

THÈSE

Présentée à

L'Université de Pau et des Pays de l'Adour

École Doctorale des Sciences Exactes et leurs Applications

Par

Maxime PERIER-MUZET

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR

Spécialité : Énergétique

Modélisation et simulation dynamique d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire

Soutenue publiquement le 12 décembre 2012

Directeurs de thèse : Pascal Stouffs et Jean Castaing-Lasvignottes

Devant la commission d'examen formée de :

Jean-Jacques BEZIAN	Ingénieur de recherche HDR - RAPSODEE - École des Mines d'Albi	Rapporteur
Gilles FRAISSE	Professeur - LOCIE - Université de Savoie	Rapporteur
Gabriel OLALDE	Directeur de recherche - PROMES - CNRS	Examinateur
Patxi DUTHIL	Ingénieur de recherche - IPN Orsay	Examinateur
Jean-Pierre BEDECARRATS	Professeur - LaTEP - Université de Pau et des Pays de l'Adour	Examinateur
Jean CASTAING- LASVIGNOTTES	Maitre de conférence - PIMENT - Université de la Réunion	Examinateur
Pascal STOUFFS	Professeur - LaTEP - Université de Pau et des Pays de l'Adour	Examinateur

Remerciements

Ce travail a été réalisé au sein du laboratoire de Thermique, Énergétique et Procédés (LaTEP) et du département Génies Thermique et Énergie de l'IUT des Pays de l'Adour de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA). Son financement a été assuré par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) à travers le projet TACSOL (PRECODD 2008).

Je remercie Monsieur Pascal Stouffs et Monsieur Pierre Cezac, Directeurs successifs du LaTEP, pour m'avoir accueilli dans leur laboratoire et Monsieur Youssef Zeraouli et Monsieur Daniel Vidoux, Chefs successifs du département GTE de l'IUT des Pays de l'Adour, pour m'avoir accepté dans leurs locaux.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur Pascal Stouffs, professeur à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour et Monsieur Jean Castaing-Lasvignottes, maître de conférence à l'Université de la Réunion pour la confiance qu'ils m'ont accordée lorsqu'ils m'ont confié ce travail de recherche. Je tiens à les remercier pour leur générosité et leur passion dans le partage de la connaissance et enfin pour leur présence bienveillante et leurs encouragements durant ces trois années de thèse. Merci à Jean-Pierre Bédécarrats, professeur à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour, qui a co-encadré ce travail durant la dernière année, pour son aide précieuse et son soutien au cours de la réalisation de ce travail.

Je suis très sensible à l'honneur que m'ont fait Monsieur Jean-Jacques Bézian, maître de conférence (HDR) à l'école des Mines d'Albi et Monsieur Gilles Fraisse, professeur à l'Université de Savoie, en acceptant d'examiner ce travail et d'en être les rapporteurs.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances à Monsieur Gabriel Olalde, Directeur de recherche au PROMES, à Monsieur Patxi Duthil, ingénieur de recherche à l'IPN d'Orsay et à Monsieur Jean-Pierre Bédécarrats, professeur à l'Université de Pau, pour avoir accepté de faire partie de ce jury.

Je voudrais également remercier les membres du projet TACSOL avec lesquels j'ai été amené à collaborer : Gabriel Olalde, Emmanuel Guillot, Nicolas Boullet (PROMES), Jean-Pierre Thermeau, Mathieu Pierens (IPNO), Maurice Xavier François, Thierry Le Polles, Adrien Betrancourt, Emmanuel Chabut (Hekyom). Je tiens particulièrement à remercier Sophie Cordillet (doctorante PROMES-IPNO) avec qui j'ai pris beaucoup de plaisir à travailler et Patxi Duthil (IPNO), pour son aide et ses réponses toujours bienveillantes à mes nombreuses sollicitations.

Je remercie l'équipe de l'atelier de physique de L'UPPA, Laurent Marlin, Michel Mangin, Patrick Gelize et Arnaud Cotel, pour leur aide, leur réactivité et la bonne ambiance qu'ils ont su créer lors du montage de la boucle de stockage.

