	-	-	0.740
		Prototype Refroidisseur	10	36	0.37
Double effet LiBr/H ₂ O	Prototype à combustible solaire	16	-	0.40	-
	Refroidissement/Génération de vapeur	140	180	0.5-0.6	-
NH ₃ /H ₂ O	Prototype de Diffusion/Absorption	<2.5	-	0.1-0.25	-
	Réfrigération/Pompe à chaleur	-	-	-	-
	Refroidissement du vin	10	100	-	-
	Milieu de Froid	15	-	0.27	-
		-	-	-	0.427
		-	-	-	0.550

Un haut rendement du tube sous vide ou du capteur de type concentrateur peut être envisagé. Pour moins chers œuvrant à 90 °C, une machine LiBr-eau à simple effet à absorption ou ammoniac-eau avec COP de 0.6 à 0.8. Le prix du capteur solaire varie largement pour ces températures. Celui d'un capteur efficace à 50 % à 90 °C oscille de 300 à 600€/m². Ses rendements de capteurs sont indicatifs, dépendent de la température ambiante et irradiation solaire.

L'une des machines à absorptions LiBr-eau à simple effet est l'un des modèles refroidisseurs disponibles sur le marché produisant un refroidissement de 70 Kw à partir d'eau chaude de 88 °C avec un COP de 0.7 ; lors de la réfrigération de l'eau la température de 31 °C (Yazaki Energy Systems). Son poids est 1,2 tonne et ses dimensions sont de 2 x 1.1 x 1.3 m³.

2.2.2.2 Adsorption

2.2.2.2.1 Adsorption physique

Les adsorbants tels que la zéolite, le gel de silice, le charbon actif et l'alumine sont des adsorbants physiques ayant des structures très poreuses et perméables avec des ratios surface

volume de l'ordre de plusieurs centaines qui peuvent sélectivement piéger et endiguer les agents réfrigérants.

Lorsqu'ils sont saturés, ils peuvent être régénérés en étant chauffé. Si un adsorbant et un réfrigérant sont contenus dans le même récipient, l'adsorbant maintiendrait la pression en adsorbant le réfrigérant en évaporation. L'intermittence du processus se concrétise par la régénération de l'adsorbant lors de sa saturation. Pour cela, maints adsorbants avec lits sont nécessaires pour un fonctionnement continu.

Les paires d'action employées comprennent le charbon actif et méthanol ou ammoniac ^[41] et le gel de silice-eau ^[42]. La technologie d'adsorption solaire peut assurer une production quotidienne de glace de 4 à 7 kg par unité de mètres carrés de capteur solaire avec un COP solaire à refroidissement compris entre 0.1 et 0.15 ^[43].

Les puissances frigorifiques rapportées sont entre 3.2 et 3.6 Kw, avec des températures de chauffage de 55 à 95 °C les COP variaient de 0.2 à 0.6. Saha ^[44] a développé une machine à cycle à quatre lits à double étage avec basse température chaude de fonctionnement à 55 °C et 3.2 Kw et un COP de 0,36.

Saman ^[45] et Wang ^[46] ont conçu des machines avec des capacités de refroidissement entre 70 et 350 Kw basées sur le gel de silice-eau. Selon la spécification du fabricant (HIJC USA Inc.), l'un de leurs modèles produit 72 Kw de réfrigération à partir d'eau chaude à 90 °C avec un COP de 0.66 et l'eau de refroidissement fournie à 29 °C.

Le poids des équipements est de 5,5 tonnes et leurs dimensions sont de 2.4 x 3.6 x 1.8 m³. Le refroidisseur à adsorption est 4.6 fois plus lourd et 5.4 fois plus volumineux que celui de l'absorption. Le problème majeur associé à la technologie d'adsorption est sa faible puissance frigorifique et son grand gabarit dimensionnel.

Pour une puissance élevée de refroidissement spécifique (SCP) ; Liu avec des idées a essayé l'usage des surfaces larges telles qu'échangeurs de chaleur à plaques et ailettes ^[47]. Les refroidisseurs à adsorption s'avèrent être comparables à ceux de l'absorption en termes de COP max faisable avec de faibles puissances de refroidissement.

L'adsorption peut être compétitive dans les grands systèmes de refroidissement solaire, pour ceux de petites ou moyennes dimensions avec plus de volume et coût.

2.2.2.2.2 Adsorption chimique

L'adsorption chimique est établie par la solide contexture chimique entre l'adsorbat et l'adsorbant qu'il est plus pénible d'inverser et sollicite plus d'énergie pour éliminer les molécules adsorbées dans l'action de l'adsorption physique.

L'adsorbant chimique le plus communément utilisé dans l'énergie solaire des applications de refroidissement a été le chlorure de calcium (CaCl_2). Le chlorure de calcium adsorbe l'ammoniac pour produire $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$ et l'eau pour produire $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ en tant que produit. Il a été utilisé avec d'autres adsorbants physiques, certains silicates. Un COP de 0.7 était réalisable avec le condenseur et des températures de génération à 40 °C et 110 °C, Restucia [48] a développé un refroidisseur basé sur composite avec COP de 0.6 à la température de condenseur de 35 °C et de génération entre 85 et 95 °C.

Tableau 2.2: Comparaison de deux systèmes de refroidissement : absorption et d'adsorption (Alahmer [51])

<i>Critères de comparaison</i>	<i>Système d'adsorption</i>	<i>Système d'absorption</i>
Coût initial	Élevé	Bas
Phénomène	Phénomène de surface	Phénomène de masse
Echange de chaleur	Processus exothermique	Processus endothermique
Température	Favorisé par basses températures	Non affecté par la température
Taux de réaction	Augmente régulièrement et atteint l'équilibre	Se produit à un taux uniforme
Concentration	Différente à la surface de l'adsorbant de celle dans la masse	De même dans toute la masse
<u>Exemple</u>	- Vapeurs d'eau adsorbées par le gel de silice - NH_3 est adsorbé par le charbon de bois	- Vapeurs d'eau absorbées par LiBr - NH_3 est absorbé dans l'eau
Fonctionnement continu	Plus de 8000 hr par année	Exiger l'arrêt 2 fois par an pour dilution LiBr
Durée de vie	Gel de silice jusqu'à 30 ans	20 ans avec un entretien continu
Maintenance	Pompe à vide de remplacement chaque 5 ans, nettoyage annuel des tubes du condenseur	Exige entretien de pompe et échangeur de chaleur Remplacement, contrôles et fuites d'air
Réfrigérant	Eau, méthanol	Eau ou ammoniac
Adsorbant/absorbant	Gel de silice, zéolite ou charbon actif	Bromure de lithium ou eau
COP	Eau/gel de silice Un étage 0.3-0.7 Deux étages 0.35-0.8	Eau-LiBr Un étage 0.5-0.75 Deux étage 0.8-1.2 NH_3 -Eau Un étage 0.5-0.6 Deux étages 1.2-1.3
Corrosion	Pas de corrosion	Bromure de lithium est de nature corrosive
Cristallisation	Pas de cristallisation	Possibilité dans l'eau de refroidissement à basse température par le système $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$
Change fréquent d'adsorbant/absorbant	Pas nécessaire	Tous les 5 ans
Température d'eau chaude requise	Variable 50 à 100 °C	Variable 80 à 120 °C (chaleur d'appoint si $T < 80^\circ\text{C}$)
Capacité de refroidissement typique (Kw)	8-370 Kw	5 Kw à 5 MW
Besoin en eau de refroidissement	30 à 40 °C, T plus basse accroît la capacité	Compris entre 20 et 40 °C
Sortie eau glacée	3 à 9 °C	> 4 °C pour $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et illimité pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ jusqu'à -50°C
Collecteur solaire	Tube sous-vide, collecteurs plats	Tubes sous-vide + collecteurs plats (petites capacités froid)
Cycle de réfrigération	Cycle frigorifique fermé	Cycle frigorifique fermé
Température de l'évaporateur	Eau-Gel de silice ou zéolite 6 à 20 °C	Eau-LiBr 6 à 20 °C / NH_3 -Eau -30 à +20 °C
Température de chauffage	Eau-gel de silice ou zéolite 50 à 95 °C	LiBr-Eau 60 à 95 °C / Eau- NH_3 65 à 150 °C
Température de rejet de chaleur	Eau-LiBr 25 à 35 °C	Eau-gel de silice ou zéolite 25 à 35 °C / NH_3 -Eau 25 à 50 °C
Plage de puissance frigorifique (par unité)	Eau-gel de silice ou zéolite 5 à 430 Kw_p	Eau-LiBr 10–20 500 Kw_p NH_3 -Eau 19–1000 Kw_p

La réfrigération d'hydrure métallique adopte l'hydrogène comme réfrigérant. L'intérêt pour des systèmes de réfrigération d'hydrure métallique augmente pour leur intégration dans les systèmes hydrogène remplis de combustible.

Un système de réfrigération de base de deux-lits, un lit est complété de l'hydrure à haute température et l'autre est chargé de l'hydrure à basse température. En mode de recharge, le lit à haute température est chauffé pour libérer l'hydrogène tandis que le lit à basse température est refroidi pour absorber l'hydrogène.

Tableau 2.3: Prototypes typiques et projets pour le stockage de l'énergie de sorption (Yu [52])

Type de technologie	Paire	Taux de charge	Taux de décharge	Capacité	Densité de stockage	Institut
Absorption liquide F*	H ₂ O/NH ₃	8Kw à 93°C	5Kw à 43°C	40Kwh	M ^a : 119 Kwh/m ³	Université Delft, NL
Absorption liquide F	NaOH/H ₂ O ^b	1Kw à 95°C	1Kw à 70°C	8.9Kwh	M ^a : 250 Kwh/m ³	EMPA, Suisse
3 phases Absorption F	LiCl/H ₂ O	1Kw à 87°C	8Kw à 30°C	35Kwh	P ^c : 5 Kwh/m ³ M : 253 Kwh/m ³ P : 86 Kwh/m ³	SERC, Suède
Absorption liquide avec réservoir de stockage intégré F	CaCl ₂ /H ₂ O ^b	à 138°C	-	-	M : 381 Kwh/m ³	Univers. Minesota, USA
Absorption liquide F	LiBr/H ₂ O	2-5 Kw 75 à 90°C	30 à 40°C	13Kwh	-	LOCIE-CNRS, France
Adsorption solide F	Gel de silice 127B/H ₂ O	1-1.5Kw	0.5-1Kw	13Kwh	M : 50 Kwh/m ³ P : 33.3 Kwh/m ³	AEE-INTEC, Austria
Adsorption solide O*	Zeolite 13X/H ₂ O	à 138°C	0.8-1.8Kw à 55°C	1Kwh	M : 180 Kwh/m ³ P : 57.8 Kwh/m ³	SPF, Suisse
Adsorption solide O	Zeolite 4A/H ₂ O	2-2.5Kw à 180°C	1-1.5Kw à 35°C	12Kwh	M : 160 Kwh/m ³ P : 120 Kwh/m ³	ITW, Allemagne
Adsorption solide F	Zeolite 13X/H ₂ O	à 350°C	4.1Kw à 15°C (froid ^d)	5.5Kwh	M : 167 Kwh/m ³	SJTU, Chine
Adsorption solide O	Zeolite 13X/H ₂ O	135Kw à 130°C	130Kw à 65°C	1300Kwh	M : 124 Kwh/m ³ M : 168 Kwh/m ³	ZAE Bayern, Allemagne
Sorption composite F	Na ₂ S-graphite/H ₂ O	3.8Kw 80 à 95°C	0.15-0.24 Kw	0.56 Kwh	M : 2240 Wh/kg	Univers. Chiang, Thailand
Sorption composite F	Na ₂ S-cellulose/H ₂ O	0.2-1Kw	0.5-0.7 Kw 5 à 20°C	3.2 Kwh	M : 1070 Wh/kg	ECN, Hollande (NL)
Sorption composite F	SrBr ₂ -ENG ^e /H ₂ O	à 80°C	2.5-4Kw	60Kwh ^b	M : 321 Wh/kg ^b	Promes-CNRS, France
Sorption composite F	BaCl ₂ -ENG/H ₂ O	7Kw 60 à 70°C	5Kw à 4°C(froid)	20Kwh (froid)	M : 214 Wh/kg (froid)	PROMES-CNRS, France
Sorption composite O	MgCl ₂ /H ₂ O	-	0.15Kw(froid) à 64°C	40Kwh	M : 214 Wh/kg (froid ^d)	ECN, Hollande (NL)
Sorption à système combiné (concept CWS-NT)	Zeolite-sel/H ₂ O	à 130°C	-	-	-	ITW, Allemagne

F* : Cycle Fermé O* : Cycle Ouvert
^a M : désigne la densité d'énergie basée sur le matériau
^b : Valeurs calculées
^c P : désigne la densité d'énergie basée sur le prototype
^d froid : désigne les paramètres liés au stockage à froid, d'autres sont liés au stockage de chaleur
^e ENG : désigne le graphite naturel expansé

Quand le lit à haute température est refroidi en mode de refroidissement, de l'hydrogène est libéré de la création à basse température de lit créant l'effet thermique en absorbant la chaleur.

Tableau 2.4: Revue des systèmes de réfrigération par adsorption (Ojha [53])

<i>Système</i>	<i>Température de fonctionnement du cycle</i>	<i>Durée</i>	<i>Paire</i>	<i>COP</i>	<i>Références</i>
Réfrigérateur à eau ammoniac fonctionnant en cycle diurne	50-200 °C	180 sec	Ammoniac-eau	0.31	Réfrigérateur produisant 1 tonne de glace a besoin de 5 tonnes de carbone et 1,5 tonne d'ammoniac
Refroidisseur à adsorption à 2 étages non régénératifs issue de chaleur perdue	30-75 °C	440 sec	Gel de silice-eau	0.36	Réellement fonctionnant à 55°C avec eau de refroidissement à 30°C
Réfrigération à adsorption avec 2 bains d'eau à température constante et 2 pompes	11-60 °C	-	ACF(A20)-éthanol, 0.1-0.2 ACF(A15)-éthanol	-	A20 est meilleur que A15 dans tous les aspects
Adsorption à énergie solaire incorporé avec Thermo-analyseur gravimétrique	20-80 °C	660 sec	Maxsorb III-éthanol	-	COP augmente fort après 80°C de température de sorption et peut absorber 1.2 kg d'éthanol par kg de maxsorb3
Système de réfrigération à adsorption continue à travers un collecteur parabolique	20-250 °C	-	Charbon actif-ammoniac	0.43	Variation d'épaisseur de l'adsorbant affecte la puissance du refroidissement spécifique supérieure au COP du système
Système de refroidissement par adsorption à cycle ouvert	55-95 °C	900 sec	Gel de silice-eau	0.34-0.35	Ce système avec stockage de chaleur plus stable de l'effet de régulation du réservoir d'eau chaude de stockage
Système de réfrigération solaire par adsorption à quatre lits	9-103 °C	-	Charbon actif-Méthanol	0.2	Températures basse de 9 °C et ambiante était de 26 °C
Système d'adsorption à un étage Zéolite-eau	25-60 °C	300 sec	FAM Z01-eau	0.48	L'adsorption du Zéolite peut s'effectuer avec un faible niveau de chaleur à 55 °C
Double tube à verre sous vide en bore-silicate	-	25 min	Méthanol/charbon actif 25 ml / 100 g	0.21	Il est possible d'obtenir jusqu'à 3 C
Le réseau de neurones artificiels a été utilisé pour la prédiction des performances	-	-	Charbon actif/R134a	0.334	SCP = 42,5 (W/kg)
Système de réfrigération par adsorption de tube à ailettes à énergie solaire	25-80 °C	-	Charbon actif-Méthanol	0.122	6,5 kg de glace sont fabriqués par jour
Cycle d'adsorption quatre lits innovants, trois étages	40-70 °C	-	Gel de silice-eau	0.218	SCP et COP ont bien augmentés lors de la plage de température de la source de chaleur
Refroidisseur à sorption à petite échelle	-	12 min	Gel de silice-eau	0.5	En utilisant l'eau glacée au niveau de l'adsorbant la performance thermique peut augmenter
Système de réfrigération solaire à adsorption en cycle intermittent	4-65 °C	-	Charbon actif-Méthanol	0.21	100 g de charbon actif adsorbant 25 ml de méthanol, réussi à obtenir 4 °C
Balance à suspension magnétique	30-70°C	-	Maxsorb3/éthanol 1kg/1kg	0.51	H2 traitant Maxsorb-3/éthanol a les meilleurs capacités d'adsorption
Unité de mesure d'adsorption	20-125 °C	-	Charbon actif-Méthanol	0.143-0.166	COP s'élève à mesure que l'irradiation augmente de 400-600 W/m ²
Système de réfrigération solaire d'adsorption avec concentrateur parabolique composé	20-125 °C	-	Charbon actif-Méthanol	0.143-0.166	COP s'élève à mesure que l'irradiation augmente de 400-600 W/m ²
Adsorption de lit simple à Gel de silice-Eau	32-88 °C	-	Gel de silice-eau 1kg/0.3kg	0.27	Le choix des paires d'adsorption pour un niveau bas de chaleur affecte le système
Deux cylindres en acier sont utilisés	0-115 °C	-	Zéolite-eau 0.8kg/0.3kg	0.32-0.6	Système de compression peut être remplacé par celui d'adsorption et l'énergie de faible degré peut être intégré, le cycle est très long
Tube en verre à lit de sorption, utilise aussi ANSYS	-	-	Charbon de bois faible/Méthanol	-	Performance du système dépend fortement de la paire d'adsorption et des conditions environnantes
Cycle de refroidissement à adsorption à un lit ont un échangeur de chaleur de tubes à ailettes	sous 80°C	1000 sec	Charbon actif/HFC410a 1 kg/0,35 kg	0.3	Augmenter la température de l'évaporateur SCP et COP augmente
Adsorption solaire de vapeur à deux étages	-	-	Charbon actif-Méthanol	COP solaire 0.096	Ecart de température de l'évaporateur durant le processus de refroidissement montre un déclin à mesure que l'évaporateur charge
Deux lits d'adsorption en tant que compresseur thermique	25-100 °C	2h 30 min	Charbon actif-éthanol 1 kg/0.302 kg	0.19	Le carbone d'Ethanol/Ac convient comme paire d'adsorption et il peut être source de chaleur basse

Tableau 2.5: Propriétés de technologies de refroidissement à compression de vapeur et thermique (Gado [54])

<i>Spécification</i>	<i>Type de système</i>					
	<i>Compression à vapeur</i>	<i>Absorption</i>	<i>Dessiccation solide</i>	<i>Adsorption</i>	<i>Dessiccation liquide</i>	<i>Ejection</i>
Type d'absorbant	-	Liquide	Solide	Solide	Liquide	-
Coefficient de performance	3.5	0.50-0.75 (un étage)	0.51	0.5-0.72	0.74	0.85
Ratio d'efficacité énergétique	11.94	1.71-2.56 (un étage)	1.74	2.01-2.46	2.53	2.90
Température de fonctionnement	-	75-110°C (un étage)	45-95°C	53-82°C	67°C	118°C
Schéma de fonctionnement	Continu	Continu	Continu	Intermittent	Continu	Continu
Durée de vie	Longue	Courte	Moyenne	Longue	Moyenne	Longue
Maintenance	Basse	Haute	Moyenne	Basse	Moyenne	Basse
Cristallisation	Non	Oui	Non	Non	Oui	Non

Tableau 2.6: Résumé des paires de fonctionnement conventionnelles de sorption solide-gaz (Cabeza ^[40])

	<i>Paire d'action</i>	<i>Température source chaude</i>	<i>Application</i>	<i>Avantages</i>	<i>Désavantages</i>
Sorption physique Paire de fonctionnement	Gel de silice/ eau	60-85 °C	Climatisation	haute chaleur latente de vaporisation d'eau adapté aux systèmes de refroidissement solaire et par dessiccation, réutilisation de chaleur perdue à basse température	inadapté à adopter la réfrigération sous 0° C, système de vide et très sensible au risque de fuite
	Zéolite/ eau	>150-200 °C	Climatisation	haute chaleur latente de vaporisation d'eau adapté à la réemploi de haute température des gaz rejetés et des systèmes de refroidissement par dessiccation	application unique de réfrigération plus de 0° C, destiné à la haute température de la désorption
Sorption Thermochimique Paire de fonctionnement	AC/AC fibre/ méthanol	80-110 °C	Climatisation Réfrigération Production de glace	grande capacité de sorption, faible chaleur d'adsorption adapté aux systèmes de réfrigération à énergie solaire	faible chaleur latente de vaporisation du méthanol, inadapté pour source de chaleur à température élevé > 120°C
	AC/AC fibre/ ammoniac	80-110 °C	Climatisation Réfrigération Création de glace	bon transfert de masse, relative haute chaleur latente de vaporisation de NH3 plusieurs températures de source chaude	faible chaleur latente de vaporisation du méthanol, inadapté pour source de chaleur à température élevé > 120°C
	AC/AC fibre/ R 134a	>90-100 °C	Climatisation Réfrigération Création de glace	bon transfert de masse, large plage de températures de source chaude	faible capacité de sorption et puissance frigorifique par unité de masse, faible chaleur latente de vaporisation du réfrigérant relatif à haute valeur de GWP
	Chlorure de métal/ bromure/ iode d'ammoniac	>50-350 °C	Climatisation Réfrigération Création de glace Congélation	haute capacité de sorption par masse de sorbant, large plage de température de source de chaleur, adapté pour la réfrigération et la conversion de chaleur	Gonflement et l'agglomération du sel, pauvre chaleur et transfert de masse, réduction de capacité de sorption après plusieurs cycles
Sorption Thermochimique Paire de fonctionnement	Oxyde de métal- Oxygène/eau/ Dioxyde de carbone	>150-1000 °C ^f	Climatisation Réfrigération Création de glace Congélation	haute capacité de sorption par masse d'absorbant, large plage de température de source de chaleur, adapté pour la réfrigération et la conversion de chaleur	Gonflement et agglomération du sel, faible chaleur et transfert de masse, réduction de capacité de sorption après plusieurs cycles, inadapté aux températures de source de chaleur vu leur grande température de désorption
	Hydrures métalliques/ Hydrogène	>110-400 °C	Climatisation Réfrigération Création de glace Pompe à chaleur	cinétique de sorption rapide, chaleur de réaction élevée pour pompe à chaleur densité élevée, plage plus large de température de la source de chaleur	Faible puissance frigorifique spécifique par masse de sorbant, gonflement et agglomération du sel, conductivité thermique faible après plusieurs cycles,
Sorption composite Paire de fonctionnement	Gel de silice/ Chlorure de métal / eau	60-85 °C	Climatisation	haute capacité de sorption par masse de composite sorbant, chaleur latente élevée de vaporisation d'eau, adapté aux systèmes de refroidissement solaire et système par dessiccation	Utilisation unique pour la réfrigération, supérieure à 0° C, faible transfert de chaleur du sorbant composite, et risque de fuite de solution saline du sorbant composite
	Chlorure de métal/ Matrice poreuse- ammoniac	>50-350 °C	Climatisation Réfrigération Création de glace Pompe à chaleur Conversion d'énergie	haute capacité de sorption par masse de sorbant, bon transfert de masse et de chaleur de sorbant composite, une grande plage de température	création complexe de sorbant composite par mélange ou imprégnation et protection antipathie avec matériau conventionnel, cuivre utilisé pour échangeur de chaleur

^a Les chlorures métalliques courants comprennent les chlorures de calcium, de baryum, sde strontium, de magnésium et de nickel, etc.
^b Les oxydes métalliques courants comprennent les oxydes de calcium, de plomb, de magnésium et de titane, etc.
^c Les hydrures métalliques courants comprennent les métalliques poreux avancés (PMH) et les alliages de matrice de misch métal (Mm).
^d Les chlorures métalliques courants comprennent le chlorure de lithium et le chlorure de calcium, etc.
^e La matrice poreuse commune comprend le graphite expansé, la vermiculite, les mousses métalliques, le charbon actif, et ses fibres, etc.
^f La température de conduite dépend de différentes paires de travail.

Les issues des recherches sur la réfrigération d'hydrure en métal sont principalement identiques que les autres technologies d'adsorption comprenant le perfectionnement du transfert de refroidissement spécifique de capacité et de chaleur dans les lits. L'entraînement

de la température d'un système en un seul stage commence à partir aussi du bas comme 80°C selon l'hydrure et la température de rejet de la chaleur. Les COP des systèmes en un seul stage sont à proximité de 0.5 pour Gopal [49] et Hovland [50]. Les enjeux de la recherche sur l'amélioration de capacité de réfrigération typique et de transfert de chaleur dans les lits.

2.2.3 Refroidissement par dessiccation

Le refroidissement par dessiccation appelée aussi par sorption ouverte puisque le sorbant est exploité pour déshumidifier l'air. La dessiccation fait référence à un processus de sorption où un sorbant ou dessiccant absorbe l'humidité de l'air humide. Ce processus est utilisé dans des cycles de sorption ouverts, qui sont classés en cycles de dessiccation liquide ou solide en fonction de la phase du dessiccateur utilisé. Principalement tout sorbant absorbe l'eau pouvant fonctionner en tant que dessiccant (gel de silice, alumine activée, zéolite, LiCl et LiBr). Dans un système de refroidissement à dessiccation liquide, le dessiccant liquide circule entre un absorbeur et un régénérateur identique à celui d'un système d'absorption. La différence est la température d'équilibre de ce dessiccateur qui est fixée par la pression partielle d'eau dans l'air humide auquel la solution est exposée et non par la pression totale. Un système de dessiccateur liquide typique est illustré à la figure 2.8.

Dans le déshumidificateur une solution concentrée est pulvérisée au point A sur le serpentin de refroidissement sur le point B à température ambiante ou l'air de retour au point 1 est soufflé à travers le cours d'eau. La solution absorbe l'humidité d'air est simultanément refroidi vers le bas par le serpentin de refroidissement. Les résultats de ce processus refroidissent l'air sec au point 2 et la solution diluée au point C. Enfin, un refroidisseur d'admission refroidit de grâce ce flux d'air vers le bas. Dans le régénérateur, la solution diluée du déshumidificateur est pulvérisée sur le serpentin de chauffage au point E qui est connecté aux capteurs solaires et l'air ambiant au point 4 est soufflé à travers le flux de solution. Un peu d'eau est prise loin du liquide dilué par l'air tandis que la solution est chauffée par le serpentin.

La solution concentrée résultante est recueillie au point F et de l'air chaud humide est rejeté à l'ambiance au point 5. Une récupération de chaleur de l'échangeur préchauffe la solution diluée froide du déshumidificateur en utilisant la chaleur perdue de la solution concentrée chaude du régénérateur, ce qui entraîne un COP plus élevé.

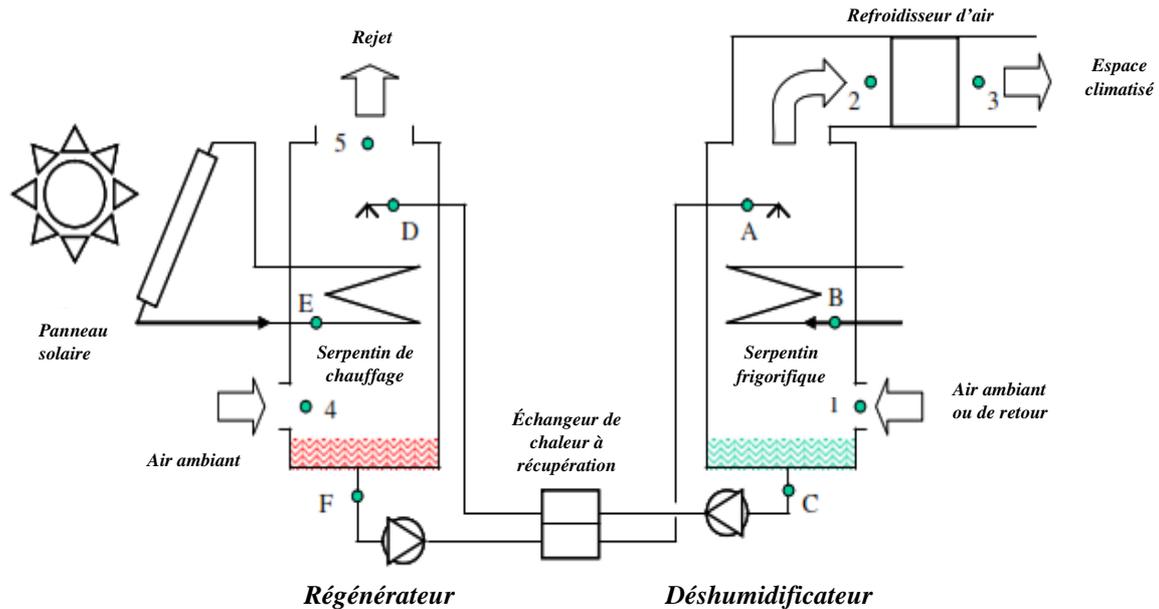


Figure 2.8: Un système de refroidissement d'un dessiccant liquide avec capteur solaire (D. Kim [35])

D'un point de vue thermodynamique, le processus de déshumidification n'est pas très différent d'un processus de sorption fermé. En négligeant les changements d'enthalpie dans le flux d'air, la même chaleur sera nécessaire pour éliminer 1 kg d'eau d'un sorbat qui se trouve dans un récipient fermé ou dans un courant d'air humide. De ce fait, en principe le COP d'un système par dessiccation ouverte est similaire à son homologue fermé. Par exemple, un COP de 0.7 était réalisable avec un système selon de refroidissement à dessiccation solide sous des conditions de fonctionnement « normales » (Henning [39]). Les COP similaires ont également été signalés pour les déshumidificateurs liquides par Matsushita [55]. Mais dans la pratique, le COP varie considérablement selon des conditions de fonctionnement, un système de refroidissement par dessiccation est en fait un système CVC complet système qui a des dispositifs de contrôle de ventilation, d'humidité et de température dans un réseau de conduits. Il est donc inadapté de comparer un système de réfrigération par dessiccation avec des refroidisseurs. Un système de refroidissement par dessiccation solide est assez différent dans sa construction principalement en raison de son dessiccateur non fluide.

La figure 2.9 montre un exemple de système de refroidissement par dessiccation solide à énergie solaire. Le système possède deux roues de rotation lente et autres composants entre les deux flux d'air avec un espace conditionné. L'air de retour de l'air de l'espace conditionné passe d'abord par un refroidisseur par évaporation directe et entre dans la roue d'échange thermique à température réduite (A /B).

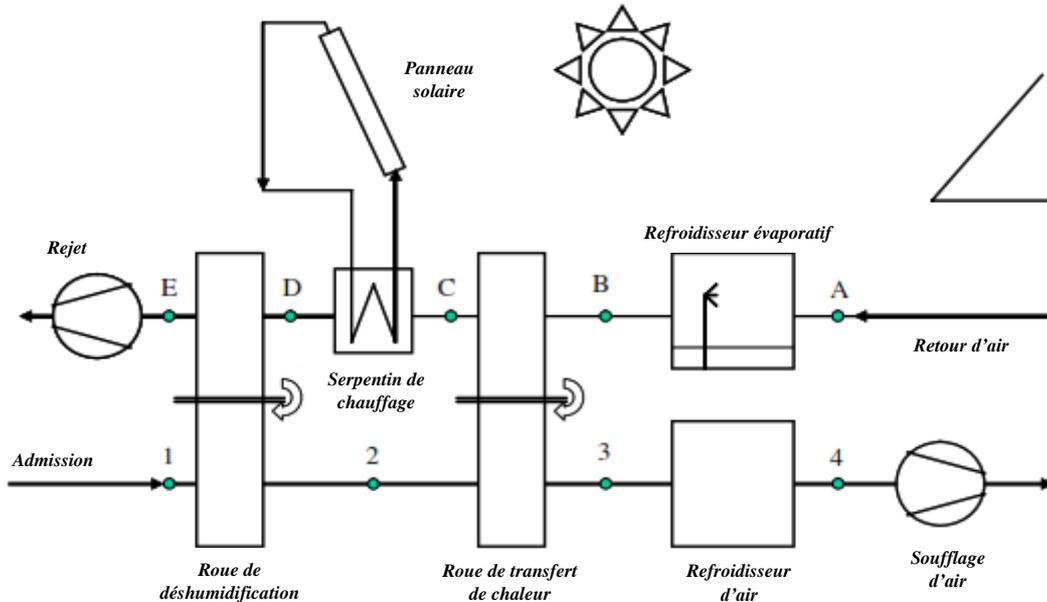


Figure 2.9: Un système de refroidissement d'un dessiccant solide avec capteur solaire (D. Kim [35])

Il refroidit un segment de la roue d'échange thermique passant par (B/C). Cet air chaud et humide résultant du courant est en plus chauffé à une température élevée par la chaleur solaire dans le serpentin de chauffage (C/D). L'air chaud humide qui en résulte par régénération de la roue dessiccante et enfin est rejeté vers l'ambiance (D/E). De l'autre côté, l'air frais ambiant entre dans la partie régénérée de la roue dessiccante (1/2). L'air chaud sec sort de la roue suite à la déshumidification. Cet air est refroidi par la roue d'échange de chaleur pour une certaine température (2/3). Selon la température, il est directement fourni à l'espace conditionné au plus loin refroidi dans un refroidisseur final (3/4). Si aucun refroidisseur final n'est utilisé, l'effet de refroidissement est créé seulement par la roue d'échange de chaleur, qui était précédemment refroidi par l'air humide de retour au point B sur l'autre côté. La température au point 3, T_3 , ne peut pas être inférieure à T_B , qui à son tour est fonction de la condition d'air de retour au point A. La déshumidification par dessiccation offre un contrôle d'humidité où une forte requête de ventilation ou déshumidification à énergie solaire par dessiccation peut être une très bonne option.

2.3 Autres technologies de réfrigération

La réfrigération électrochimique est un inédit concept qui utilise les effets thermiques des réactions électrochimiques réversibles dans une cellule électrochimique réversible. Ce concept de réfrigération est basé sur l'idée qu'une cellule électrochimique réversible qui libère

de la chaleur lorsqu'une tension est appliquée absorberait de la chaleur lorsque la tension est inversée par Gerlach ^[56].

La technologie de réfrigération à éjecteur d'Alexis ^[57] a été utilisée pour des grands bâtiments avec une température de générateur comprise entre 85 et 95 °C, Alexis a rapporté des COP avoisinant 0.33 pour une température de condenseur comprise entre 28 et 32 °C. Néanmoins Balaras ^[58] a appliqué un COP beaucoup plus élevé de 0.85 d'une usine d'éjection de vapeur, cette performance partiellement haute a été possible avec une température de source de chaleur de 200 °C.

Noeres ^[59] a rapporté les pertinences de développement ultérieur de production combinée de chaleur, de froid et d'électricité par jet de vapeur de refroidisseurs à éjection ; bien que la simple construction des systèmes éjecteurs soit un grand avantage, leur COP rend difficile à faire concurrence avec les autres technologies thermiques.

Fischer ^[60] a estimé qu'il est incertain que le COP s'améliore à un rang compétitif en raison à l'inévitable rejet d'énergie dans le mécanisme de travail des éjecteurs conventionnels. Divers systèmes combinés ou hybrides ont été étudiés pour la création de nouvelles performances de ces systèmes qui sont plus alambiqués et onéreux.

2.4 Discussion des opportunités de réfrigération solaire

Encore que plusieurs technologies de réfrigération solaire soient considérées avancées, jusqu'à aujourd'hui, la capacité de refroidissement totale de l'énergie solaire des systèmes de réfrigération globalement manque des possibilités disponibles réelles (Nick-Leptin ^[61]). Bien que chaque technologie ait ses propres aspects positifs et négatifs, le coût initial élevé est un problème courant. Repoussant la maturité technique et commerciale, les différentes technologies de réfrigération solaire discutées dans les sections précédentes sont comparées en termes de performances et de coût initial dans les tableaux précédents. Ils indiquent le coût spécifique des panneaux solaires photovoltaïques, le coût spécifique des capteurs solaires thermiques et moteurs typique et le coût spécifique du refroidisseur. Étant donné que les refroidisseurs existants basés sur ces technologies diffèrent considérablement en termes de puissance frigorifique allant de quelques dizaines à plusieurs mégawatts, les rendements et les valeurs de coût unitaire supposées sont celles des plus petites machines disponibles parmi les différentes technologies de réfrigération. Il est également à noter que les rendements des

capteurs solaires énumérés ne sont qu'indicatifs et dépendent de la température de l'air ambiant et du rayonnement solaire. Les systèmes électriques solaires sont supposés être équipés de panneaux solaires photovoltaïques à 10 % d'efficacité avec un prix unitaire à 5 €/Wp. Ces panneaux solaires convertissent un rayonnement solaire de 1000 W/m² en 100 W d'électricité et les différents refroidisseurs électriques transforment cette énergie électrique en frigorifique selon leurs COP spécifiés. En ce jour la technologie de refroidissement électrique est compétitive à celle de compression en termes de coût total.

Produire la même quantité d'électricité, un système thermomécanique a besoin d'une température élevée du capteur thermique et du moteur thermique, l'efficacité du capteur frôle 50% à T 200 °C. Le moteur est considéré 20% de l'installation, parmi les capteurs solaires sous vide celui du type Sydney, qui a des tubes avec absorbeurs cylindriques et concentrateurs CPC (600 €/m², 2004). Le coût d'un système thermomécanique est supérieur à celui d'un système équivalent, même le système électrique solaire sans le coût du moteur. En termes d'exploitation, un système thermomécanique solaire n'est pas moins cher que le système électrique solaire. Parmi les systèmes thermiques étudiés, le refroidisseur à absorption LiBr-eau à double effet requiert une température active élevée à 150 °C. Un rendement de 0.5 du capteur à tubes à température selon Peritsch ^[62] coûterait environ 550 €/m² et un refroidisseur LiBr-eau coûte presque 300 €/Kwcooling. Les autres refroidisseurs à manœuvre thermique sont équipés avec un capteur plat efficace de 50 % à 90 °C, qui coûte environ 250 €/m² (Catalogue Collectionneur, 2004). Le coût d'un refroidisseur simple effet à absorption LiBr-eau est estimé à 400 €/Kw et celui d'un refroidisseur à adsorption à un étage de 500 €/Kw (2002). Nonobstant un refroidisseur à éjecteur coûte moins cher qu'un refroidisseur à sorption, son faible COP coûterait plus cher aux capteurs solaires. Un système de dessiccation coûterait également plus cher que celui de sorption en raison du besoin de manier de grandes quantités d'air et d'eau. Les systèmes à absorption LiBr-eau à double effet et d'adsorption à un étage sont analogues et similaires en termes de coût total autour de 1200 €/Kwcooling. Le coût total d'un système d'absorption LiBr-eau à simple effet est estimé en bas coût à 1000 €/Kwcooling.

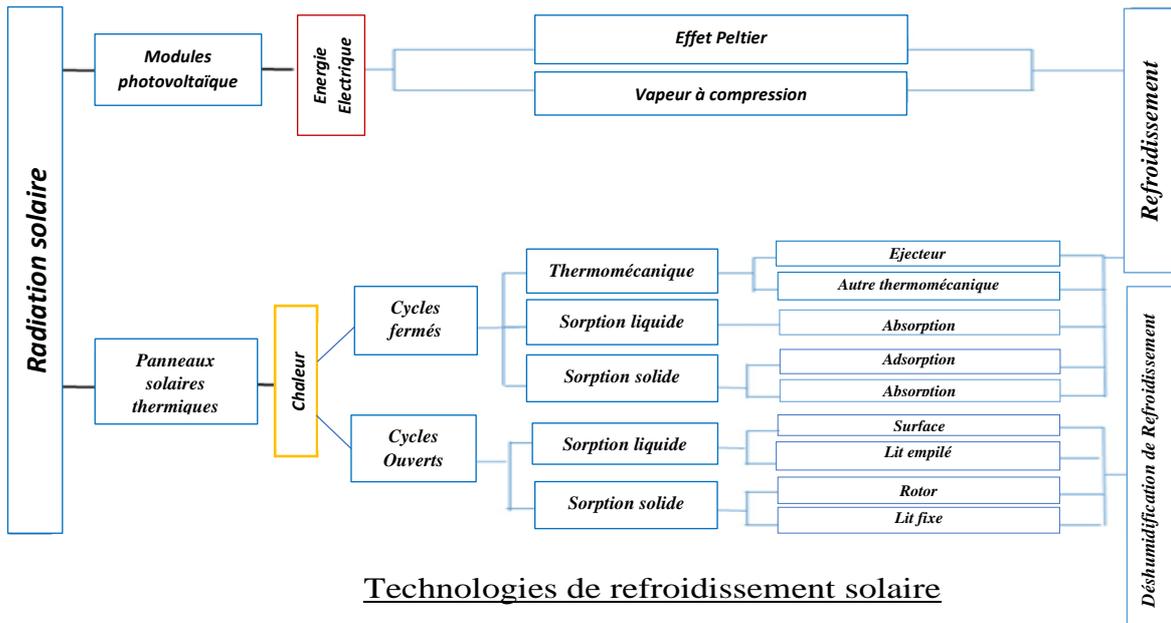
Cependant en se basant sur des hypothèses idéales, il est clair que les systèmes solaires électriques et thermomécaniques sont plus cher que les systèmes solaires thermiques. Les technologies de refroidissement par absorption et adsorption sont comparables en termes de performances. Mais financièrement, un refroidisseur à adsorption est plus cher que celui d'absorption, la faible puissance frigorifique d'un adsorbant tend à augmenter le prix d'une

machine d'adsorption. La technologie de réfrigération à absorption solaire n'est pas susceptible d'apporter beaucoup d'avantages budgétaires. Henning ^[39] et Balaras ^[58], montrent que le rapport annuel du coût d'un système solaire était toujours plus élevé que celui d'un système conventionnel (compression électrique) du au coût initial élevé des capteurs solaires. Pour le réduire le refroidisseur à absorption doit fonctionner avec des capteurs moins chers, son COP doit être augmenté ou sa température d'activité se voit être abaissé. Concernant l'orientation future en réfrigération solaire, il vaudrait mieux se concentrer sur les systèmes de sorption à basse température. En effet, en premier, le coût d'un capteur solaire tend à augmenter la température de marche plus hâtivement que le COP d'une machine à sorption. Secundo, les machines frigorifiques à haute température ne seraient pas conciliables avec les systèmes de chauffage solaire qui étaient à l'origine conçus pour fournir de l'eau chaude sanitaire.

2.5 Conclusion

La littérature bibliographique conclut que le coût initial du système de sorption est supérieur comparé au système conventionnel. De divergent les systèmes solaires à sorption restent prometteurs comme alternative aux systèmes conventionnels en cause du coût de carburant de fonctionnement, du coût de conversion d'énergie électrique et celui de maintenance du système. Les énoncés de recherche dans le secteur de la réfrigération solaire par adsorption concurrencent le système de compression par vapeur résumé sur les soucis techniques, financier et écologique. Les principaux avantages d'un système d'adsorption sont : capacité de travailler avec une gamme de niveaux de température, non corrosif, silencieux et favorable à l'environnement. D'autre part, Alghoul ^[63] indique que cette technologie souffre de la longue durée des phases adsorption/désorption, du coût élevé du réfrigérateur par adsorption, de son gabarit et de son efficacité réduite.

Des systèmes de refroidissement d'adsorption sont classifiés par type d'adsorption intermittente, adsorption continue et diffusion, plusieurs technologies mise en œuvre avec système d'adsorption de récupération de chaleur et de masse par Hassan ^[64]. Avec des valeurs rapportées du COP très basses (0.5). Plusieurs études développent des technologies à multi-étages et multi-lits pour élever COP.



Wang [65] a optimisé un réfrigérateur avec une conception modulaire, où l'adsorbant secondaire est un échangeur de chaleur compact d'aileron-tube qui augmente la surface de transfert de chaleur pour accroître l'efficacité du transfert de chaleur et du COP, le coût et la taille du chiller optimisés réduits permettant de le marchander. Pour les refroidisseurs par absorption à simple effet, double effet et triple d'effet avec des températures adéquates utilisant des capteurs solaires à hautes températures garantit la croissance significative du COP. La température motrice de la source chaude à simple effet est d'environ 80-100°C, alors que leur COP est limité autour de 0.7, le double effet est entre 100-150 °C, alors que leur COP peut atteindre 1.4, celui du triple-effet exige des températures de 180-240°C avec un COP de presque 1.8. Il est clair qu'un plus haut effet d'absorbant aura un COP élevé si la température de la source chaude est supérieure. La littérature d'Ursula Eicker [66] compromet la compétition des refroidisseurs solaires par absorption à effets multiples parce qu'ils exigent une multitude de paramètres : collecteurs chers, tuyauteries, cheminement, maintenance et gain solaire inférieur par unité de surface (travail de l'irradiance normal direct). Le système d'absorption est avantageux par un coefficient de performance relatif culminant, une aptitude d'agir à basse température, une disposition d'applications à grande dimension, un coût minimum relatif aux autres machines de réfrigération thermique et un faible niveau acoustique.

Le COP d'un système d'absorption de Sekret [67] s'étend typiquement entre 0.5 et 0.8. Yin [68] signale un des inconvénients principaux de ce système est la gamme étroite de la

température de réfrigération par absorption à travailler convenablement. Plusieurs détails tels que la complexité des collecteurs due à la non-linéarité des dimensions, types et endroits à géolocaliser, les charges thermiques et les conditions de fonctionnement compliquent davantage la sélection idéale.

La meilleure performance de Dabwan ^[69] a été réalisée dans les régions avec la basse température ambiante et l'irradiation solaire élevée. Un cycle de refroidissement par dessiccation utilise le liquide ou le matériel de dessiccation solide pour absorber l'eau de la vapeur d'air entrant utilisant la chaleur thermique comme source motrice (Mujahid ^[70]). L'eau est alors pulvérisée dans le courant d'air déshumidifié résultant, abaissant sa température et engendrant de ce fait un effet de refroidissement (par évaporation). Des machines de réfrigération par dessiccation ont été employées par Daou ^[71] intensivement dans certains créneaux d'applications, où la capacité de contrôler séparément l'humidité d'air fournit les avantages additionnels.

Un cycle de réfrigération par éjection établie par Chen ^[72] est notamment comparable au refroidisseur classique à compression de vapeur, mais utilise un éjecteur en tant que compresseur se composant d'une tuyère supersonique, chambre de mélange et de diffuseur pour comprimer la vapeur du réfrigérant. L'éjecteur de Besagni ^[73] exige de la chaleur thermique ainsi source de motorisation afin d'élever la pression du réfrigérant mais avec faible rendement.

Partie II

Étude Techno-Économique

Chapitre 3

Étude de concept et Ingénierie
de l'entrepôt frigorifique des dattes
dans la région de Biskra
(Bilan énergétique des locaux)

Les besoins énergétiques dans une construction sont la quote-part de puissance énergétique essentielle pour garder un milieu intérieur approprié dans un confort décent avec des délais précis et accomplir les performances de l'édifice (électricité, conditionnement d'air, froid ...). Le modèle de consommation dans les bâtiments est énergivore mais ceci contrarie diamétralement l'objectif d'économiser l'énergie. Le discernement des grandeurs climatiques, d'inertie thermique et de géolocalisation des locaux est le fondement de demande énergétique appropriée pour un environnement vital et confortable. La judicieuse implantation et conception des bahuts frigorifiques reposent sur les grandeurs climatiques et géolocalisés du site et les conditions environnantes du bâti, son exposition au soleil et au vent.

La quasi-totalité des aliments ont des procédés spécifiques d'entreposage réfrigèrent. Des équipements de préservation adéquats nécessitent une installation au diapason des qualités diététiques des denrées conservées au frais pour de longues périodes en évitant les pertes et dommages des produits.

Suivant les demandes de conservation, l'entreposage se fait dans de grands entrepôts pour confiner davantage de marchandises sur des hauteurs variables, un entrepôt frigorifique est résigné à de multiples exigences techniques innées de distinctes normes régisseuses considérant les dimensions, l'isolation, l'éclairage, le courant d'air, l'humidité et la température. Le calcul du bilan de réfrigération se base sur la méthodologie de comptage des ouvrages de H. J. Breidert ^[74] de calcul des chambres froides, de J. Desmons ^[75] de l'aide-mémoire de génie climatique et de P. D. Zotto ^[76] du Mémotech Génie Énergétique.

3.1 Description du projet des entrepôts frigorifiques

Le projet scrute la conservation frigorifique de trois modèles d'entrepôts frigorifiques dont chaque modèle englobe des chambres froides avec un SAS, la construction de chaque chambre repose sur des matériaux de construction locaux et régionaux.

L'identification de la zone climatique de la ville de Biskra est mentionnée sur le tableau suivant par Capderou en 1985 ^[77] :

Tableau 3.1: Localisation de la Wilaya de Biskra (Capderou)

Zone	Ville	Altitude(m)	Latitude(°)	Longitude(°)
4 (D)	Biskra	81	34,48°N	5,44°E

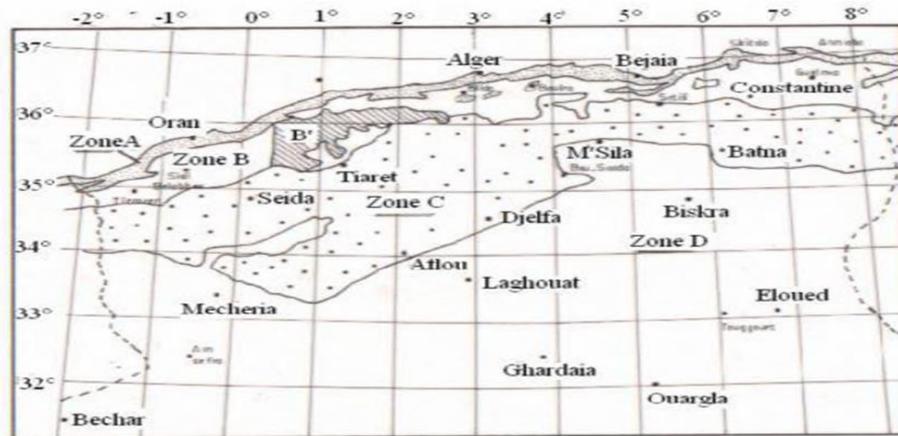


Figure 3.1: Carte climatique de l'Algérie (Benhabiles [78])

Tableau 3.2: Conditions extérieures de base pour chaque zone climatique

Zone climatique	Température sèche $TS_{b,e}$ (°C)	Humidité spécifique $HS_{b,e}$ (g_{vap}/kg_{as})	Ecart diurne E_b (°C)	Température moyenne TS_m (°C)	Ecart annuel de température EAT (°C)
A					
alt < 500 m	34	14,5	9	25,5	31
500 ≤ alt < 1000 m	33,5	13	10	25	32,5
alt ≥ 1000 m	30,5	13	9	22,5	31,5
B					
alt < 500 m	38	12,5	15	26,5	36
500 ≤ alt < 1000 m	37	11	15	26,5	36
alt ≥ 1000 m	35	10	14	25	36
B'					
alt < 500 m	41	11	18	29	41
alt ≥ 500 m	voir zone B	voir zone B	voir zone B	29	
C					
alt < 1000 m	39,5	8,5	20	27	41,5
alt ≥ 1000 m	36	8,5	18	25	40
D1	44	6,5	15,5	33	38
D2	48	5,5	16,5	36,5	43
D3	39	5,0	12,0	29,6	35

Le premier modèle est formé de deux chambres froides positives (CS2r) de 209.2 m³ de volume d'air brut chacune, les dimensions de chaque local froid (10.25×4.86×4.2) m³ avec SAS

Le second bâtiment d'entrepôt est composé de quatre chambres froides positives (CS4r) de 209.2 m³ de volume d'air brut chacune, avec des dimensions de chaque local réfrigérant (10.25×4.86×4.2) m³ en plus d'un hall de circulation pour véhiculer les denrées à entreposer.

Le troisième modèle est constitué de six chambres froides positives (CS6r) de 209.2 m³ de volume d'air brut chacune, avec des dimensions de chaque local réfrigérant (10.25×4.86×4.2) m³ avec un grand hall de circulation afin d'acheminer les produits à conserver des bahuts de stockage.

La région de Biskra (Zibans) est considérée parmi les zones les plus ensoleillées du globe terrestre ce qui représente un avantage très considérable pour l'utilisation de l'énergie solaire.

3.2 Conditions climatiques des entrepôts frigorifiques

La température quotidienne au sud du pays pendant les périodes chaudes dépasse pour la majorité de ces zones les 30°C et même avoisiner les 37°C. Il y a lieu de distinguer trois genres de climats : climat chaud et humide, climat chaud et sec et climat chaud (humidité moyenne), on peut conclure que le rafraîchissement de l'air est nécessaire pour la plupart des zones climatiques de l'Algérie et en particulier la ville de Biskra (Benhabiles et al. 2007) [78].

3.2.1 Conditions extérieures de base

Le climat de Biskra est un climat saharien sec, d'après Capderou [77] et Benhabiles [78] la température extérieure de base durant la période estivale est égale à 44°C et l'humidité relative est de 26%.

L'air extérieur est caractérisé par :

- La température sèche de base $TS_{b,e}$ (en °C),
- L'écart diurne de base E_b (en °C),
- L'humidité spécifique (absolue) de base $HS_{b,e}$ (en g_{vap}/Kg_{gaz}),
- La température moyenne sèche TS_m (en °C).

Pour calculer un bilan frigorifique ou thermique, on s'appuie sur la température sèche de base de la région de Biskra pour le calcul, une installation frigorifique est chiffrée par la température la plus haute des maxima annuels (période d'été) aussi par la température la plus basse des minima annuels (hiver). On utilise donc une température extérieure de référence, dite température extérieure de base.

Pour déterminer la température sèche de l'air extérieur à l'heure t pour les mois de juillet et d'août ; on utilise la formule suivante :

$$T_{s_e}(t) = T_{S_{b,e}} - (C_{TS}(t) \times E_b) \quad (3.1)$$

- T_{s_e} (°C) représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure t ;

- $T_{Sb,e}$ (°C) représente la température sèche de base de l'air extérieur ;
- C_{TS} t représente un coefficient correcteur ; le tableau 3.3 donne C_{TS} à l'heure t.
- E_b (°C) représente l'écart diurne de base ;

L'humidité spécifique (absolue) de base de l'air extérieur ($HS_{b,e}$) est la moyenne mensuelle durant le mois le plus chaud de l'humidité spécifique à 15 heures alors $C_{TS} = 0$.

Tableau 3.3: Valeurs du coefficient correcteur C_{TS}

Heure	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
C_{TS} (%)	67	80	87	94	100	100	93	85	77	63	48	35
Heure	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
C_{TS} (%)	21	6.7	0	0	0	4.7	12	20	28.5	32	43	53

L'écart diurne de base (E_b) est la moyenne mensuelle durant les mois de juillet et d'août de la différence entre les températures sèches maxima et minima de l'air extérieur d'une journée. La température moyenne est la moyenne mensuelle durant les mois de juillet et d'août de la température moyenne quotidienne.

Les caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur en été sont données dans le tableau 3.2 en fonction de la zone climatique où est situé le projet et son altitude (alt).

Pour identifier la température sèche de l'air extérieur pour toutes les heures de la façon suivante selon Benhabiles [78] et Capderou [77], on détermine la température et l'humidité de calcul de l'air extérieur à t :

$$T_{se}(t) = T_{sb,e} + (E_d \times 0) = T_{sb,e} = 44 \text{ avec } C_{TS}=0 \text{ donc } \mathbf{T_{se} = 44 \text{ °C}}$$

avec une humidité relative du mois de juillet de 26.1% : $H_{se} = 26.1\%$

La température du sol est de 15 °C et la température du SAS de 28 °C ;

$$\mathbf{T_{sol} = 15 \text{ °C}} \quad \text{et} \quad \mathbf{T_{SAS} = 28 \text{ °C}}$$

3.2.2 Mensurations des entrepôts frigorifiques

Les dimensions du local de la chambre froide type sont de longueur 10.50 m, de largeur 5.26 m et de hauteur sous plafond 4,60 m avec un SAS intermédiaire d'entreposage de denrées.

Les ouvrants comportent la porte de la chambre froide de dimensions 1.4 m x 2.2 m avec épaisseur de 0.80 m et aussi les portes d'accès à l'entrepôt frigorifique.

Les vues en plan des entrepôts frigorifiques, coupes du hall et local des équipements sont étalées :

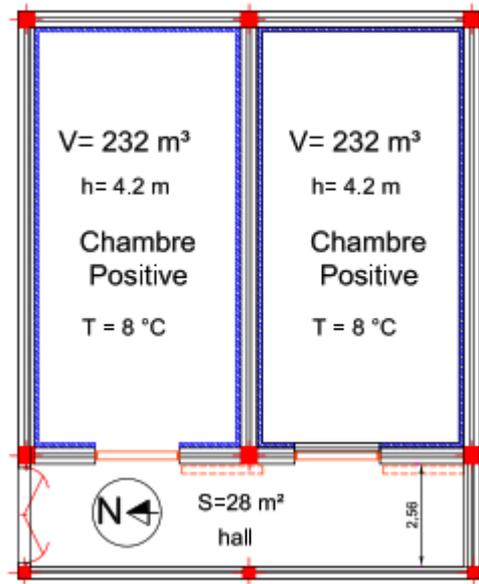


Figure 3.2: Vue en plan d'Entrepôt Frigorifique à 2 chambres froides positives (CS2r)

Les différentes cloisons composantes l'enveloppe de la chambre froide avec les parois des facettes Nord, Sud, Est et Ouest avec les parois du plancher et du plafond constituent les éléments à travers lesquelles le transfert de chaleur se véhicule entre les milieux extérieurs et intérieurs pour pouvoir un environnement vigoureux de conservation des denrées à des conditions climatiques appropriées.

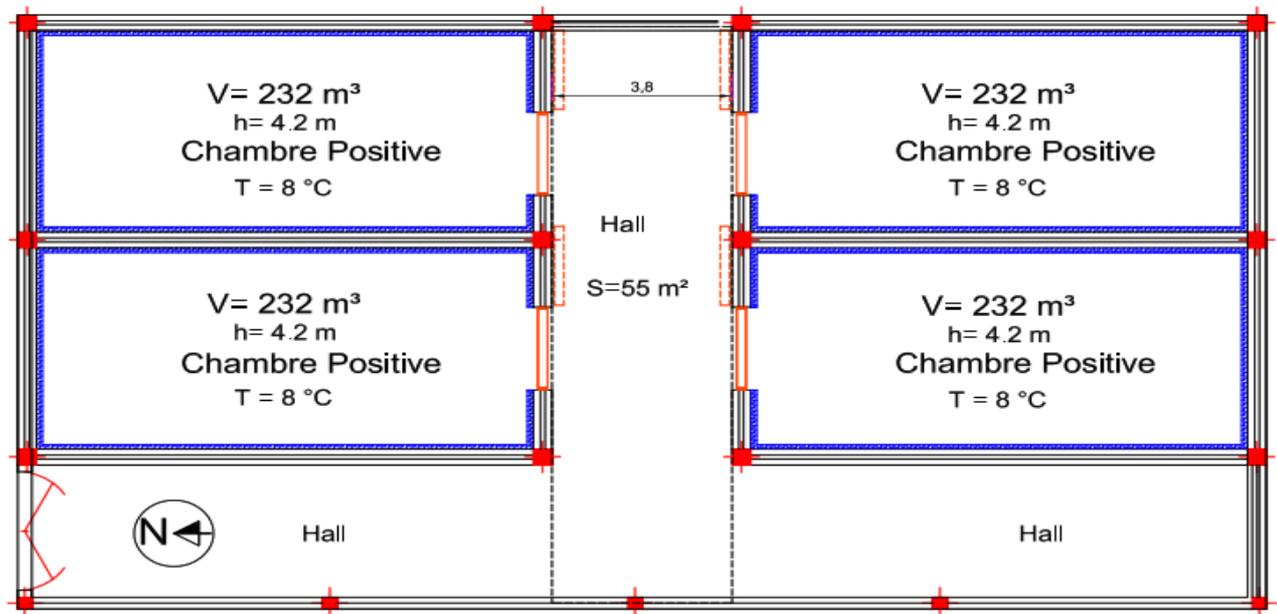


Figure 3.3: Vue en plan d'Entrepôt Frigorifique à 4 chambres froides positives (CS4r)

Les matériaux de construction des murs et cloisons sont constitués de matières locales et régionales de la région de Biskra incluant les briques creuses en terre cuite, les panneaux sandwichs avec émulsion en polyuréthane, le pare vapeur, le béton, le hérisson en pierres, le

mortier de ciment, le polystyrène expansé comme isolant pour le plancher, lit de sable et les carreaux de céramique.

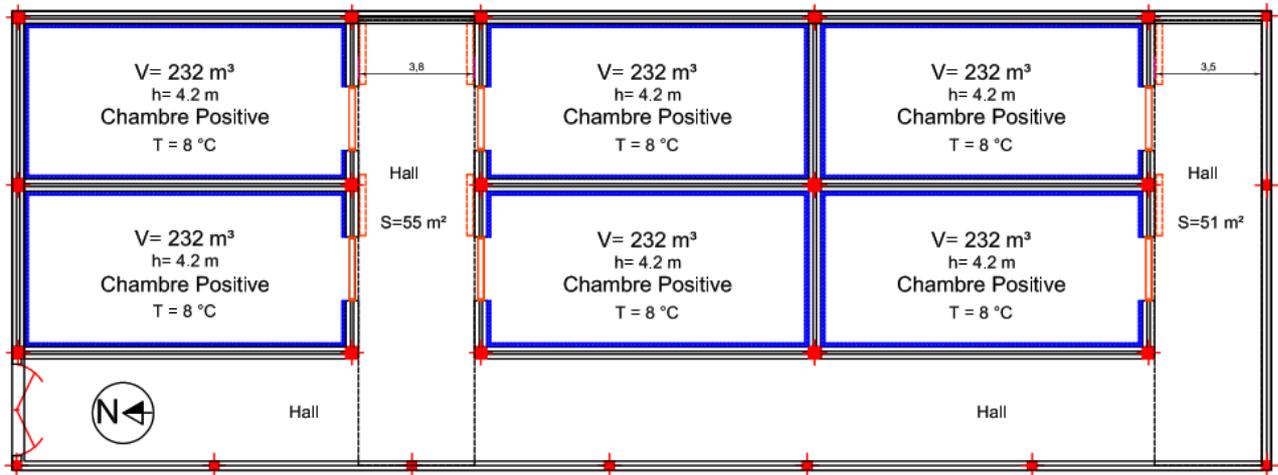


Figure 3.4: Vue en plan d'Entrepôt Frigorifique à 6 chambres froides positives (CS6r)

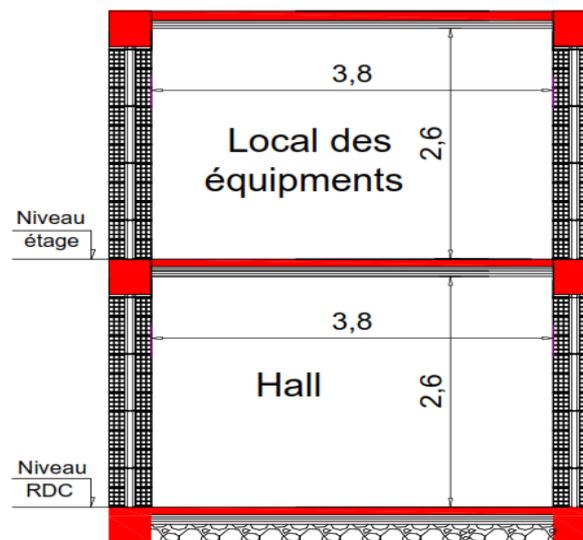


Figure 3.5: Coupe de niveaux d'Entrepôt Frigorifique

3.2.3 Matériaux des chambres froides

Les matériaux de construction des murs et cloisons sont constitués de matières locales et régionales de la région de Biskra incluant les briques creuses en terre cuite, les panneaux sandwichs avec émulsion en polyuréthane, le pare vapeur, le béton, le hérisson en pierres, le mortier de ciment, le polystyrène expansé comme isolant pour le plancher, lit de sable et les carreaux de céramique.

Les différentes parois de la structure de l'enveloppe concernant les murs intérieurs, les murs extérieurs, les planchers et les plafonds des chambres froides sont présentées dans la figure 3.6 suivante incluant les détails des matériaux de construction constituant ces différents cloisons.

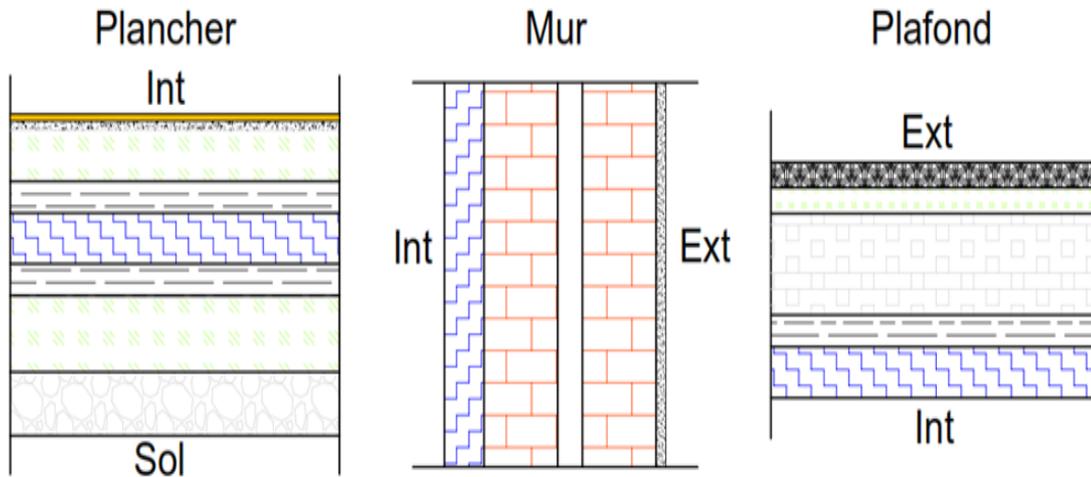


Figure 3.6: Détails des couches des parois des chambres frigorifiques

3.2.3.1 Les isolants de la chambre froide

L'isolation permet de diminuer le coût des charges frigorifiques des produits à garder, ils bornent les échanges thermiques entre le milieu extérieur et le milieu intérieur, une bonne isolation se commande afin de contenir et réduire les apports thermiques. Les caractéristiques typiques d'un isolant sont la faible densité et conductivité thermique, la bonne résistance à la diffusion de vapeur, l'imperméabilité, le conservatisme temporel et qualitatif, la non-réaction chimique au contact, l'économie de prix, l'inaltérabilité et l'ininflammabilité.

Les différents isolants les plus utilisés sont les matériaux tels que :

Le liège (0.044 W/m.°C): onéreux, bonne résistance, masse volumique 110 à 130 kg/m³,

La fibre de verre (0.035 W/m.°C) : résistant, masse volumique 22 (PI) à 29kg/m³ (PSF),

Le polystyrène expansé (0.029 W/m.°C): prix et résistance, masse volumique 20 à 30 kg/m³,

La mousse polyuréthane (0.023 W/m.°C): léger, moyen prix, masse volumique 30 à 40 kg/m³,

Le caoutchouc mousse (0.03 W/m.°C): malléable, en tube, masse volumique 90 à 110 kg/m³,

Laine de verre (0.035 W/m.°C): isolant thermique et sonore, ignifuge, peu cher, durée de vie,

Laine de roche (0.093 w/m.°C): bon isolant, coût modéré, masse volumique 21 à 250 kg/m³.

3.3 Calcul des bilans énergétiques

La température et l'humidité relative extérieures sont 44°C et 26 %, La température intérieure à maintenir dans la chambre froide est de 8°C et l'humidité relative de 68 %. La charge frigorifique totale est l'équivalent des apports calorifiques internes et externes de l'enveloppe de la chambre froide de la plupart des chambres froides des trois entrepôts frigorifiques sont presque identiques énergétiquement sauf pour les bahuts donnant vers l'intérieur ; d'où nous considérerons le bilan

thermique pour la chambre froide, combiné par Breidert [74], ayant les besoins énergétiques donc la plus défavorable ; ainsi nous chiffrons les charges thermiques intermédiaires Q_{INT} de cette chambre froide :

$$Q_{INT} = Q_{tp} + Q_{op} + Q_{pe} + Q_{de} + Q_{ec} + Q_{inf} + Q_{resp} + Q_{dég} \text{ (W)} \quad (3.2)$$

Q_{tp} : charge thermique par transmission des parois (W)

Q_{op} : charge thermique due à l'ouverture des portes (W)

Q_{pe} : charge thermique due aux personnes (W)

Q_{de} : charge thermique due aux denrées entrantes (W)

Q_{ec} : charge thermique due à l'éclairage (W)

Q_{ren} : charge thermique due au renouvellement de l'air (W)

Q_{resp} : charge thermique due à la respiration des denrées (W)

$Q_{dég}$: charge thermique due au dégivrage (W)

3.3.1 Les apports thermiques externes de la chambre froide

Les apports thermiques externes de la chambre froide visent surtout la transmission et l'infiltration pour leur grand impact fonctionnel et quantitatif.

3.3.1.1 Les apports par transmission de la chambre frigorifique

Les apports par transmission sont des apports dus à la variation de température présente entre milieu d'intérieur et d'extérieur. Ils dépendent du coefficient d'échange global d'écart de température et de la superficie d'échange. Les apports sont dépendants de l'exposition du bahut aux rayons solaires, de la nature, l'orientation et la surface de la paroi ou de la cloison :

$$Q_{tr} = K \times S \times (\Delta T + \Delta T') \text{ (W)} \quad (3.3)$$

K : coefficient de transmission thermique de la paroi considérée ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

S : surface de la paroi considérée (m^2).

ΔT : Écart de température des deux côtés intérieur et extérieur de la paroi concernée ($^\circ C$).

$\Delta T'$: Majoration de l'écart de la température ΔT qui tient compte de l'ensoleillement, dépend de la nature et l'orientation de la paroi, et aussi de la latitude de notre site.

Tableau 3.4 : Les valeurs de $\Delta T'$ en fonction de latitude, l'orientation et les parois.

Latitude [°E]	Paroi Horizontale	Orientation des parois verticales							
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO
30	7.4	1.2	3.0	3.7	3.0	1.9	3.0	3.6	3.0
34.48	7.14	2.28	3.31	3.23	2.33	2.31	3.34	3.54	5.13
40	2.7	3.5	3.7	2.8	1.7	2.8	3.7	3.5	7.3

La charge frigorifique intermédiaire Q_{tp} (en Watts) est la somme des charges thermiques. Les charges thermiques internes de la chambre frigorifique type incluent les apports thermiques du bahut comptant toutes les parois constituant de l'enveloppe constructive des différentes faces et orientations où s'effectuent les transferts de chaleur de cette enceinte, qui se résument par la formule suivante :

$$Q_{tp} = Q_{Sud} + Q_{Est} + Q_{Ouest} + Q_{Plafond} + Q_{Plancher} + Q_{porte} \quad (W) \quad (3.4)$$

Le Coefficient de transmission thermique et calculé en utilisant l'expression suivant :

$$K = 1 / [(1/(h_i + (\sum_{i=1}^n (e_i/\lambda_i)) + (e_{is}/\lambda_{iso}) + 1/h_e))] \quad (W/m^2 \cdot ^\circ K) \text{ ou } (W/m^2 \cdot ^\circ C) \quad (3.5)$$

$1/h_i$: Résistance thermique superficielle interne ($m^2 \cdot ^\circ K/W$)

e_{iso}/λ_{iso} : Résistance thermique des couches des matériaux constituant les parois ($m^2 \cdot ^\circ K/W$)

$1/h_e$: Résistance thermique superficielle externe ($m^2 \cdot ^\circ K/W$)

Le calcul du coefficient global de transfert thermique pour chaque paroi des chambres froides incluant les murs, plancher, plafond et ouvrant.

Tableau 3.5 : Couches de matériaux constructives du mur $K_m = 0.165 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$

Couche de Matériau (Paroi)	Epaisseur e (m)	Conductivité thermique λ ($W/m \cdot ^\circ C$)	Résistance thermique $R_{e/\lambda}$ ($m^2 \cdot ^\circ C/W$) (R=6.05)
Panneau Sandwich	0.08	0.022	3.636
Pare vapeur	0.02	0.34	0.059
Brique creuse	0.15	0.48	0.312
Lame d'air	0.04	0.026	1.538
Brique creuse	0.15	0.48	0.312
Crépissage en ciment	0.02	0.90	0.022

Tableau 3.6: Couches de matériaux constructives du Plancher $K_{plch} = 0.302 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$

Couche de Matériau (Paroi)	Epaisseur e (m)	Conductivité thermique λ ($W/m \cdot ^\circ C$)	Résistance thermique $R_{e/\lambda}$ ($m^2 \cdot ^\circ C/W$) (R=3.316)
Carreau de céramique	0.01	1.2	0.083
Mortier de ciment	0.015	0.74	0.020
Dalle de béton	0.08	1.5	0.053
Pare vapeur	0.05	0.34	0.059
Panneaux Polystyrène	0.08	0.029	2.758
Pare vapeur	0.02	0.34	0.059
Dalle de béton	0.10	1.5	0.066
Béton de propreté	0.10	2.1	0.048

Tableau 3.7: Couches de matériaux constructives du Plafond $K_{plf} = 0.240 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Couche de Matériau (Paroi)	Epaisseur e (m)	Conductivité thermique λ (W/m.°C)	Résistance thermique $R_{e/\lambda}$ ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$) (R=4.16)
Panneau Sandwich	0.08	0.022	3.636
Pare vapeur	0.02	0.34	0.059
Entrevous d'Hourdis	0.16	1.1	0.145
Dalle de béton	0.04	1.5	0.053
Etanchéité paxalumin	0.04	0.41	0.097

Le bilan thermique se matérialise par les valeurs énergétiques suivantes :

Tableau 3.8: Quantité des charges frigorifiques par transmission

Paroi	Kréel ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)	Surface (m^2)	ΔT ($^\circ\text{C}$)	$\Delta T'$ ($^\circ\text{C}$)	Qtr (W)
Mur Sud	0.165	48.30	36	2.03	303.08
Mur Est	0.165	24.20	36	3.48	157.64
Mur Ouest	0.165	21.12	18	3.49	74.89
Plancher	0.302	55.23	15	7.36	372.95
Plafond	0.240	55.23	36	7.36	574.46
Porte	0.24	3.08	18	0	13.31

$$\mathbf{Q_{tr} = 1496.33 \text{ W}}$$

Les deux chambres froides ont presque la même quantité d'apports par transmission.

Tableau 3.9: Les apports totaux par transmission pour chaque chambre froide

Entrepôt	02 Chambres froides	04 Chambres froides	06 Chambres froides
Qtr (Kw)	2992.66	5386.79	7481.65

3.3.1.2 Les apports dus au renouvellement d'air

Le renouvellement et le remplacement d'air des chambres sont indispensables pour évacuer les odeurs des denrées, il est effectué par deux modes :

$$Q_{ren} = Q_{rs} + Q_{ri} \quad (\text{Kw}) \quad (3.6)$$

- Renouvellement d'air systématique.
- Renouvellement d'air intempestif.

3.3.1.2.1 Les apports par renouvellement d'air systématique

Le renouvellement d'air est généré à l'aide des ventilateurs, la température de l'air frais entrant provoque une charge thermique parce qu'elle est supérieure à celle de la chambre. Il est donné par la relation suivante :

$$Q_{rs} = (\varepsilon/24 \times 3600) \times (V_{ef} / V_s) \times (H_e - H_i) \text{ (Kw)} \quad (3.7)$$

Q_{rs} : Apport de chaleur due au renouvellement d'air systématique (Kw)

V_{ef} : Volume de la chambre froide (m^3).

V_s : Volume spécifique de l'air intérieur (m^3/kg).

H_e : L'enthalpie de l'air extérieur (KJ/Kg) avec $H_e = 68 \text{ kJ/kg}$

H_i : L'enthalpie de l'air intérieur (KJ/Kg) avec $H_i = 19.2 \text{ kJ/kg}$

ε : Nombre de renouvellements d'air par jour qui est donnée par le tableau suivant : $\varepsilon = 5.3$

$$V_{ef} = 250 \text{ m}^3 \quad V_s = 0.83 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Tableau 3.10: (ε) Nombre de renouvellements d'air par jour

Volume de la chambre [m^3]	Température intérieure ($^{\circ}\text{C}$)	
	$T_i \leq 0^{\circ}\text{C}$	$T_i > 0^{\circ}\text{C}$
120	6	8
150	5	7
175	5	6
<u>250</u>	4	<u>5.3</u>
300	4	5
500	3	4
750	2	3.3
1000	2	3
1500	1	2
2000	1	1
2500	1	1

$$Q_{rs} = 901.7 \text{ W}$$

3.3.1.2.2 Les apports par renouvellement d'air intempestif

Il est dû à l'ouverture des portes pendant l'introduction des denrées ou la livraison. Ce sont les charges dues aux infiltrations de l'air. Ils sont donnés par la relation suivante :

$$Q_{ri} = Q_{ra} \times S_p \text{ (Kw)} \quad (3.8)$$

Q_{ri} : Apport de chaleur due à l'ouverture de la porte (intempestive) (Kw).

S_p : Surface du plancher de la chambre froide (m^2). $S_p = 55.23 m^2$

Q_{ra} : Quantité de chaleur introduite par renouvellement d'air par unité de surface (Kw/m^2).

$$Q_{ra} = 6 \times 10^{-3}$$

Q_e est donnée par le tableau suivant :

Tableau 3.11: La quantité de chaleur introduite par renouvellement d'air par m^2

Utilité de la chambre	Volume de la chambre froide		
	< 50 m^3	< 150 m^3	> 150 m^3
Réfrigération	14×10^{-3}	7×10^{-3}	6×10^{-3}
Congélation	19×10^{-3}	9×10^{-3}	7×10^{-3}
Stockage en réfrigération	9×10^{-3}	5×10^{-3}	4×10^{-3}
Stockage en congélation	7×10^{-3}	4×10^{-3}	3×10^{-3}
SAS	4.7×10^{-3}	2.3×10^{-3}	1.2×10^{-3}

$$Q_{ri} = 331.4 W$$

3.3.1.3 La charge thermique par ouverture des portes Q_{op}

$$Q_{op} = [8 + (0.067 \times \Delta T) \times \tau_p \times \rho_{aa} \times l \times h \times \sqrt{(h \times (1 - (\rho_{ae}/\rho_{aa})) \times (h_{ae} - h_{aa})) \times c_{ra}}] (W) \quad (3.9)$$

ΔT : Écart type de l'air entre les deux côtés de la porte en ($^{\circ}C$)

τ_p : temps d'ouverture de la porte en (min/h) = 1.755 (min/h)

ρ_{aa} : Masse volumique de l'air dans la chambre en (kg/m^3) = 1.265 kg/m^3

ρ_{ae} : Masse volumique de l'air de cote de la porte en (kg/m^3)

$$\tau_p = (d_t \times f_j) / 24 \quad (min/h) \quad (3.10)$$

avec $d_t = 10 \text{ min/t}$ $f_j = 4.212 \text{ tonnes/jour}$

d_t : durée moyenne d'ouverture des portes des caisses de denrées (aller et retour) min/tonne

f_j : flux journalier des denrées en tonne par jour

$$\tau_p = 1.755 \text{ min/hr}$$

L : largeur de la porte (m) = 1.4

h : hauteur de la porte (m) = 2.2 m

h_{ae} : Enthalpie de l'air intérieur en (kj/kg) = 19.2 kj/kg

h_{aa} : Enthalpie de l'air extérieur en kj/kg = 68 kj/kg

c_{ra} : Coefficient de minoration de la porte en présence éventuelle d'un rideau d'air $c_{ra} = 0.25$

Donc : $\rho_{ae} = (\rho_0 / (1 + (T/273.15)))$ en (kg/m³)

Avec : $\rho_0 = 1.293$ et $\Delta T = 18$ C°

D'après le calcul : $\rho_{ae} = 1.11$ kg /m³

Donc la charge thermique par ouverture des portes Q_{op} :

$$Q_{op} = [8 + (0.067 \times 18) \times 1.755 \times 1.265 \times 1.4 \times 2.2 \times \sqrt{(2.2 \times (1 - (1.11 / 1.265))) \times (68 - 19.2) \times 1}]$$

$$Q_{op} = 73.01 \text{ W}$$

3.3.1.4 Les apports dus à l'introduction des denrées

La quantification des apports d'admission des denrées conservées à une température élevée dans la chambre froide. Ils se calculent par la loi exprimée comme suit :

Cas de la réfrigération :

$$Q_{int} = (M_h \times C_{dav} \times (T_d - T_f)) / 3600 \text{ (Kw)} \quad (3.11)$$

Q_{int} : Apports dus à l'introduction des denrées (Kw)

M_h : Le débit massique horaire d'entreposage (kg/h)

C_{pav} : Chaleur massique des denrées avant congélation (kJ/kg.°C) avec $C_{dav} = 1.51$ kJ/kg.°C

T_d : température des denrées (°C)

T_f : température de la chambre froide (°C)

$$M_h = 540 \text{ kg/hr ; } T_d = 25 \text{ °C (TSAS = 28 °C)}$$

$$Q_{int} = 3850.5 \text{ W}$$

3.3.2 Les apports thermiques internes de la chambre froide

3.3.2.1 Les apports thermiques dus à l'éclairage

Les luminaires éclairant les chambres sont spécifiquement étanches et résistants à l'humidité et l'infiltration d'eau. Le Recknagel [79] génie-climaticien prévoit des plafonniers fluorescents avec pouvoir d'éclairage de 8 à 25 w/m². La chaleur consommée par les lampes est calculée par la formule :

$$Q_{ecl} = P \times (t/24) \times S_{pl} \text{ (Kw)} \quad (3.12)$$

Q_{ecl} : les apports de chaleur dus à l'éclairage (Kw)

P : puissance de la lampe (Kw)

t : durée de marche des lampes (heure), 8 h pour les chambres froides, 8h pour le SAS.

S_{pl} : surface du plancher (m²) avec $S_{pl} = 55.23$ m²

$$Q_{ecl} = 220.92 \text{ W}$$

3.3.2.2 Les apports thermiques dus au personnel

Le corps humain dégage de l'énergie thermique sous forme de chaleur et vapeur d'eau, on

considère cette quantité de chaleur qui est donnée par la relation (H. Recknagel [79],)

$$Q_{per} = n \times (t/24) \times q_{per} \text{ (Kw)} \quad (3.13)$$

Q_{per} : Les apports dus au personnel (Kw).

n : Nombre de personnes (4 personnes)

t : Nombre d'heures de travail ($t = 8$ heures de travail).

q_{per} : Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans les chambres froides par le tableau suivant :

Tableau 3.12: Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne selon Température

Températures °C	0	-5	-20	-30	8
Q personnel (Kw)	0.27	0.30	0.39	0.45	0.22

$$Q_{per} = 293.33 \text{ W}$$

3.3.2.3 Les apports thermiques dus à la manutention

Ce sont les charges thermiques dues aux matériels roulants comme les chariots élévateurs et les transpalettes électriques.

$$Q_{mr} = n \times p \times (t/ 24) \text{ (W)} \quad (3.14)$$

n : Nombre de matériels roulant.

P : Puissance totale de chaque type de matériel (W)

t : Durée de présence du matériel (h/j)

Le matériel roulant motorisé des engins de transport n'est pas utilisé : $Q_{mr} = 0$

3.3.2.4 Les apports thermiques dus au refroidissement d'emballage

Les apports dus à cet écart de température sont calculés par la formule :

$$Q_{em} = M_{em} \times C_{pem} \times (T_{em} - T_{ef})/3600 \text{ (Kw)} \quad (3.15)$$

Q_{em} : Les apports dus au refroidissement de l'emballage (Kw).

M_{em} : Débit d'emballage entrant (kg/h).

C_{pem} : Chaleur massique de l'emballage (kj/h) avec $C_{pem} = 0.3 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$

T_{em} : Température de l'emballage avec $T_d = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{SAS} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$)

T_{ef} : Température de la chambre froide ($^\circ\text{C}$).

Le débit d'emballage est calculé par :

$$M_{em} = (N_c \times m_c)/24 \text{ (W)} \quad (3.16)$$

N_c : Nombre de caisses dans la chambre froide, $N_c = 1440$ unités

m_c : la masse nette de caisse (kg) $m_c = 1 \text{ kg}$

$$\underline{M_{em}} = 240 \text{ kg/hr}$$

$$\mathbf{Q_{em} = 340 \text{ W}}$$

3.3.2.5 Les apports majorés dus aux équipements et aux horaires de fonctionnement

La charge thermique intermédiaire inclut la puissance intermédiaire majorée due aux équipements et aux horaires de fonctionnement en quantifiant la puissance frigorifique totale prévisionnelle pour choisir les équipements adéquats et de la nomenclature des organes de l'installation frigorifique. Aussi en mettant en compte les horaires et périodes de fonctionnement, ces majorations apportent la totale évidence de recenser tous les paramètres reliés aux organes et éléments de l'installation frigorifique orientant vers le calcul de la puissance effective des équipements et de majoration des imprévus, la capacité thermique intermédiaire Q_{INT} qui définit la puissance frigorifique prévisionnelle qui fixe les charges frigorifiques totales d'une chambre froide à fournir Q_{tot} par la relation :

$$Q_{tot} = Q_{INT} \times 24 / \tau_{inst} \text{ (Kw)} \quad (3.17)$$

τ_{inst} : La durée de fonctionnement de l'installation frigorifique :

- ✚ 18 heures pour les Chambres de congélation.
- ✚ 16 heures pour les Chambres de conservation.

$$\mathbf{Q_{tot} = 11260.5 \text{ W} = 11.26 \text{ Kw}}$$

3.4 Conclusion

Ce chapitre consiste à décrire notre projet structurellement des entrepôts frigorifiques positifs et de comparer énergétiquement et budgétairement les trois modèles. Le premier est un entrepôt conçu par deux chambres froides positives (CS2r), Le deuxième est un entrepôt composé de quatre chambres froides positives avec un SAS (CS4r) et le troisième est matérialisé par six chambres froides positives (CS6r) et d'un hall de circulation dans la province des palmeraies de Biskra.

Ces locaux de réfrigération sont construits pour le bâti à l'aide de matériaux locaux régionaux tels que le béton, les briques rouges et les cloisons isolées en panneaux sandwichs raisonnés du schéma des plans architecturaux (Figures 3.2 à 3.6). La conservation par réfrigération a été employée pour sauvegarder et maintenir les aliments nutritifs hygiéniques pouvant se dégrader au cas de les garder à l'air libre dans les conditions climatiques extérieures ^[80]. Ces denrées candides et saines se conservent pour une longue durée afin d'éviter les maladies aux consommateurs. Une obligation du respect de la chaîne du froid des aliments nutritionnels impose des directives pendant

le stockage des aliments. Les conditions climatiques optimums intérieures consenties par Gago [81] frôlent la température 8 °C degrés Celsius et d'humidité de 68 % sont les valeurs propices prises pour nos différents calculs des bilans thermiques [81].

Classée au quatrième rang mondial de production de dattes, l'Algérie se doit d'être un pays leader de pays exportateurs de dattes (CACI*), et se distinguer en qualité avec Deglet-noor qui est propice dans les palmeraies de l'oasis. Le but est de quantifier et d'analyser l'énergie réfrigérante dans les entrepôts frigorifiques avec une comparaison entre les trois options en énumérant les avantages et les inconvénients par Aoki [82].

Dans la province de Biskra, cette étude spécifique comprend beaucoup d'aspects relatifs aux trois entrepôts frigorifiques portés sur les matériaux, dimensions, et besoins d'énergie. En outre, les plans schématiques décrivent les échelles et donnent un schéma de variantes entre les trois constructions. Leur construction est semblable en termes de superficie et de volume. Une des valeurs importantes à trouver est le coefficient total du transfert de chaleur K.

La puissance frigorifique totale du bahut est 11.26 Kw, en conclusion nous recommandons les points suivants :

- Choisir un bon site d'implantation des entrepôts frigorifiques concrétisant une économie monétaire et énergétique et une situation proche de palmeraie ou d'unité de traitement,
- Sélectionner judicieusement les matériaux de construction relatifs aux locaux frigorifiques,
- Établir des feuilles de calcul intégrant les formules chiffrant les bilans énergétiques totaux,
- Ordonnancer les résultats numériques en tableurs récapitulatifs des bilans,
- Réfléchir aux énergies renouvelables comme source d'énergie alternative aux fossiles.

(*) CACI Chambre Algérienne de Commerce et d'Industrie promoteur et Instigateur du Salon des dattes à Biskra

Chapitre 04

Étude comparative de conservation
de denrées de 03 types d'entrepôts
opérant par systèmes frigorifiques
appliqué à la région de Biskra
(Classique, Absorption, Adsorption)

Le stockage frigorifique est un mode de préservation qui est utilisé pour sauvegarder les aliments afin de leur une longue période pour une consommation saine nécessitant l'augmentation des besoins énergétiques de réfrigération par utilisation des énergies fossiles étant un pays producteur, ce qui nous classe avec les nations en libérant des gaz toxiques de CO₂ et NO.

L'Algérie est l'un des producteurs de dattes avec la spécificité de l'oasis de Biskra en Deglet-noor 5249,5 tonnes/an. Le stockage sera assuré par un conditionnement frigorifique pendant 06 avec des paramètres climatiques intérieurs de température de 8 degrés Celsius et une humidité de 68%. Des équipements frigorifiques classiques Bitzer réfrigèrent ces aliments, néanmoins les énergies écologiques matérialisées par des refroidisseurs de système d'absorption et d'adsorption se manifestent comme des solutions opportunes, l'analyse et le comparatif entre ces trois options demeure notre visée en énumérant les avantages et contrariétés.

La conservation des dattes est acquise par système de réfrigération dans des locaux froids y compris de nombreux angles à propos des trois entrepôts frigorifiques relativement aux dimensions et gains d'énergie (CS2r, CS4r et CS6r). Les équipements de réfrigération sont installés au niveau supérieur sur le compartiment du hall et les capteurs solaires aménagés sur la terrasse des édifices frigorifiques. Une investigation comparative énergétique et monétaire dans les conjonctures constructives, structurel, énergétique et d'équipements d'installation ainsi que l'impact d'écologie, d'investissement et de maintenance des appareillages de distincts systèmes de réfrigération.

4.1 Systèmes de refroidissement de denrées

Le stockage sera assuré par un conditionnement frigorifique pendant 06 avec des paramètres climatiques intérieurs de température de 8 degrés Celsius et une humidité de 68%. Des équipements frigorifiques classiques Bitzer réfrigèrent ces aliments, néanmoins les énergies écologiques matérialisées par des refroidisseurs de système d'absorption et d'adsorption se manifestent comme des solutions opportunes, l'analyse et le comparatif entre ces trois options demeure notre visée en énumérant les atouts et inconvénients.

4.1.1 Refroidissement Classique (CI)

Un refroidisseur classique cède de la chaleur extraite de l'intérieur du bahut vers l'extérieur, elle est d'autant plus performante que sa température de condensation est basse et

son COP est élevé. Cette machine conventionnelle comprend le compresseur, l'évaporateur, le condenseur et le détendeur ainsi que le Kit d'accessoires ; leur sélection et dimensionnement dépendent des besoins énergétiques à fournir pour instaurer une ambiance convenable du local froid. Le cycle frigorifique (compression, condensation, détente, évaporation) est un principe thermodynamique utilisant les propriétés physiques d'un fluide frigorigène (fréon) pour assurer un transfert de chaleur ou d'énergie. Le circuit frigorifique comprend quatre éléments indispensables : le compresseur, le condenseur, le détendeur, l'évaporateur. Le circuit frigorifique assure de capter ou de soutirer l'énergie incluse dans une source froide pour la transférer ou la rejeter vers un milieu chaud.

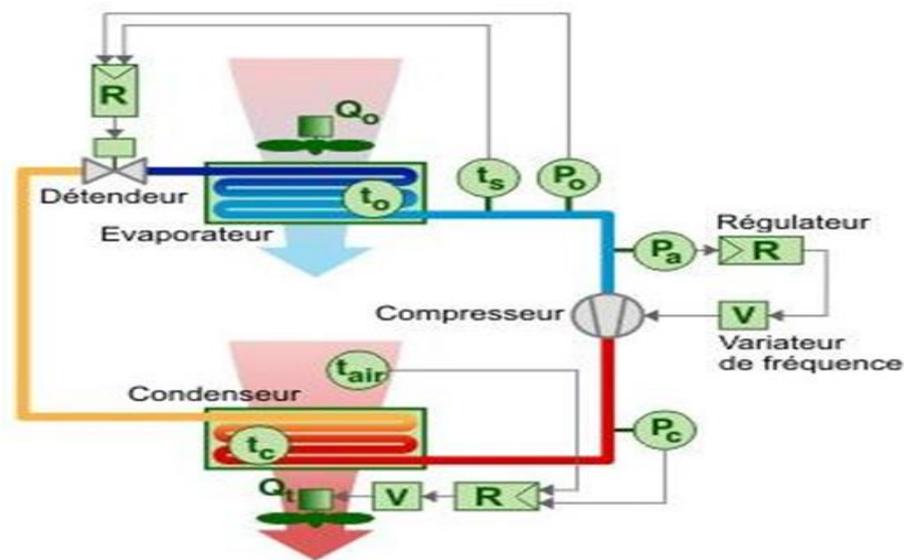


Figure 4.1: Schéma d'une machine frigorifique classique

Le compresseur aspire le fluide à basse pression et à basse température, l'énergie de compression mécanique hausse la pression et la température.



Figure 4.2: Compresseur Bitzer et Condenseur d'une machine frigorifique classique

L'écart de pression assure au fréon (gazeux) de circuler dans le circuit frigorifique. Les gaz chauds comprimés à hautes pressions et températures se canalisent vers le condenseur, ce dernier étant échangeur facilite au fluide de se condenser par transfert avec le milieu extérieur à température et pression constantes (condensation), la vapeur se transforme graduellement en liquide. La détente du fréon à l'état liquide sous refroidi par vaporisation relative par diminution soudaine de la pression à travers l'orifice étalonné de détente avec régulation du flux de fluide à l'évaporateur.



Figure 4.3: Détendeur et Évaporateur d'une machine frigorifique classique

Cet antérieur échangeur de chaleur reçoit le fluide liquide émanant du détendeur se chauffe à l'ébullition procurant son évaporation par absorption de la chaleur au local froid désignant l'extérieur du circuit frigorifique induisant la phase d'évaporation (modification d'état liquide /vapeur). Le fluide est ensuite attiré par le compresseur pour un cycle récidive.

Les machines réfrigérantes classiques sont caractérisées par un très bon coefficient de performance, une modestie du cycle et de machine, une bonne sécurité d'usage et un aisé revirement de puissance réfrigérante à mettre en œuvre. Néanmoins leurs inconvénients sont la cherté d'énergie consommée par ces systèmes, la mise en marche bruyante, leur maintenance onéreuse fréquente et la pollution des fluides frigorigènes qui sont destructeurs de la couche d'ozone et nocifs à l'environnement.

4.1.2 Refroidissement à Absorption (A_b)

Le cycle frigorifique à absorption est un cas prédominant des systèmes à sorption où deux phases liquide-vapeur et solide-vapeur contribuent au fonctionnement (réfrigération thermochimique).

De tous les cycles thermodynamiques disponibles pour la production de froid, le système d'adsorption tri-thermique est utilisé dans les applications d'énergie à faible enthalpie, en

particulier les liquide-gaz et solide-gaz absorption et solide-gaz adsorption dans un cycle d'opérations continues et intermittent. La réfrigération par absorption s'utilise dans des cycles fermés et ouverts pour un fonctionnement continu comme le cycle de la compression de vapeur avec remplacement du compresseur par un ensemble de générateur-absorbeur. Un système à absorption se compose d'un générateur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur, et en plus d'une pompe et une valve d'expansion.

Le bromure de lithium-eau est la paire qui a été le plus employée dans la procédure de réfrigération, ses avantages sont : l'utilisation de l'eau comme réfrigérant, qui a une chaleur de vaporisation élevée, le sorbat est non volatil, le système fonctionne à la basse pression et par conséquent la puissance de pompage essentiel est basse et le couple est non-toxique et inflammable.

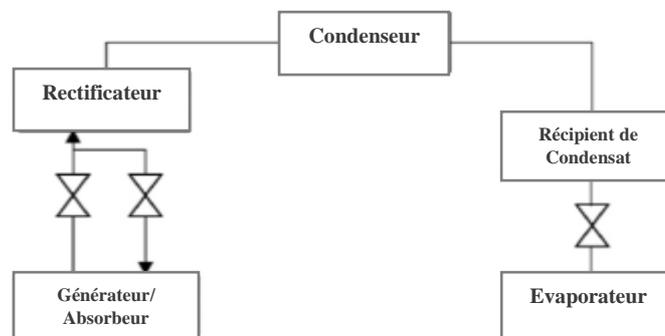


Figure 4.4: Cycle intermittent de réfrigération par absorption

Nonobstant, ses inconvénients sont : son emploi d'eau comme réfrigérant qui ne peut atteindre les températures négatives de réfrigération (seulement positives), l'insuffisance de solubilité du bromure de lithium avec l'eau pour permettre à l'absorbeur de refroidir l'air, l'effet corrosif sur les matériaux de construction, et le problème de la cristallisation d'où son inadmissibilité pour l'utilisation prolongée.

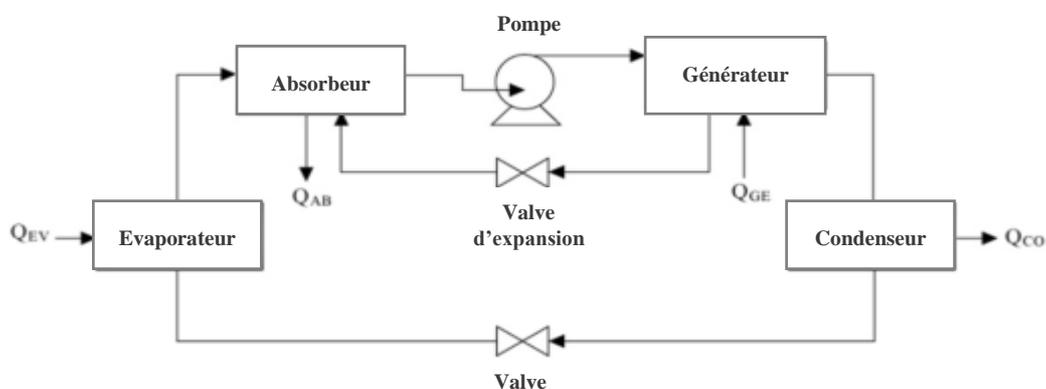


Figure 4.5: Cycle continue de réfrigération par absorption

La performance de base d'absorption peut être perfectionnée en recouvrant les pertes de chaleur. La solution absorbante régénérée laissant le générateur la refroidir à la température de sortie de l'absorbeur avant qu'elle laisse le générateur, et en même temps la solution concentrée laissant l'absorbeur doit être chauffée à une température près de la température de génération.

Le cycle de réfrigération à absorption raffiné continue, intègre un échangeur de chaleur liquide pour transférer l'énergie thermique de la solution diluée (du générateur à l'absorbeur) à la solution concentrée (de l'absorbeur au générateur) en sauvant une substantielle quantité d'énergie non dissipée et réduisant l'énergie thermique nécessaire dans le générateur et le refroidissement essentiel dans les absorbeurs.

4.1.3 Refroidissement à Adsorption (Ad)

L'adsorption est l'attractivité et l'emprisonnement d'un gaz en surface qu'exerce un solide ou liquide avec lequel elle est en contact. L'adsorption gaz/solide correspond à une variation intermittente de la concentration de la phase gazeuse aux environs de la phase solide, il se forme un film d'adsorbat d'épaisseur variable d'ordre réduit de quelques dizaines d'angströms. Les molécules adsorbées imprègnent les pores de l'adsorbant (avec changement d'état d'une phase gazeuse en adsorbée). Cette transformation s'effectue à pression et température constantes caractérisée par diminution de l'énergie libre et de l'entropie du système (réversible), ainsi qu'une baisse d'enthalpie : processus exothermique.

Un dégagement de chaleur d'adsorption (grandeur variable) qui est un des critères explicites des deux types fondamentaux d'adsorption, le premier est physique de sa faible énergie (21 à 42 kJ/mole) et par sa variante parfaite réversibilité et le second est chimique par sa forte énergie de liaison irréversible.

Les machines à adsorption engendrent le phénomène d'adsorption physique par un solide fixant les molécules d'un gaz à sa surface sous l'action d'un champ de forces de liaisons de VAN DER WAALS. L'adsorption est assimilée à l'absorption avec deux caractères spécifiques : L'adsorbant est un solide poreux, et le cycle peut être intermittent ou semi-continu, il se décompose en deux phases : phase de régénération/condensation et phase d'adsorption/évaporation. Le système opère en régime transitoire qui permet la récupération par un fluide caloporteur au cours de la condensation, et d'un évaporateur. Lors du cycle intermittent, tout le processus du générateur est couplé thermiquement avec l'extérieur.

Les systèmes frigorifiques à adsorption à cycle intermittent présentent des avantages : absence de problème de cristallisation des sorbats, pas de colonne de rectification, simplicité

technologique des installations, consommation très faible d'énergie mécanique ou électrique et les réfrigérants des systèmes à adsorption peuvent atteindre des températures moindres que la température 0°C.

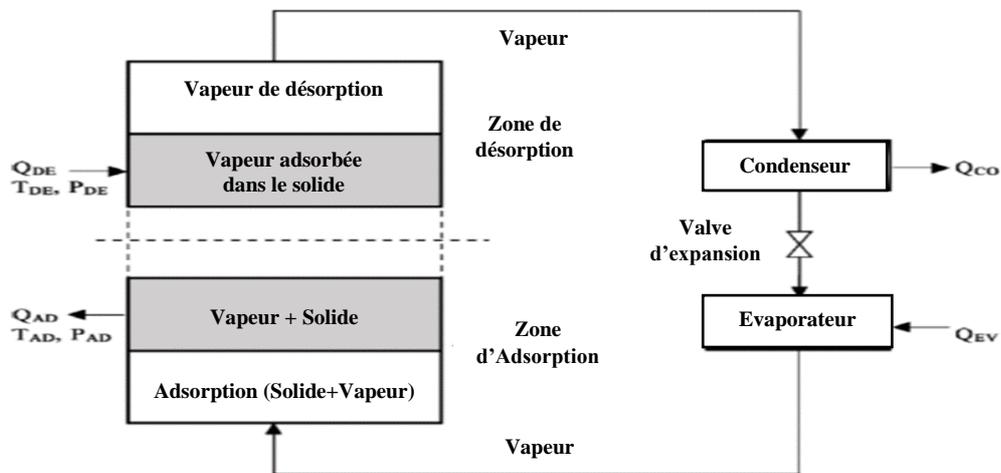


Figure 4.6: Cycle intermittent d'adsorption de réfrigération

Ses inconvénients : le caractère discontinu de la production frigorifique (fonctionnement intermittent), faibles coefficients de performance de 0,5 à 0,8 pour les systèmes intermittents et les systèmes à plusieurs générateurs lève cette restriction d'interruption. Le prototype du mode d'adsorption [83].

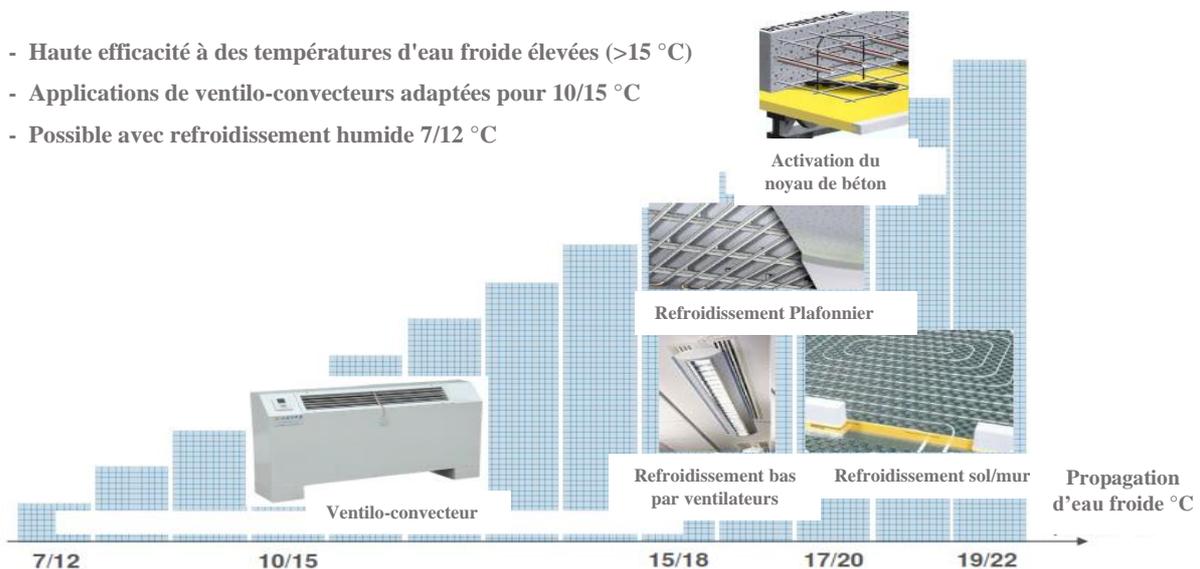


Figure 4.7: Distribution de froid en combinaison avec les machines d'adsorption SorTech

Notre modèle de refroidissement à adsorption Sortech AG choisi recourt à des ventilo-convecteurs ou aéro-convecteurs en fin de circuit frigorifique pour répandre l'air refroidit au milieu intérieur.

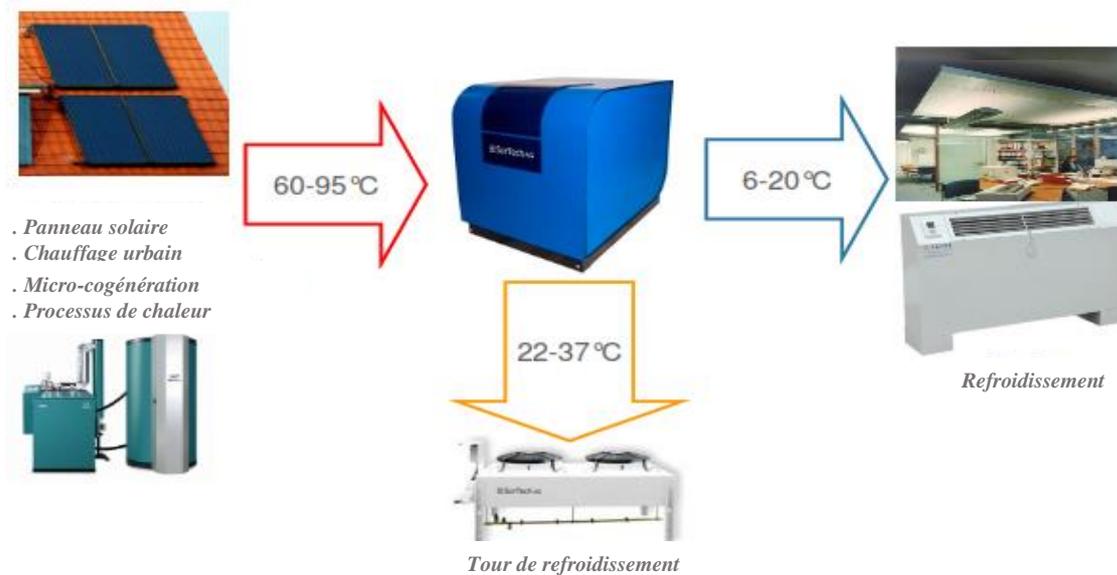


Figure 4.8: Gamme de température de refroidissement des machines d'adsorption SorTech

Ces figures explicites et schémas des paramètres et données exploitées afin de mieux éclairer sur les caractéristiques et spécificités concluantes d'un modèle d'adsorption semblable aux autres prototypes. D'après le rapport Sol cool de 2011 concernant notre prototype de refroidisseur à adsorption Sortech sélectionné, l'utilisation des ventilo-convecteurs ou aéro-convecteurs en fin de circuit frigorifique au lieu de plafonnier froid, qui nous occasionne une température T_{set} de 10 °C pour le soufflage de l'air froid au contact des tubulures de l'eau glacée dans le bahut frigorifique.

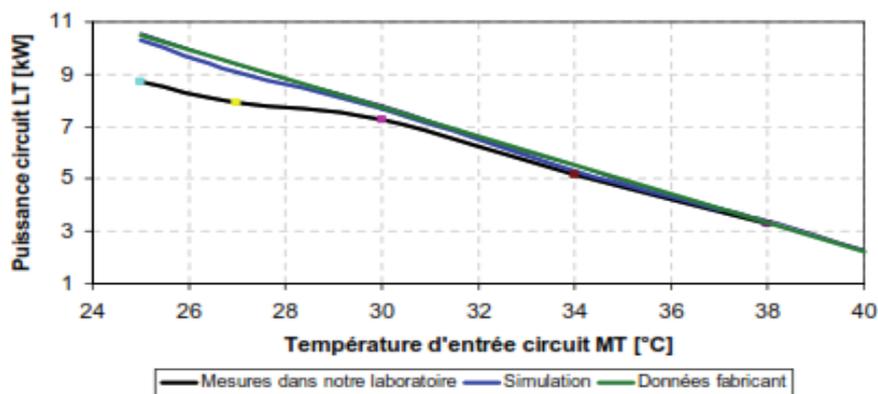


Figure 4.9: Comparaison des puissances à $T_{HT_in} = 85^{\circ}C$, $LT_in = 18^{\circ}C$, $T_{set}=10^{\circ}C$ (Sol cool)

L'utilisation des pompes à haut rendement dans tous les circuits afin d'assurer une charge en énergie économique et garantir une atténuation adéquate par rapport aux refroidisseurs conventionnels.

Étant donné que les performances de l'ACS dépendent sensiblement d'un nombre satisfaisant de débits volumiques dans les 3 circuits, ce modèle en mode de refroidissement ayant une capacité thermique spécifique inférieure diminue le transfert de chaleur vers le refroidisseur jusqu'à une perte d'environ 17 % de puissance frigorifique. Par conséquent, une

vidange complète de l'installation extérieure est nécessaire si les températures ambiantes peuvent chuter à 0°C.

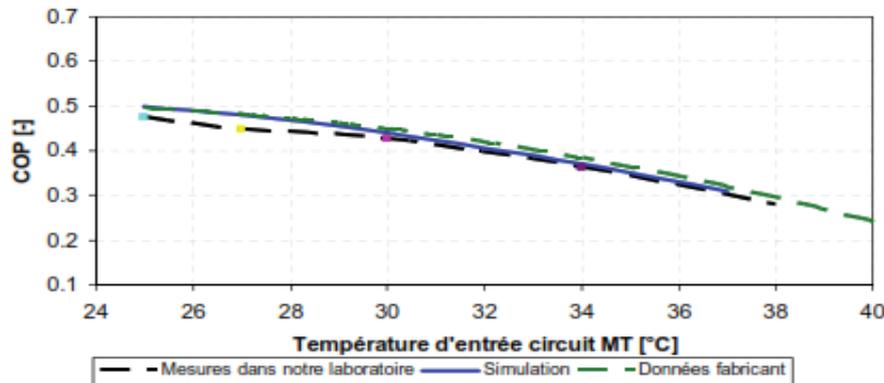


Figure 4.10: Comparaison des COP à $T_{HT_in} = 85^{\circ}C$, $LT_in = 18^{\circ}C$, $T_{set}=10^{\circ}C$ (Sol cool)

SorTech de surplus fournit une activation thermostatique de sécurité de la pompe de refroidissement pour améliorer le confort et la sécurité. À l'intérieur de l'ACS pendant la phase de récupération de chaleur HT et le fluide MT est mélangée, un seul type de fluide pour les deux circuits est nécessaire.

Les systèmes de réfrigération par sorption sont exploités commercialement depuis plusieurs années pour diverses applications de réfrigération ayant une série de cycles thermodynamiques et techniques de différents gabarits et puissances. Toutefois, leur usage a été étroit dû à leur faible rendement et cherté d'investissement en comparaison avec les systèmes à compression largement utilisé au monde.

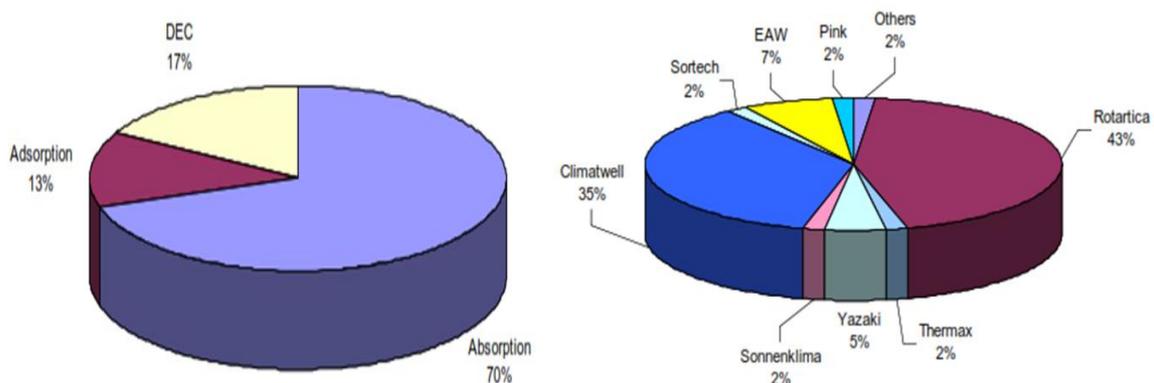


Figure 4.11: Distribution des systèmes de réfrigération et des fabricants (Green Energy and Techno.)

D'après la littérature en 2007 le nombre de systèmes de refroidissement de petite capacité installés dans le monde est estimé entre 250 et 300 avec l'énergie solaire. Sur 200 de ces systèmes ont été placés en Europe surtout en Allemagne et Espagne d'après Meyer [84].

Selon l'AIE les systèmes de refroidissement solaire dans les bâtiments commerciaux, concernent 70 % d'absorption, 13 % d'adsorption et 17 % de dessiccation et liquides.

4.2 Comparatif technique des modèles d'absorption et d'adsorption

Une comparaison technique des prototypes sélectionnés entre modèles d'absorption WFC SC5 et d'adsorption ACS 08/ACS 15 se résume dans le tableau suivant énumérant indices et singularités ;

Tableau 4.1: Comparatif technique de Modèles de sorption (Abs) WFC SC5 et (Ads) ACS 08/15.

Compagnie	Yazaki	SorTech AG
Nom du Produit	WFC SC5	ACS 08 ; ACS 15
Image		
Technologie	Absorption	Adsorption
Paire de fonctionnement	Eau–Bromure de Lithium	Eau–gel de silice
Puissance frigorifique Nominale (Kw)	17.5	7.5 ; 15
COP	0.72	0.56
Température d'eau chaude in/ext (°C)	88/83	85/65 ; 85/66
Surface de capteurs solaires (m ²)	26 - 42	25 ; 50
Volume de stockage (m ³)	0.64	0.3 ; 0.6
Température d'eau glacée in/ext (°C)	12.5/7.0	18/10(8.0*)
Température d'eau froide in/out (°C)	31/35	27/32
Débit nominal circuit LT (kg/h)	2772	1600 ; 2000
Débit nominal circuit HT (kg/h)	4320	2000 ; 4000
Débit Eau glacée (m ³ /h)	2.77	1.6 ; 3.2
Débit Eau chaude (m ³ /h)	4.32	3.7 ; 7.0
Dimensions (L×W×H) (m×m×m)	0.6 × 0.8 × 1.94	0.79 × 1.06 × 0.94 ; 0.79 × 1.35 × 1.45
Poids (kg)	420	260 ; 510

(*) : La température de sortie d'eau glacée en cause de l'aéro-convecteur (refroidisseur) du bahut froid

De nos jours, les démarches écologiques se manifestent dans la volonté d'effacer la pollution et d'éradiquer les dommages de la planète Terre selon Chen ^[85] (maison verte), qui

conduisent à exploiter les énergies renouvelables. C'est pourquoi l'étude de sélection de cas sur le classique ; refroidisseurs de réfrigération de système d'absorption et d'adsorption.

Cet objectif est de quantifier l'énergie de refroidissement dans les chambres froides et d'analyser avec comparaison entre les trois options en énumérant les avantages et les inconvénients (Benlouanas ^[86]). La somme de ces puissances avec une augmentation de composante incalculable nous donne le potentiel de refroidissement total : Total Cooling Power (Q_{tot}). Le changement de conversion du dinar algérien en monnaie européenne l'euro, Haywood ^[87] établit que 1 € équivaut à 150,00 AD. En Algérie et localement à Biskra, le coût de construction du mètre carré bâti, pour les édifices industriels et commerciaux, est d'environ 95 000,00 AD qui frôlent 634,00 €. La surface réelle et utilisée de la chambre froide est estimée à 55,23 m², le ratio en pourcentage de la surface du coût brut par surface du coût utilisé (Choudhury ^[88]).

Cette étude concerne deux types fondamentaux de cycles de refroidissement : la compression de vapeur et la sorption, après calcul des besoins frigorifiques pour les entrepôts réfrigérants CS2r, CS4r et CS6r (CS) avec r signifiant chambre, s'abrègent à ce tableau :

Tableau 4.2: Puissances frigorifiques, électriques et indices de chambres froides (CS2r, CS4r et CS6r)

Modèle Entrepôt frigorifique	Puissance Frigorifique Totale (Kw)	Puissance Électrique Installée (Kw)	Surface Totale Construite par local (m ²)	Coût de Construction par local (€)	Coût de Construction par mètre carré (€/m ²)	Ratio en Pourcentage de coûts Utilisé /Brut (%)
CS2r	22.50	07.65	70.20	44506.80	805.84	0.787
CS4r	45.00	15.30	85.80	54397.20	984.92	0.644
CS6r	67.50	22.95	91.10	57757.40	1045.76	0.606

4.3 Sélection du système de réfrigération

4.3.1 Prototype de refroidisseur classique Bitzer (CI)

Constitué par Compresseur (à vis ou compresseurs centrifuges) ; Évaporateur ; Condenseur ; Détendeur et Kit d'accessoires, ce modèle de réfrigération est appliqué dans le domaine du refroidissement des chambres froides (XXe siècle). Jakob souligne avec des réfrigérants comme le 404a, 134a et 407c, entraînés par des moteurs électriques. L'anomalie

la plus importante les concernant est la pollution et principalement le coût d'usage permanent (Kwh de consommation électrique) (Jakob ^[89]).

Le prix de l'emploi d'un kilowattheure dans les quartiers toutes taxes comprises d'Algérie indique 5,1 DA/Kwh (0,034 €/Kwh) dont cette facture est subventionnée par le gouvernement algérien, bien que le coût de la main-d'œuvre électrique internationale des équipements intégrant l'abonnement et les taxes soit à proximité 0,42 €/Kwh (Weber ^[90]) (Dépenses d'Électricité en Europe). Abdulghafoor ^[91] accentue que l'utilité de la chambre froide est estimée à 16 heures par jour (Service total de la chambre froide/an égal à 5840 heures). Fondée sur le prix du mobilier et pose de matériel de réfrigération classique autour de 37000.0 € ^[92].

L'installation avec accessoires avoisine les 5000,00 € relatifs à la chambre froide positive de la région de Biskra (coût moyen 37 000 € y compris tuyauteries) (Desideri ^[93], le prix européen de la consommation électrique est de 0,42 €/Kwh, le coût par an pour la chambre froide reste de 9381,96 € et le prix réel du m² est de 169,87 €/m².

Le budget des pertes économiques de la chambre froide par surface passe de 6731,99 €/an pour CS4r entrepôt frigorifique à 5831,68 €/an pour CS6r, cet écart nous donne un aperçu de la cohérence concernant le soutien financier de l'état algérien et son impact négatif et son influence pour la comparaison avec d'autres solutions pour Aksas ^[94]. Le principe de fonctionnement de ce système conventionnel de Réfrigération est illustré dans la figure suivante (Valencia ^[95]):

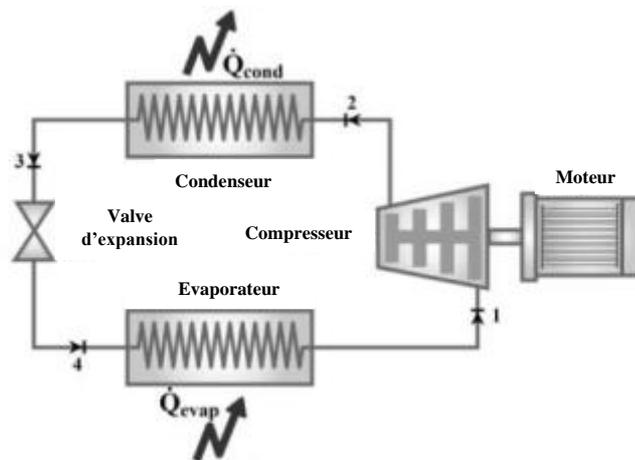


Figure 4.12: Principe de fonctionnement du Système Classique de Réfrigération (compression)

Les résultats s'écartent du budget concernant les équipements classiques de refroidissement (42000 €). Avec notre prix national algérien adossé et subventionné à l'apport d'énergie électrique (prix d'un Kwh de consommation électrique égal à 5,1 DA qui frôle 0,034 €/Kwh). Le coût de consommation appuyé par an pour une chambre froide devient 759,49 €

et le prix réel au m² diminue à 13,75 €/m². Les charges respectives qui découlent de la réparation et maintenance du refroidisseur de réfrigération classique relatives aux chambres froides CS2r, CS4r et CS6r correspondent à 2800, 2600 et 2400 €.

4.3.2 Prototype de refroidisseur à absorption WFC SC 5 (Ab)

Les refroidisseurs à sorption, disponibles en version à absorption (B) ou à adsorption (A). En tant que clé de substitution dans le domaine du froid, le refroidissement par absorption est une énergie renouvelable pour fournir une alternative au refroidissement classique à base d'absorbat selon Taylor (liquide réfrigérant) et absorbant (liquide de base qui absorbe et libère l'absorbat), Près de la puissance frigorifique avec 60 RT (Tonnes de réfrigération) Refroidisseur à absorption Yazaki (Bromure de lithium/eau) WFC SC 5 Avec 17,6 Kw. Excitée par une température d'entrée du fluide caloporteur supérieur à 68°C, la pompe à solution force le bromure de lithium dilué dans le générateur. Bouilli à la surface du générateur, il libère de la vapeur réfrigérante qui monte et se déverse dans le condenseur^[96].

Devenu plus concentré, il tombe dans le générateur et s'écoule sur un échangeur de chaleur avant d'arriver dans la section de l'absorbeur. Dans le condenseur, la vapeur de réfrigérant est condensée à la surface du serpentin de refroidissement et la chaleur latente, éliminée par l'eau de refroidissement, est rejetée vers une tour de refroidissement et passe à l'évaporateur^[97]. Le système de compression pour refroidisseur à absorption est basé sur un absorbeur et une pompe qui sont à sa place comme on le voit sur la figure 2, le principe d'absorption (a) et le refroidisseur modèle à absorption WFC SC 5 (b).

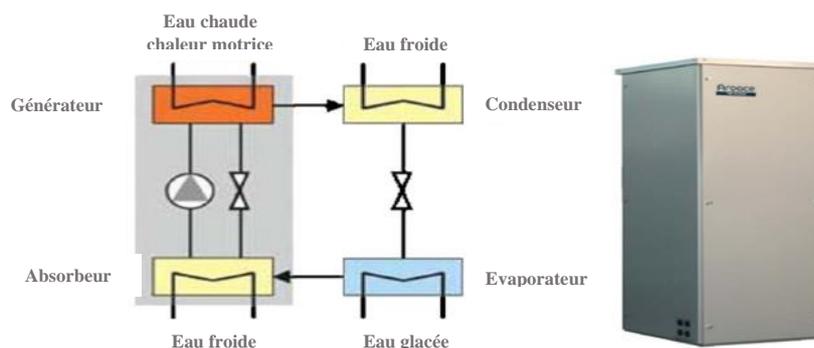


Figure 4.13: Processus de principe chiller d'absorption / Refroidisseur à absorption WFC SC 5

Harman indique que le liquide réfrigérant s'écoule sur le serpentin de la surface de l'évaporateur, il bout en vapeur et retire une quantité de chaleur du circuit d'eau glacée, puis il est attiré vers l'absorbeur (Harman^[98]). Ce réfrigérant est absorbé par le bromure de lithium intense. La chaleur est évacuée et rejetée vers la tour de refroidissement puis préchauffée dans l'échangeur et le cycle répété, les caractéristiques du refroidisseur à absorption sont résumées.

L'ensemble refroidisseur à absorption WCS SC avec tour de refroidissement humide et pompes (circuit d'eau chaude + circuit de refroidissement), en ajoutant le mélangeur et le thermostat plus le temporisateur, le coût de l'installation du refroidisseur à absorption et de ses composants atteignant 26371 €. Les coûts de maintenance annuels des composants du refroidisseur à absorption sont par pièce respectivement de 2000, 1750 et 1500 € concernant CS2r, CS4r et CS6r, la baisse de prix (Ameri [99]).

4.3.3 Prototypage refroidisseur à adsorption AG ACS 08/15 (Aa)

Étant avantageux pour son ODP nul, le refroidisseur à adsorption (A) utilise un couple gel de silice/eau et sa structure interne suit 04 composants de base : évaporateur, condenseur et deux compartiments, alternant périodiquement entre fonction adsorbeur et désorbeur. Tous les modules hydrauliques, nécessaires pour les commutations internes, sont installés à l'intérieur du refroidisseur qui est connecté à trois circuits hydrauliques externes (source haute température HT, circuit de rejet de chaleur MT et circuit d'eau glacée BT), et il est équipé d'une unité de contrôle interne. La plage de température atteint 6°C dans le champ opératoire [100].

L'AG ACS 15 est représenté comme suit : Les refroidisseurs à adsorption SorTech AG ACS 15 ont un COP d'efficacité autour de 0,60, les caractéristiques paramétriques sont mentionnées dans le tableau. En raison de la température de refroidissement élevée du refroidisseur à adsorption autour de 10 °C par l'utilisation de l'aéro-convecteur ou aéro-refroidisseur à la place du convecteur plafonnier, pour résoudre ce problème pratique et dans le besoin de réduire la température intérieure de la chambre froide, la solution consiste à rassembler un autre module de refroidisseur à adsorption tel que AG ACS 08 (Jakob [101]).

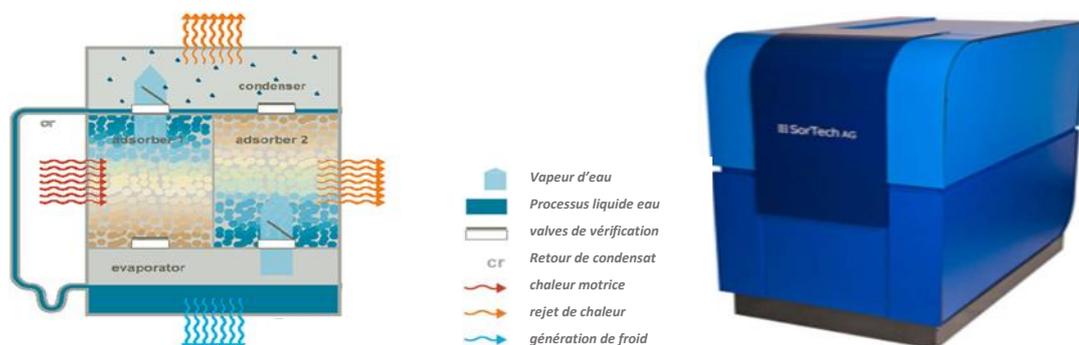


Figure 4.14: Processus de principe chiller à adsorption / Chiller adsorption Sortech AG ACS 15.

Cette solution permet de se procurer de bonnes conditions de conservation des produits en chambre froide. Les résultats d'adsorption sont disposés dans le tableau avec les principaux composants hydrauliques internes du refroidisseur SorTech et connexion externe. La figure

présente la phase de fonctionnement, sur laquelle le compartiment supérieur des deux compartiments de sorption est en cours de désorption par application d'eau chaude et la zone de sorption inférieure fonctionne en adsorbant, reprenant ainsi l'adsorbant vaporisé. Le cycle du réfrigérant, soit fluide soit vaporisé, n'est pas inclus dans la figure (Henninger [102]).

Un récapitulatif de comparaison des budgets afférent à la consommation, la construction et le coût des équipements des entrepôts frigorifiques (CS2r, CS4r, CS6r).

Tableau 4.3: Coût de consommation, construction et équipement d'entrepôts froids (CS2r, CS4r, CS6r).

Modèle Entrepôt frigorifique		Puissance électrique consommée (Kw)	Coût de consommation annuelle (€)	Coût de consommation annuelle par mètre carré (€/m ²)	Coût de l'équipement par mètre carré (€/m ²)	Coût Total Annuel par mètre carré (Conso+Equip) (€/m ²)	Coût Total Annuel par m ² (Conso+Const Maint+Equip) (€/m ²)	Coût Total Annuel après 10 ans (Conso+Const +Maint +Equip) (€/m ²)
Éc	Cl	22.5 (7.65)	18763.92	133.65	598.29	731.94	1416.63	2753.13
	Ab	35.20	5715.80	40.71	375.65	416.36	1086.57	1493.67
	Ad	46.00	7468.20	53.19	709.30	762.49	1310.92	1842.82
CS4r	Cl	45.0 (15.30)	37527.84	109.35	489.40	598.75	1279.82	2373.32
	Ab	70.40	11431.60	33.31	307.35	340.66	1006.34	1339.44
	Ad	92.00	14936.40	43.52	580.34	623.86	1190.81	1626.01
CS6r	Cl	67.5 (22.95)	56291.76	102.99	461.08	564.08	1241.53	2271.43
	Ab	105.60	17147.40	31.37	289.47	320.84	982.00	1295.70
	Ad	138.00	22404.60	40.99	546.57	587.56	1156.69	1566.59

Le rejet de chaleur est soit réalisé par une tour de refroidissement humide ou une tour de refroidissement sèche/hybride, car le sous-système peut également être utilisé pour l'application de refroidissement et le stockage à froid. Une énergie de substitution au rayonnement solaire en phase nocturne par l'alimentation en énergie gaz pour la fonction de chaudière vis-à-vis de l'absorption et de l'adsorption estimées à 20% de 40 % et de l'alimentation électrique à environ 5 % en Kwh (Mittelbach [103]).

4.4 Discussion de calcul des ratios :

Les puissances frigorifiques pour les équipements classiques Cl 22.5 Kw, absorption A_b 35.2 Kw et adsorption A_d 46 Kw pour les chambres froides des différents entrepôts frigorifiques CS2r, CS4r et CS6r.

La puissance électrique consommée installée est de 34% de la puissance frigorifique pour la réfrigération classique, ce qui fixe la puissance consommée de calcul à 7.65 Kw.

Les surfaces de calcul des chambres froides impactant les halls seront comme suit :

Pour CS2r S_{ch.fr.} = 70.2 m² et CS4r S_{ch.fr.} = 85.8 m² mais CS6r S_{ch.fr.} = 91.1 m².

Le coût constructible de chambre froide à raison du prix du mètre carré bâti de 534 €/m² :

CS2r $70.2 \text{ m}^2 \times 534 \text{ €/m}^2 = 37486.8 \text{ €}$ par 2 chambres 74973.6 €

CS4r $85.8 \text{ m}^2 \times 534 \text{ €/m}^2 = 45817.2 \text{ €}$ par 2 chambres 91634.4 €

CS6r $91.1 \text{ m}^2 \times 534 \text{ €/m}^2 = 48647.4 \text{ €}$ par 2 chambres 97294.8 €

La surface réelle de la chambre froide est 55.23 m², avec volume 232 m³ et hauteur 4.2 m.

Le coût constructible du mètre carré réel avec S = 55.23 m² :

CS2r $37486.8 \text{ €} / 55.23 \text{ m}^2 = 678.74 \text{ €/m}^2$

CS4r $45817.2 \text{ €} / 55.23 \text{ m}^2 = 829.57 \text{ €/m}^2$

CS6r $48647.4 \text{ €} / 55.23 \text{ m}^2 = 880.81 \text{ €/m}^2$

Le pourcentage de ratio du rapport des coûts du mètre carré bâti sur le constructible :

CS2r Ratio = $534/678.74 = 0.787$

CS4r Ratio = $534/829.57 = 0.644$

CS6r Ratio = $534/880.81 = 0.606$

L'intégration du coût de consommation énergétique à savoir l'électrique et gazier :

Le prix du Kilowattheure électrique en Europe est de 0.42 €/Kwh, quant au Kilowattheure électrique subventionné en Algérie est de 0.034 €/Kwh.

Le prix du Kilowattheure (Thermie) gazier en Europe est de 0.085 €/Kwh, quant au prix du kilowattheure gazier (Thermie) subventionné en Algérie est de 0.0026 €/Kwh.

À raison de consommation électrique annuelle de 5840 heures avec 16 heures de marche par 24 heures jour de taux d'exploitation de chambre froide avec puissance installée de 7.65 Kw

Puissance électrique installée \times 5840 heures \times 0.42 €/Kwh = $7.65 \times 5840 \times 0.42 = 18763.92 \text{ €}$.

Le coût de consommation électrique au mètre carré : CS2r $18763.92/2 \times 70.2 = 133.65 \text{ €/m}^2$, pour CS4r $18763.92/2 \times 85.8 = 109.35 \text{ €/m}^2$ et CS6r $18763.92/2 \times 91.1 = 102.99 \text{ €/m}^2$.

Le montant des compléments de chambre froide de réfrigération classique avoisine les 5000 €, les équipements de compression, de condensation, électrique avec accessoires.

Le montant total de construction et équipements de la chambre froide est d'environ 42000 € incluant 37000 €(construction) et 5000 € (équipement), d'où on peut déduire le coût du m² :

$$\text{CS2r} \quad 42000 \text{ €} / 70.2 \text{ m}^2 = 598.29 \text{ €/m}^2$$

$$\text{CS4r} \quad 42000 \text{ €} / 85.8 \text{ m}^2 = 489.51 \text{ €/m}^2$$

$$\text{CS6r} \quad 42000 \text{ €} / 91.1 \text{ m}^2 = 461.03 \text{ €/m}^2$$

Le coût total réparti de la réfrigération classique (Cl) au mètre carré de surface y compris les montants de construction, des équipements et de la consommation électrique:

$$\text{CS2r} \quad 678.74 \text{ €/m}^2 + 598.29 \text{ €/m}^2 + 133.65 \text{ €/m}^2 = 1410.68 \text{ €/m}^2$$

$$\text{CS4r} \quad 829.57 \text{ €/m}^2 + 489.51 \text{ €/m}^2 + 109.35 \text{ €/m}^2 = 1428.51 \text{ €/m}^2$$

$$\text{CS6r} \quad 880.81 \text{ €/m}^2 + 461.03 \text{ €/m}^2 + 102.99 \text{ €/m}^2 = 1445.03 \text{ €/m}^2$$

Pour les refroidisseurs à absorption A_b et adsorption A_d, la consommation énergétique gazière du réservoir d'eau chaude et le surplus électrique des accessoires de ces prototypes qui engendrent un usage de besoin d'approvisionnement concerne 5% pour l'électricité et de 20% de 40% pour le gaz se rapportant à 13% de la puissance ingérée ; soit 5% et 8%.

La consommation électrique du refroidisseur d'une chambre froide à adsorption est de 5% de 46 Kw de puissance frigorifique de 1.15 Kw avec un prix unitaire de 0.42 €/Kwh avec une consommation par an 5840 hr pour un montant de 2820.72 € mais celle du gaz avec 8% de puissance frigorifique de 1.84 Kw (Thermie) d'un prix unitaire de 0.085 € avec un besoin annuel total de 5840 hr d'où un montant de 913.38 € totalisant un prix de 3734.1 € de plus.

De la même approche la consommation électrique de celui à absorption avec une puissance frigorifique de 35.2 Kw des deux chambres froides pour 5% de 17.6 Kw avec 0.88 Kw frôle un montant de 2158.46 € et celle du gaz avec 8% de 1.41 Kw d'un montant de 698.93 € totalisant un prix de 2857.39 € de surplus.

Prix de consommation de la chambre froide est : $3.825\text{Kw} \times 5840\text{hr} \times 0.42\text{€/Kwh} = 9381.96 \text{ €}$

Le prix réel au mètre carré est de : $9381.96 \text{ €} / 55.23 \text{ m}^2 = 169.87 \text{ €/m}^2$.

Sachant que la différence de surface entre CS4r et CS2r est de 15.6 m² (85.8 – 70.2) et l'écart de superficie entre CS6r et CS2r est de 20.9 m² (91.1 – 70.2); le budget de pertes économiques passent de 2649.97 à 3550.28 € et ceux de consommation énergétique de 6731.99 à 5831.68 €

Le montant de consommation de la chambre froide subventionné par l'état algérien est de :
 $3.825 \times 5840 \times 0.034 = 759.49 \text{ €}$ avec un coût réel surfacique de 13.87 €/m^2 .

4.5 Bilan comparatif technicoéconomique des trois modèles de réfrigération

Nous établirons des comparatifs en tableaux et en détails de ces types de refroidissement relatif aux locaux préservation au frais des bâtiments frigorifiques CS2r, CS4r et CS6r

4.5.1 Comparaison technique et financière des trois prototypes de réfrigération

Une comparaison est établie pour les trois prototypes de réfrigération classique, d'adsorption et d'absorption, en citant les avantages et les inconvénients de trois produits.

Tableau 4.4 : Comparaison qualitative entre systèmes de réfrigération A_d, A_b et C₁ des chambres froides

Specifications du refroidisseur	Refroidisseur à adsorption (A _d)	Refroidisseur à absorption (A _b)	Refroidisseur Classique (C ₁)
<u>Avantages</u>	<i>Fonctionnement silencieux Bonne durée de vie Mécanisme de contrôle simple Travail sécurisé (non toxique) Réduction de volume et de consistance Occupation de grande surface</i>	<i>Faibles coûts d'entretien Pas de pièces mobiles Faible température de la source de chaleur Alimentation en chaleur à basse température</i>	<i>Technologie simple Entretien facile du mécanisme Durée de vie normale Fonctionnement à basse température</i>
<u>Inconvénients</u>	<i>Dégagement de chaleur élevé Connaissances avancées requises pour l'entretien Machine volumineuse Fonctionnement à haute température</i>	<i>Faible conductivité thermique de l'adsorbant Intermittent dans le système de base Faibles COP et durée de vie Machine encombrante</i>	<i>Rejet élevé de polluants Coût élevé dû à la continuité de consommation d'énergie Dommages écologiques Fonctionnement bruyant</i>
Temp. Glacée/Chaude (°C)	10 (08)/72	07 / 88	06 / 56
Pertes de charge (kPa)	Evaporateurr 52.6	Evaporateurr 50.0	Evaporateur 55/83
Dimensions (L*I*H)	1340*790*1390	594*744*1736	420*690*1470
Poids (kg)	590	420	480
Type de réfrigérant	Gel de silice/eau	Bromure de lithium/eau	410a/407a
Tube externe (mm)	32.0	32.0	26.0
Coût Moyen (€)	67,351.51	56,609.10	76,011.39
Coût Moyen Après 10 ans (€)	92,702.08	69,571.94	136,367.59

Également des graphes comparatifs communiquent les différents paramètres et singularités de ces trois modèles de l'ordre budgétaire et amortissement du coût après dix ans de fonctionnement.

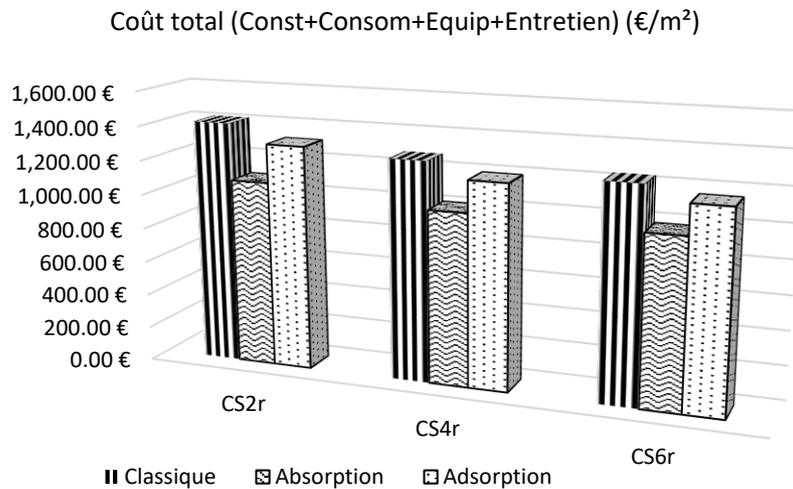


Figure 4.15: Coût total de chambre froide par mètre carré.

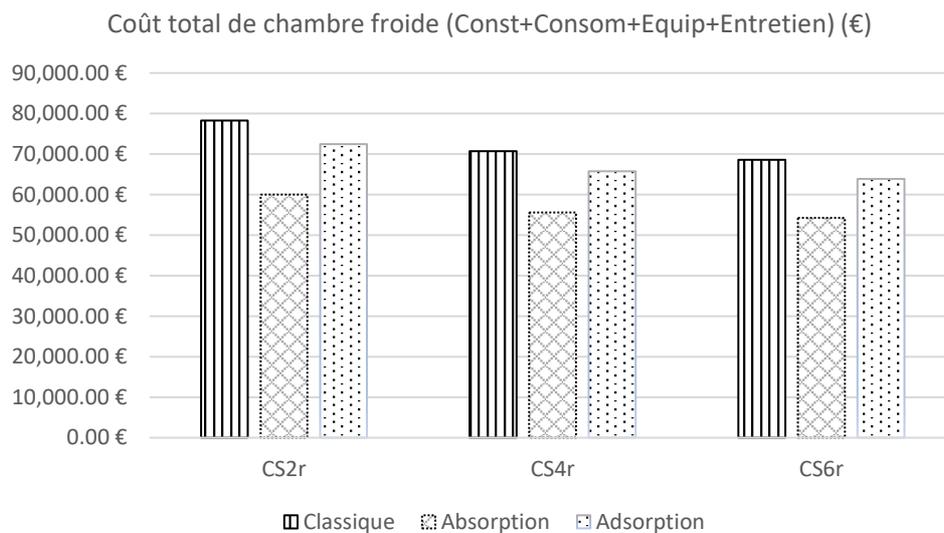


Figure 4.16: Montant budgétaire de chambre froide.

Cette analyse nous rappelle la contrariété et nous donne une lecture sur l'impact de l'investissement pour ces machines réfrigérantes et leur rang monétaire et rentabilisation l'un par rapport aux autres. Les coûts d'impact d'investissement de 10 années de service et d'exploitation de ces entrepôts frigorifiques reliés surtout à la consommation et la maintenance des distincts composants de ces équipements qui seront matérialisés sur les graphiques et courbes des différentes figures suivantes.

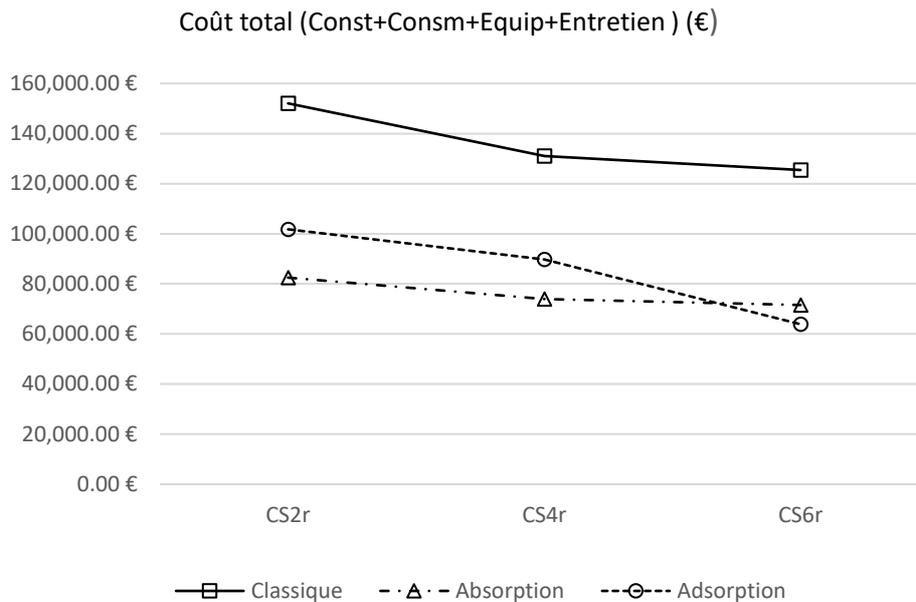


Figure 4.17: Coût total des systèmes de réfrigération après 10 ans.

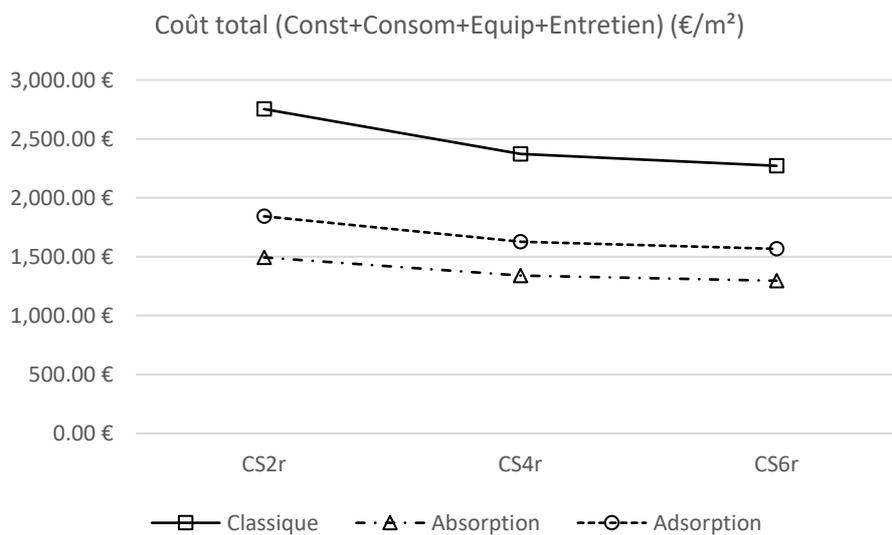


Figure 4.18: Coût total par m² de surface 10 ans plus tard.

4.5.2 Coût de maintenance des refroidisseurs comparés

Les coûts de maintenance par an du refroidisseur à absorption sont 2000, 1750 et 1500 € qui diminuent pour la chambre froide concernant CS2r, CS4r et CS6r, or ceux du classique sont 2800, 2600 et 2400 €. Le prototype SorTech Gel de silice H₂O a des frais de réparation annuels de 2000, 1800 et 1600 € pour CS2r, CS4r et CS6r ; qui est entraîné par la chaleur solaire obtenue par les capteurs solaires plats (énergie tampon sans gain solaire),

En tant que système de distribution de froid, les plafonds de refroidissement ou les ventilo-convecteurs sont installés. Le coût du refroidisseur à adsorption ACS 15 prix est de 31254 € (coût 17790 €, Station de pompage 6859 €, Tour de refroidissement 5750 € et frais

655 €), le coût du refroidisseur à adsorption prix ACS 08 est 9990 €, le prix total du forfait est de 41244 €. Capteurs plats de coût d'adsorption (320 €/2,09 m²) et à vide à absorption (540 €/2,09 m²) (Jakob ^[101]).

4.6 Confrontation et validation des résultats

Dans le but de valider et de confronter nos résultats, on procédera par modélisation de nos prototypes de refroidisseurs avec ceux des auteurs sous cités par similarités et affinités pour effectuer un comparatif, les données et les résultats considérés présentés dans le tableau. Les résultats montrent qu'il existe un accord entre de la présente étude et celles mentionnées.

Notre étude nous a illustré les coûts moyens par kilowatt des prototypes relatifs de réfrigération classique, à absorption et à adsorption aux différents entrepôts frigorifiques CS2r, CS4r et CS6r. La superficie moyenne de 55.23 m² de chambre froide et le besoin énergétique absorbé évidemment des distincts procédés de refroidissement. Pour la réfrigération classique un coût de 72498.21 € (1312.66 €/m²) avec consommation d'énergie frigorifique réelle 7.65 Kw nous donne un montant de 171.59 €/Kw, par analogie la réfrigération par absorption d'un coût de 56609.10 € (1024.97 €/m²) en consommant 11.97 Kw nous énonce un montant de 85.63 €/Kw et une réfrigération par adsorption coûtant 76011.39 € (1219.47 €/m²) avec énergie consommée de 15.64 Kw nous fournis un montant de 77.97 €/Kw.

Asgari et al. ^[104] a détaillé le coût des composants d'un refroidisseur classique et les valeurs et ratios de l'exergie et l'impact économique des équipements du système frigorifique sans mettre en évidence les coûts de construction pour une installation frigorifique. Cette recherche traite les analyses économique-économiques et de l'optimisation des objectifs multiples d'un cycle interne de réfrigération en cascade. Une étude de sensibilité est effectuée pour évaluer la variation des potentiels d'amélioration de l'exergie et de l'économie, à savoir, la destruction totale évitable d'exergie, le coût total évitable de destruction d'exergie et le coût total évitable d'investissement pour le débit massique du compresseur, les températures d'entrée du condenseur, de l'évaporateur du réfrigérateur et de l'évaporateur du congélateur. Le prix de revient d'un compresseur des équipements de réfrigération conventionnelle de 9.69 Kw valorisé à un montant de 3600 \$/Année et un montant global de 5040 \$/Année où il ne mentionne guère les coûts de surface, de volume ou de tonnage à réfrigérer.

Majid Soltani et al. ^[105] a étudié un système combiné de refroidissement et de chauffage CCHP pour un entrepôt frigorifique commercial et a pu élaborer un comparatif entre un

système frigorifique électrique (classique) et celui de réfrigération à absorption. Le système CCHP a été exploité pour assurer les besoins énergétiques d'une unité de stockage frigorifique commerciale en période d'entreposage de denrées, comparer et évaluer les facteurs techniques et économiques. Les charges thermiques ont été calculées en fonction du type de récolte et des conditions climatiques. Les résultats montrent qu'en raison de l'utilisation de la stratégie de gestion de demande thermique (TDM) avec la possibilité de vendre de l'électricité au réseau, le système est plus rentable. L'auteur a révélé un investissement initial pour le conventionnel d'un coût énergétique de 140 \$/Kw et celui de la maintenance du système à 0.008 \$/Kw, mais l'investissement de l'absorption coûte 200 \$/Kw et celui de sa maintenance à 0.01 \$/Kw.

Yan Deng et al. ^[106] a investigué dans la recherche d'optimisation d'un système combiné de refroidissement, de chauffage et d'électricité avec des refroidisseurs hybrides est conçu, qui comprend principalement une unité de production d'électricité, un système de pompe à chaleur géothermique, une chaudière, un refroidisseur à absorption, un refroidisseur électrique et un échangeur de chauffage pour une meilleure efficacité des dispositifs, ce projet hybride combiné de refroidissement et de chauffage détaillant pour la refroidissement classique et d'absorption a finalement dégagé que le coût énergétique du système classique est de 1200 Yuan/Kw (166.7 €/Kw) et celui de l'absorption coûte 970 Yuan/Kw (134.72 €/Kw).

Andrés Rodríguez-Toscano et al. ^[107] a examiné la faisabilité technique, environnementale et économique de l'utilisation de refroidisseurs à absorption alimentés par l'énergie solaire et/ou le gaz naturel en Colombie en utilisant le refroidisseur d'absorption eau/LiBr de capacité de refroidissement 352 Kw, a été étudié pour évaluer ses différentes performances. Les résultats ont mis en évidence que le refroidisseur à absorption pouvait atteindre un COP de 0,77 avec réduction des émissions de gaz jusqu'à 76% en fonction de la charge de refroidissement à absorption et à compression mécanique. Le coût surfacique du système de réfrigération tourne autour de 300 €/m² d'optimisation de ce système combiné de refroidissement, de chauffage et d'électricité avec refroidisseur hybride d'absorption conçu et une période d'investissement impactée post-rentable de 20 années d'exploitation.

4.7 Conclusion

Dans cet ultime volet, nous étudions monétairement les trois spécimens de réfrigération des trois maquettes d'entrepôts frigorifiques (CS2r, CS4r et CS6r) à propos du cas de la région de Biskra, en calculant les besoins frigorifiques et les apports calorifiques dans le cadre des

conditions paramétriques optimums du stockage relatif à la température et l'humidité intérieures des denrées alimentaires, avec une puissance frigorifique côtoyant les 15 kilowatts.

La pose des équipements de réfrigération est fixée au niveau terrasse sur le compartiment du hall avec une surface adaptée pour contenir les différents gabarits des machines des dispositifs mécaniques de réfrigération (condenseur, évaporateur, un kit d'accessoires, générateur, ventilateurs hélicoïdes, tuyauteries.). L'usage de la chambre froide est estimé à 16 heures de quotidien (service total de l'égalé de local réfrigéré/année 5840 heure).

L'installation des accessoires avoisine 5000.0 € à propos de la chambre froide à la région de Biskra (37000 € coûts matériels, y compris tuyauteries). Le prix européen de la consommation électrique est 0.42 €/Kwh, le coût par an pour la chambre froide demeure le 9381.96 €, et le prix réel par mètre carré est 169.87 €/m². Les variations des suites résultent du budget des équipements du refroidissement classique (42000 €). La valeur nationale du KWh en Algérie non subventionnée et sans prise en charge (le prix d'une consommation électrique de KWh égale à 5.1 DA, qui évoque 0.034 €/Kwh). Le coût de consommation soutenue par an pour la chambre froide est devenu 759.49 €, et le prix réel par ratio a diminué de 13.75 €/m².

Voici les frais suivants respectifs de ces différents données et résultats concernant les entrepôts frigorifiques de CS2r, de CS4r et de CS6r, les coûts de maintenance aussi de 2800 €, 2600 € et 2400 €. Le budget des pertes économiques de la chambre froide par surface passe de 6731,99 €/an pour CS4r entrepôt frigorifique à 5831,68 €/an pour CS6r ; cette variation indique un plan d'uniformité à propos de l'aide de soutien financière de l'état algérien et son impact et influence négatifs pour la comparaison à d'autres solutions (Aksas).

On s'axe sur les comparatifs des prototypes de réfrigération conventionnel (Bitzer et Frigabohn), d'absorption (Sc de WFC 5) et d'adsorption (SorTech AG ACS 15 plus 08) concernant leurs consommations énergétiques et financières. L'analyse de leurs propriétés, caractéristiques, avantages et inconvénients des équipements pour choisir le meilleur prototype pour servir comme refroidisseur de réfrigération. Dans ce travail, une comparaison a été élaborée entre ces trois types de refroidisseurs, qui se récapitule aux repères suivants :

1. Le prix de revient moyen après dix ans d'utilisation de refroidisseur de réfrigération est respectivement 137000 € pour le classique, 76000 € l'absorption et 93000 € l'adsorption,

2. La module jumelé de réfrigérateur d'adsorption AG ACS 15 et 08 est le plus adéquat à propos de son opérabilité de sauvegarde d'utilisation (paire gel de silice/eau) et surtout sa durée de vie (30 ans),
3. Mais, le coût du refroidisseur d'absorption est le plus attractif des trois systèmes de réfrigération,
4. Après dix ans de service le système de réfrigération à adsorption vient se positionner pas loin de celui de l'absorption et assurément meilleur que le classique particulièrement de l'atténuation de l'amortissement de son prix (aucune consommation électrique permanente).

D'autre part, le volume réduit de ses composants et leur modeste installation dans le local des équipements nous convainquent d'opter pour le refroidisseur à adsorption en tant que satisfaisant pour un refroidissement d'entrepôt de réfrigération dans la région de Biskra.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

Etant un pays climatiquement semi-aride en région oasienne, l'Algérie se dévoile par jour des conditions climatiques du pays idéale pour la culture des palmiers dattiers (Allbed ^[28]). La Phœniciculture algérienne a existé durant des siècles, les cultivars oasiens des Zibans de Biskra se sont distingués par les fruits de Deglet-noor dont une production nationale annuelle opulente. Des paramètres climatiques extérieurs régionales imposent une conservation d'entreposage dans des locaux frigorifiques les dattes (couleur, saveur et texture) qui sont des vivres très nutritifs et diététiquement prévenantes (Mimouni ^[30]).

Une conservation à une température intérieure optimale de 4 à 8 °C, une humidité de 65 à 78 % et une vitesse d'air à l'intérieur pour remédier pour une durée de 08 à 10 mois (Meunier ^[20]). La nécessité de sauvegarde des fruits dattiers se résume à ces aménagements : i) le maintien des dattes pour l'entreposage à long terme en plus de la durée de récolte au cours des périodes de consommation ; ii) l'agrandissement du gain de la productivité des dattes par la rentabilité économique pour les cultivars et opérateurs ; iii) la réduction des pertes de dattes dégradées incombées aux divers dommages encourus durant et post moisson ; iv) la disponibilité nutritive des dattes de bonnes qualités au long de l'année. Cette étude vise à relater les différents liens entre la moisson et la conservation des dattes et de quérir à garder les propriétés nutritionnelles. Nous préconisons les recommandations suivantes :

- Œuvrer pour la quantité et la qualité des dattes pour les cultivars dattiers qui ouvre beaucoup de champs prospectifs de nouvelles techniques de rendement et de cueillette,
- Géopositionner les industries agroalimentaires d'emballage de denrées et de conversion et transformation de sous-produits et dérivés en encourageant la bioindustrie,
- Promouvoir les structures de l'agriculture des dattes et leurs marchés commerciales et accompagner les investissements des phœniciculteurs et les industries afférentes,

En s'immisçant dans les technologies de production de froid, la littérature bibliographique conclut que le coût initial du système de sorption est supérieur comparé au système classique. De divergent les systèmes solaires à sorption restent prometteurs comme alternative au système conventionnel en cause du coût de carburant de fonctionnement, du coût de conversion d'énergie électrique et celui de maintenance du système.

Les principaux avantages d'un système d'adsorption sont : capacité de travailler avec une gamme de niveaux de température, non corrosif, silencieux et favorable à l'environnement. Avec des

valeurs rapportées du COP très basses (0.5). Plusieurs études développent des technologies à multi-étages et multi-lits pour élever le COP ; Wang ^[46] a optimisé un réfrigérateur avec une conception modulaire, où le coût et la taille du chiller optimisés réduits permettant de le commercialiser.

Pour les refroidisseurs par absorption à simple-effet, double effet et triple d'effet avec des températures adéquates utilisant des capteurs solaires à hautes températures garantissent la croissance significative du COP. La littérature compromet la compétition des refroidisseurs solaires par absorption à effets multiples parce qu'ils exigent une multitude de paramètres : collecteurs chers, tuyauteries, cheminement, maintenance et gain solaire inférieur par unité de surface (travail de l'irradiance normal direct) (Eicker ^[66]). Le système d'absorption est avantage par un coefficient de performance relatif culminant, une aptitude d'agir à basse température, une disposition d'applications à grande dimension, un cout minimum relatif aux autres machines de réfrigération thermique et un faible niveau acoustique. Le COP d'un système d'absorption s'étend typiquement entre 0.5 et 0.8 (Sekret ^[67]). Un des inconvénients principaux de ce système est la gamme étroite de la température de réfrigération par absorption à travailler convenablement (Yin ^[68]). La meilleure performance a été réalisée dans les régions avec la basse température ambiante et l'irradiation solaire élevée (Dabwan ^[69]). Un cycle de refroidissement par dessiccation utilise le liquide ou le matériel de dessiccation solide pour absorber l'eau de la vapeur d'air entrant utilisant la chaleur comme source motrice (Mujahid ^[67]). L'eau est alors pulvérisée dans le courant d'air déshumidifié, abaissant sa température et engendrant un effet de refroidissement (par évaporation) (Daou^[71]). Un cycle de réfrigération par éjection est principalement analogue au refroidisseur conventionnel de compression à vapeur, mais utilise un éjecteur comme compresseur se composant d'une tuyère supersonique, chambre de mélange et de diffuseur pour comprimer la vapeur du réfrigérant (Chen ^[72]). L'éjecteur exige de la chaleur thermique autant que source de mécanisation afin d'élever la pression du réfrigérant mais avec faible rendement (Besagni ^[73]).

La description de notre projet consiste à décrire structurellement des entrepôts frigorifiques positifs et de comparer énergétiquement et budgétairement les trois modèles. Les entrepôts positifs sont composés de 02 chambres froides (CS2r), quatre chambres froides avec un SAS (CS4r) et six chambres froides et d'un hall de circulation (CS6r) dans la province des palmerais de Biskra. Ces locaux de réfrigération sont construits pour le bâti à l'aide de matériaux locaux régionales tels que le béton, les briques rouges et les cloisons isolées en panneaux sandwichs raisonnés du schéma des plans architecturaux. La conservation par réfrigération a été employé pour sauvegarder et maintenir les aliments nutritifs hygiéniques pouvant se dégrader au cas de les garder à l'air libre pour une

longue durée afin d'éviter les maladies aux consommateurs avec un respect obligatoire de la chaîne du froid des aliments.

Les conditions climatiques idéales intérieures de température 8 °C degrés Celsius et d'humidité 68 % sont les valeurs propices prises pour nos différents calculs des bilans thermiques (Gago ^[81]). Classée au quatrième rang mondial de production de dattes, l'Algérie se doit d'être un pays leader en exportation et se distinguer en qualité avec Deglet-noor. Le but est de quantifier et d'analyser l'énergie réfrigérante dans les entrepôts frigorifiques avec une comparaison entre les trois options en énumérant les avantages et les inconvénients (Aoki ^[82]). Dans la contrée de Biskra, cette étude spécifique comprend beaucoup d'aspects relatifs aux trois entrepôts frigorifiques porté sur les matériaux, dimensions, et besoins d'énergie avec une description schématique avec une valeur conséquente à trouver du coefficient total du transfert de chaleur U (Zhou ^[18]). Leur construction est semblable sur la superficie et le volume (Bribián ^[17]). La puissance frigorifique totale du bahut unique est de 15 Kw, pour une meilleure approche nous recommandons ce qui suit :

- Choisir un bon site d'implantation des entrepôts frigorifiques concrétisant une économie monétaire et énergétique et une situation proche de palmeraie ou d'unité de traitement
- Sélectionner judicieusement les matériaux de construction relatifs aux locaux frigorifiques,
- Etablir des feuilles de calcul intégrant les formules chiffrant les bilans énergétiques totaux,
- Réfléchir aux énergies renouvelables comme source d'énergie alternative aux fossiles.

En dernier, nous étudions budgétairement les trois spécimens de réfrigération des trois maquettes d'entrepôts frigorifiques (CS2r, CS4r et CS6r) examinant la région de Biskra, en inventoriant les besoins frigorifiques et les apports calorifiques dans le cadre des conditions paramétriques optimums du stockage relatif à la température et l'humidité intérieures des denrées alimentaires, avec une puissance frigorifique côtoyant les 15 kilowatts. La pose des équipements de réfrigération est fixée sur terrasse du hall pour contenir les gabarits des machines de réfrigération (condenseur, évaporateur, un kit d'accessoires, générateur, ventilateurs hélicoïdes, tuyauteries.). L'usage de la chambre froide est estimé à 16 heures de quotidien (5840 heure/An).

Basé sur le prix de la fourniture et pose d'équipements frigorifiques classiques autour de 42000.0 €, l'installation des accessoires avoisine 5000.0 € à propos de la chambre froide à la région de Biskra (37000 € coûts matériels, y compris tuyauteries). Le prix européen de la consommation électrique est 0.42 €/Kwh, le coût par an pour la chambre froide demeure le 9381.96 €, et le prix réel par mètre carré est 169.87 €/m². Les variations des suites résultent du budget des équipements

du refroidissement classique (42000 €). La valeur nationale du KWh en Algérie non subventionnée et sans prise en charge (le prix d'une consommation électrique de KWh égale à 5.1 DA, qui évoque 0.034 €/Kwh). Le coût de consommation soutenue par an pour la chambre froide est devenu 759.49 €, et le prix réel par ratio a diminué de 13.75 €/m².

Voici les frais suivants respectifs de ces différents données et résultats concernant les entrepôts frigorifiques de CS2r, de CS4r et de CS6r, les coûts de maintenance aussi de 2800 €, 2600 € et 2400 €. Les pertes du budget économique par surface diminuent de 6731.99 €/An pour l'entrepôt frigorifique de CS2r et 5831.68 €/An pour CS6r ; cette variation indique un plan d'uniformité à propos de l'aide du soutien financier de l'état algérien et son impact et influence négatifs pour la comparaison à d'autres solutions. Les comparatifs des prototypes de réfrigération conventionnel (Bitzer et Frigabohn), d'absorption (Sc de WFC 5) et d'adsorption (SorTech AG ACS 15 plus 08) concernent leurs consommations énergétique et financière.

L'analyse de leurs propriétés, caractéristiques, avantages et contrariétés des équipements dans le but de choisir le meilleur prototype à servir comme refroidisseur de conservation. Dans cette tâche, une comparaison a été élaborée entre ces trois types de refroidisseurs, qui se récapitule comme suit :

1. Le prix de revient moyen après dix ans d'utilisation de refroidisseur de réfrigération est respectivement 137000 € pour le classique, 76000 € l'absorption et 93000 € l'adsorption,
2. La module jumelé de réfrigérateur d'adsorption AG ACS 15 et 08 est le plus convenable vu sa praticité de sauvegarde d'utilisation (paire Silicagel/eau) et notamment sa durée de vie (30 ans),
3. Toutefois, le coût d'un refroidisseur d'absorption est le plus attractif des trois systèmes,
4. Après dix ans de service le système de réfrigération à adsorption vient se positionner proche de celui de l'absorption et assurément meilleur que le classique particulièrement l'atténuation de l'amortissement de son prix (aucune consommation électrique permanente).

D'autre part, le volume réduit de ses composants et leur modeste installation dans le local des équipements nous convainquent d'opter pour le refroidisseur à adsorption et nous satisfait pour un refroidissement d'entrepôt de réfrigération dans la région de Biskra.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] Whitman, Bill, et al. Refrigeration and air conditioning technology. Cengage Learning, 2012.
- [2] Xu, Jing, R. Z. Wang, and Yong Li. "A review of available technologies for seasonal thermal energy storage." *Solar energy* 103 (2014): 610-638.
- [3] Firth, Steven K., Richard A. Buswell, and Kevin J. Lomas. "A simple model of domestic PV systems and their integration with building loads." Eleventh International IBPSA Conference. 2009.
- [4] Afshar, O., et al. "A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16.8 (2012): 5639-5648.
- [5] SIDAB., 2017- "La Chambre de Commerce et d'Industrie des Ziban et la Chambre Algérienne de Commerce et d'Industrie 'CACI' organisent la 3ème édition du Salon International de la Datte de Biskra « SIDABTECH » et ce du 02 au 04 décembre 2017".
- [6] Al-Shahib, Walid, and Richard J. Marshall. "The fruit of the date palm: its possible use as the best food for the future?." *International journal of food sciences and nutrition* 54.4 (2003): 247-259.
- [7] Chao, ChihCheng T., and Robert R. Krueger. "The date palm (*Phoenix dactylifera* L.): overview of biology, uses, and cultivation." *HortScience* 42.5 (2007): 1077-1082.
- [8] Oguma, Keisuke, et al. "Activated macrophages promote Wnt signalling through tumour necrosis factor- α in gastric tumour cells." *The EMBO journal* 27.12 (2008): 1671-1681.
- [9] Firooz, Alireza, et al. "Variation of biophysical parameters of the skin with age, gender, and body region." *The Scientific World Journal* 2012 (2012).
- [10] El Hadrami, Abdelbasset, and Jameel M. Al-Khayri. "Socioeconomic and traditional importance of date palm." *Emirates Journal of food and Agriculture* 24.5 (2012): 371.
- [11] Annicchiarico, Paolo, et al. "Optimal forage grass germplasm for drought-prone Mediterranean environments." *Field Crops Research* 148 (2013): 9-14.
- [12] Daoudi, Ali, et al. "Adaptation à la sécheresse en steppe algérienne : le cas des stratégies productives des agropasteurs de Hadj Mechri." *Cahiers Agricultures* 22.4 (2013): 303-310.
- [13] Zenchi, Houria. Impact des facteur climatiques sur l'apparition et l'extension de la maladie de la feuille cassante chez le palmier dattier (*phoenix dactylifera* L.). Diss. Alger, 2011.
- [14] Djenas, S. "Elaboration des zones climatiques en Algérie." Application dans la construction. Ecole nationale des ponts et chaussees Paris, 1984.
- [15] Allouache, Warda, and Abdelaziz Khadraoui. "Strategies to Construct e-Government Services in Compliance with Legal Framework Case Study: Services Dedicated to the Algerian Health Insurance." *Journal of e-Government Studies and Best Practices* 2011 (2011).
- [16] Farah, Wehbeh, et al. "Time series analysis of air pollutants in Beirut, Lebanon." *Environmental monitoring and assessment* 186.12 (2014): 8203-8213.
- [17] Bribián, Ignacio Zabalza, Alfonso Aranda Usón, and Sabina Scarpellini. "Life cycle assessment in buildings: State-of-the-art and simplified LCA methodology as a complement for building certification." *Building and environment* 44.12 (2009): 2510-2520.
- [18] Zhou, Dan, Chang-Ying Zhao, and Yuan Tian. "Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications." *Applied energy* 92 (2012): 593-605.

- [19] El-Far, Ali H., Hamada A. Ahmed, and Hazem M. Shaheen. "Dietary supplementation of Phoenix dactylifera seeds enhances performance, immune response, and antioxidant status in broilers." *Oxidative medicine and cellular longevity* 2016 (2016).
- [20] Meunier, P. (1973). "Munier, Pierre. Le palmier-dattier. Vol. 24. Maisonneuve & Larose, 1973."
- [21] Habimana, Ildephonse, et al. "Optimized recombinant Bacillus Subtilis 168 whole-cell catalyzes one-step biosynthesis of high fructose syrup." *International Journal of Environment, Agriculture and Biotechnology* 6 (2021): 2.
- [22] Allende, A., E. Aguayo, and F. Artés. "Microbial and sensory quality of commercial fresh processed red lettuce throughout the production chain and shelf life." *International Journal of Food Microbiology* 91.2 (2004): 109-117.
- [23] Malassis, Louis. "Economie agro-alimentaire : tome I : économie de la consommation et de la production agro-alimentaire. Edition Cujas, 1979."
- [24] Jain, Neelam, Goyal, Shaily, & Ramawat, K. G. "Evaluation of antioxidant properties and total phenolic content of medicinal plants used in diet therapy during postpartum healthcare in Rajasthan." *Int j pharm pharm sci* 3.3 (2011): 248-253.
- [25] Hadrami, A. El, F. Daayf, and I. El Hadrami. "Date palm genetics and breeding." *Date palm biotechnology*. Springer, Dordrecht, 2011. 479-512.
- [26] Colonna, P., Fournier, S., Touzard, J. M., Abécassis, J., Broutin, C., Chabrol, D., & Trystram, G.. "In : Esnouf Catherine (ed.) and al., Food system sustainability : Insights from duALIne. " Cambridge : Cambridge University Press, (2013): 69-100.
- [27] ALEXANDRATOS, N. "World food and agriculture to 2030/50, Highlights and views from mid-2009. Expert Meeting on How to feed the World in 2050." <http://www.fao.org/wsfs/forum2050/wsfs-background-documents/wsfs-expert-papers/en/> (2009).
- [28] Allbed, Amal, Lalit Kumar, and Farzin Shabani. "Climate change impacts on date palm cultivation in Saudi Arabia." *The Journal of Agricultural Science* 155.8 (2017): 1203-1218.
- [29] Bouguedoura, Nadia, et al. "Date palm status and perspective in Algeria." *Date palm genetic resources and utilization*. Springer, Dordrecht, 2015. 125-168.
- [30] Mimouni, Y., Z. Bayoussef, and O. Djelfaoui. "Effect of Polysaccharides (pectins) on Postprandial Glucose." *International Journal of Environment, Agriculture and Biotechnology* 6 (2021): 2.
- [31] Sarraf, Mohammad, et al. "Commercial techniques for preserving date palm (Phoenix dactylifera) fruit quality and safety: A review." *Saudi Journal of Biological Sciences* 28.8 (2021): 4408-4420.
- [32] Obiegbuna, J. E., et al. "Effect of substituting sugar with date palm pulp meal on the physicochemical, organoleptic and storage properties of bread." *African Journal of Food Science* 7.6 (2013): 113-119.
- [33] Allab, Farid. Etude et Conception D'un Dispositif De Refrigération Magnétique Base Sur L'effet Magnetocalorique Geant. Diss. Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG, 2008.
- [34] Rona, N. Solar Air-Conditioning Systems. Göteborg: Chalmers University of Technology, 1. Diss. Thesis work, Göteborg, 2004.
- [35] Kim, D. S., and CA Infante Ferreira. "Solar refrigeration options—a state-of-the-art review." *International journal of refrigeration* 31.1 (2008): 3-15.
- [36] Fanney, A. Hunter, Brian P. Dougherty, and Mark W. Davis. "Measured performance of building integrated photovoltaic panels." *J. Sol. Energy Eng.* 123.3 (2001): 187-193.
- [37] Rudischer, R., et al. "Available solar cooling applications for different purposes." *Proceedings of International Conference Solar Air Conditioning, Bad Staffelstein, Germany*. 2005.

- [38] Geyer, Michael, et al. "EUROTROUGH-Parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation." 11th International symposium on concentrating solar power and chemical energy technologies. 2002.
- [39] Henning, Hans-Martin. "Solar assisted air conditioning of buildings—an overview." *Applied thermal engineering* 27.10 (2007): 1734-1749.
- [40] Cabeza, Luisa F., Aran Solé, and Camila Barreneche. "Review on sorption materials and technologies for heat pumps and thermal energy storage." *Renewable Energy* 110 (2017): 3-39.
- [41] Critoph, R. E. "Multiple bed regenerative adsorption cycle using the monolithic carbon–ammonia pair." *Applied Thermal Engineering* 22.6 (2002): 667-677.
- [42] Hildbrand, Catherine, et al. "A new solar powered adsorption refrigerator with high performance." *Solar energy* 77.3 (2004): 311-318.
- [43] Oliveira, R. G., V. Silveira Jr, and R. Z. Wang. "Experimental study of mass recovery adsorption cycles for ice making at low generation temperature." *Applied Thermal Engineering* 26.2-3 (2006): 303-311.
- [44] Saha, Bidyut Baran, Atsushi Akisawa, and T. Kashiwagi. "Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype." *Renewable energy* 23.1 (2001): 93-101.
- [45] Saman, W., Krause, M., & Vajen, K. "Solar cooling technologies: current status and recent developments." (Doctoral dissertation, Australian New Zealand Solar Energy Society). (2004).
- [46] Wang, D. C., et al. "Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part II. Experimental study." *International journal of refrigeration* 28.7 (2005): 1084-1091.
- [47] Liu, W., J. H. Davidson, and F. A. Kulacki. "Thermal characterization of prototypical integral collector storage systems with immersed heat exchangers." *J. Sol. Energy Eng.* 127.1 (2005): 21-28.
- [48] Restuccia, G., et al. "Selective water sorbent for solid sorption chiller: experimental results and modelling." *International Journal of Refrigeration* 27.3 (2004): 284-293.
- [49] Gopal, M. Ram, and S. Srinivasa Murthy. "Studies on heat and mass transfer in metal hydride beds." *International Journal of Hydrogen Energy* 20.11 (1995): 911-917.
- [50] Hovland, M., James V. Gardner, and A. G. Judd. "The significance of pockmarks to understanding fluid flow processes and geohazards." *Geofluids* 2.2 (2002): 127-136.
- [51] Alahmer, Ali, and Salman Ajib. "Solar cooling technologies: State of art and perspectives." *Energy Conversion and Management* 214 (2020): 112896.
- [52] Yu, Nan, R. Z. Wang, and L. W. Wang. "Sorption thermal storage for solar energy." *Progress in Energy and Combustion Science* 39.5 (2013): 489-514.
- [53] Ojha, Manish Kumar, et al. "Recent progress and outlook of solar adsorption refrigeration systems." *Materials Today: Proceedings* 46 (2021): 5639-5646.
- [54] Gado, Mohamed G., et al. "Hybrid sorption-vapor compression cooling systems: A comprehensive overview." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 143 (2021): 110912.
- [55] Matsushita, S., et al. "Performance evaluation of open type absorption dehumidifier using LiCl solution as liquid desiccant." *Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference, Denver, USA.* 2005.
- [56] Gerlach, David W., and T. A. Newell. *An investigation of electrochemical methods for refrigeration.* Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 2004.
- [57] Alexis, G. K., and E. K. Karayiannis. "A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area." *Renewable Energy* 30.9 (2005): 1457-1469.

- [58] Balaras, Constantinos A., et al. "Solar air conditioning in Europe—an overview." *Renewable and sustainable energy reviews* 11.2 (2007): 299-314.
- [59] Noeres, P. "Thermal driven chilled water generation based on steam jet ejector chillers. Concepts and experiences; Thermische Kaelteerzeugung mit Dampfstrahlkaeltemaschinen. Konzepte und Erfahrungen." *Ki Luft-und Kaeltetechnik* 42 (2006).
- [60] Fischer, Steve, and Solomon Labinov. "Not-in-kind technologies for residential and commercial unitary equipment." Oak Ridge National Laboratory (2000).
- [61] Nick-Leptin, Joachim. "Political framework for research and development in the field of renewable energies." *International Conference Solar Air conditioning*, Staffelstein. 2005.
- [62] Peritsch, M. "Supermarkets as energy centers. Energy systems of the future, Federal Ministry of Transport, Innovation and Technology, Austria." (2006).
- [63] Alghoul, M. A., et al. "Performance of a dual-purpose solar continuous adsorption system." *Renewable Energy* 34.3 (2009): 920-927.
- [64] Hassan, H. Z., A. A. Mohamad, and H. A. Al-Ansary. "Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study." *Applied Thermal Engineering* 48 (2012): 332-341.
- [65] Wang, R. Z., et al. "Solar driven air conditioning and refrigeration systems corresponding to various heating source temperatures." *Applied energy* 169 (2016): 846-856.
- [66] Eicker, Ursula, and Dirk Pietruschka. "Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings." *Energy and Buildings* 41.1 (2009): 81-91.
- [67] Sekret, Robert, and Michał Turski. "Research on an adsorption cooling system supplied by solar energy." *Energy and Buildings* 51 (2012): 15-20.
- [68] Yin, Y. L., et al. "Experimental investigation of a mini-type solar absorption cooling system under different cooling modes." *Energy and buildings* 47 (2012): 131-138.
- [69] Dabwan, Yousef N., et al. "Performance analysis of integrated linear fresnel reflector with a conventional cooling, heat, and power tri-generation plant." *Renewable Energy* 138 (2019): 639-650.
- [70] Mujahid, Adnan, Adeel Afzal, and Franz L. Dickert. "An overview of high frequency acoustic sensors—QCMs, SAWs and FBARs—chemical and biochemical applications." *Sensors* 19.20 (2019): 4395.
- [71] Daou, Kadoma, R. Z. Wang, and Z. Z. Xia. "Desiccant cooling air conditioning: a review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 10.2 (2006): 55-77.
- [72] Chen, Jianyong, et al. "A review on versatile ejector applications in refrigeration systems." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49 (2015): 67-90.
- [73] Besagni, Giorgio, Riccardo Mereu, and Fabio Inzoli. "Ejector refrigeration: A comprehensive review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (2016): 373-407.
- [74] Breidert, Hans-Joachim, and J. L. Cauchepin. "Calcul des chambres froides: bilan frigorifique simplifié: choix des composants." *PYC Livres*, 1998.
- [75] Desmons, Jean. "Aide-mémoire de génie climatique-3ème édition." *Dunod*, 2012.
- [76] ZOTTO, P. Dal, et al. "Memotech génie énergétique." (2000).
- [77] Capderou, Michel. "Atlas solaire de l'Algerie: Aspect énergétique. Office de publications universitaires,1985", OPU Alger.

- [78] Benhabiles, A., et al. "Climatisation solaire en Algérie." *Revue générale du froid & du conditionnement d'air JUL* (2008): 22-26.
- [79] Recknagel, H., E. Sprenger, and E. R. Schramek. "Le Recknagel–Manuel pratique du génie climatique, 3 tomes, PYC Livres, 1995." A. Giovannini et B. Bédard, *Transfert de chaleur, Cépaduès* (2012): 265-272.
- [80] Benhabiles, A., and M. S. Rouabah. "Modélisation des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes utilisables dans le domaine du froid solaire." *Revue des Energies Renouvelables ICRES-07 Tlemcen* (2007): 223-228.
- [81] Gago, Custódia ML, et al. "Effect of harvest date and 1-MCP (SmartFresh™) treatment on ‘Golden Delicious’ apple cold storage physiological disorders." *Postharvest Biology and Technology* 110 (2015): 77-85. [82] M. Aoki, M. Yosomiya, F. Unezaki, M. Saitou and T. Saikusa, "Refrigeration/air conditioning equipment.", U.S. Patent No 7,316,120, 8 janv. (2008).
- [83] Daßler, Ingo, and Walter Mittelbach. "Solar cooling with adsorption chillers." *Energy Procedia* 30 (2012): 921-929.
- [84] Meyer, A. J., T. M. Harms, and R. T. Dobson. "Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat." *Renewable Energy* 34.1 (2009): 297-306.
- [85] J. Chen, K. J. Kim, K. E. Herold, "Performance enhancement of a diffusion -absorption refrigerator", *International Journal of Refrigeration*, Vol.19 Iss.3, 208-218, (1996).
- [86] KAMEL, Benlouanas. *Etude de faisabilité d’un local de conservation de dattes basée sur l’énergie solaire. Application à la région de Biskra. Diss. Université de Biskra-Mohamed Khider, 2012.*
- [87] A. Haywood, J. Sherbeck, P. Phelan and al., "Thermodynamic feasibility of harvesting data center waste heat to drive an absorption chiller", *Energy Conversion and Management*, Vol. 58, pp 26 - 34, (2012).
- [88] B. Choudhury, B. Saha, P. K. Chatterjee and J. P. Sarkar, "An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling", *Applied Energy*, Vol. 104, pp 554 - 567, (2013).
- [89] U. Jakob, "Overview on small capacity systems", *AG SolarNext – Power*, solarnext.info, (2008).
- [90] Weber, Christine, et al. "On standardizing solar cooling–field test in the small capacity range." *Energy Procedia* 48 (2014): 1027-1035.
- [91] Abdulghafoor, A. Munir, "Worldwide overview of solar thermal cooling technologies", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 43, 763 - 774, (2015).
- [92] Benlouanas, Kamel, and Lazhar Serir. "Food’s Conservation into 03 Dimension’s Models of Cold Stores Operated by 03 Refrigeration Systems in Biskra Region (Classic, Absorption, Adsorption)." *Defect and Diffusion Forum*. Vol. 406. Trans Tech Publications Ltd, 2021.
- [93] U. Desideri, S. Proietti, and al, "Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications". *Applied Energy*, Vol. 86(9), pp 1376–1386, (2009)
- [94] M. Aksas, F. Khaldi, R. Zouagri "Thermo-economic Study of Hybrid Thermal Solar and Geothermal Heat Pumps System in Algeria", *Renewable Energy in the Service of Mankind*, Vol I. Springer, pp 247-258, (2015).
- [95] G. Valencia, J. Beltrán, O. Romero and J. Cabrera, "Comparative Evaluation of Different Refrigerants on a Vapor Compression Refrigeration System via Exergetic Performance Coefficient Criterion ", *Contemporary Engineering Sciences*, Vol. 10, N° 14, pp 691 - 702, (2017).
- [96] P. C. Taylor and J. A. Turner, "Editorial: Renewable energy incentives: Subsidies or subventions?", *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, Vol. 4 Iss. 4, (2012).

- [97] A. Pongtomkulpanich, S. Thepa, M. Amornkitbamrung and C. Butcher, "Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single effect absorption cooling system in Thailand", *Renewable Energy*, Vol. 33 Iss. 5, pp 943 - 949, (2008).
- [98] T. D. Harman, "Waste heat recovery in data centers: ejector heat pump analysis", School of Mechanical Engineering Georgia Institute of Technology, (2008).
- [99] M. Ameri, S. H. Hejazi, "The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24 Iss. 1, pp 59 - 68, (2004).
- [100] Wang, R. Z., et al. "Solar driven air conditioning and refrigeration systems corresponding to various heating source temperatures." *Applied energy* 169 (2016): 846-856.
- [101] U. Jakob and W. Mittelbach, "Development and investigation of a compact silica gel-water adsorption chiller integrated in solar cooling systems", *Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources*, VII Minsk international seminar, (2008).
- [102] S. K. Henninger, F. Jeremias, H. Kummer and al., "Novel Sorption Materials for Solar Heating and Cooling", *Energy Procedia*, Vol. 30, pp 279 – 288, (2012).
- [103] W. Mittelbach and W. Oblin, "Solar cooling in residential, small scale commercial and industrial applications with adsorption technology", 3rd International Conference Solar Air-Conditioning, pp B7, (2009).
- [104] Asgari, Sahar, A. R. Noorpoor, and Fateme Ahmadi Boyaghchi. "Parametric assessment and multi-objective optimization of an internal auto-cascade refrigeration cycle based on advanced exergy and exergoeconomic concepts." *Energy* 125 (2017): 576-590.
- [105] Soltani, Majid, et al. "Technical and economic evaluations of combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas engine in commercial cold storages." *Energy Conversion and Management* 214 (2020): 112877.
- [106] Deng, Yan, Rong Zeng, and Yicai Liu. "A novel off-design model to optimize combined cooling, heating and power system with hybrid chillers for different operation strategies." *Energy* 239 (2022): 122085.
- [107] Rodriguez Toscano, Andres, et al. "Technical, environmental, and economic evaluation of a solar/gas driven absorption chiller for shopping malls in the Caribbean region of Colombia." *Case Studies in Thermal Engineering* (2022).