J'aimerais aussi adresser mes remerciements à toute l'équipe pédagogique, administrative et technique du Département Génie Thermique et Énergie de l'IUT des Pays de l'Adour, où j'ai pu effectuer mes premiers pas dans l'enseignement. Les nombreuses discussions souvent autour d'un café, ont été très enrichissantes et m'ont procuré beaucoup de plaisir. J'exprime donc ici ma profonde gratitude à : Jean Batina, Serge Blancher, Kamal El Omari, Jacques Le Gall, Yves Le Guer, Eric Schall, Abdellah Saboni, Youssef Zeraouli, Marie-Claude Brescon,

Martine Gosman, Thierry Galliay, Daniel Vidou, Vincent Lalanne, Christine Cellier, Anne-Marie Vanancio, Muriel Alaphilippe, Cécile Arrondo, Jean-Luc Saubatte, Hérve Rota, Daniel Gaspar, Pascal Bruel (LMA) et tous les vacataires ou intervenants extérieurs que j'ai côtoyés. Merci également à l'équipe administrative de l'IUT des Pays l'Adour, pour leur aide et leur bonne humeur.

Je tiens à remercier les membres du LaTEP, particulièrement l'équipe énergétique, Stéphane Gibout, Erwin Franquet, Didier Haillot, Pierre Cezac, pour leur aide et leurs conseils lors de ces trois années.

Je remercie également les membres du laboratoire LOCIE pour leur accueil et pour m'avoir permis de terminer la rédaction de ce document dans les meilleures conditions.

Merci aux étudiants de l'IUT GTE et de la licence professionnel EGC qui ont subi mes enseignements et auprès desquels j'ai beaucoup appris.

Je tiens à remercier mes collègues de bureau Kossivi Gokpi, Rabah Ibsaine, Alejandro Fula, Rachid Es Sakhy, Abdou Touré pour toutes ces discussions qui nous ont fait voyager autour d'un café. Merci également aux doctorants et aux stagiaires du LaTEP en particulier à Guillaume Anies, Romain Demarthon, Floriane Lucile, Charlotte Coussine, Camille Favarel, Philomène Sène et Suheyil Sumbultepe pour leur bonne humeur et leur aide durant ces trois années. Qu'ils sachent que je garderai en mémoire tous les bons moments passés ensemble.

Je profite également de l'occasion pour remercier mes Parents pour leur soutien sans faille au cours des 27 dernières années. Je ne saurais conclure sans remercier Ludivine, tant sa compréhension et son soutien ont été déterminants ces dernières années.

Résumé :

La réfrigération solaire est une alternative à la production de froid à partir de machines à compression mécanique de vapeur dont l'alimentation est électrique. Parmi les technologies envisageables, le couplage d'une machine de réfrigération thermoacoustique avec un concentrateur solaire et un stockage frigorifique par chaleur latente apparaît comme une option intéressante. Cette thèse introduit la problématique du sujet et présente les différentes technologies envisageables pour la conception d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire. Ensuite, pour répondre au problème, le prototype expérimental qui a été conçu et fabriqué est présenté. Une méthode de modélisation transitoire au niveau système du prototype est proposée. Enfin les résultats obtenus par les simulations dynamiques sont discutés à travers l'analyse du comportement transitoire de l'ensemble du procédé et des performances associées.

Abstract:

Solar refrigeration is an alternative to electrically driven vapor compression cycle for refrigeration. Among the solar refrigeration technologies, the coupling of a heat driven thermoacoustic refrigerator with a solar concentrator and a cold latent energy storage system seems to be a promising technology. This thesis introduces the issue of the subject and analyzes the different available technologies to design a solar driven thermoacoustic refrigerator. Then, to address the problem, the prototype that has been designed and built, is presented. A lumped model is introduced to describe the transient behavior of the prototype. Finally, simulation results are presented and discussed in terms of dynamic behavior and performance analysis.

Table des matières

Table des matières	7
Liste des symboles	11
Introduction générale	15
1 État de l’art	21
1.1 Introduction	23
1.2 Les machines thermoacoustiques	23
1.2.1 Introduction	23
1.2.2 Critères de performance	26
Machines di-thermes	26
Machines tri-thermes	28
1.2.3 Principe de fonctionnement	29
Onde stationnaire	29
Onde progressive	32
Architectures et classifications	35
Domaines d’utilisation	38
1.2.4 État de l’art des machines de réfrigération thermoacoustiques	38
1.2.5 Logiciels de simulations	41
1.3 Les capteurs solaires thermiques	42
1.3.1 Introduction à l’énergie solaire	42
1.3.2 Capteurs à concentration	44
Principe de fonctionnement et facteur de concentration	44
Les concentrateurs linéaires	45
Les concentrateurs ponctuels	48
1.4 Systèmes de stockage de l’énergie thermique	51
1.4.1 Introduction	51
1.4.2 Stockage frigorifique par chaleur latente	53
Critères de choix d’un matériau à changement de phase	53
Changement de phase : fusion et cristallisation	54
Technologies	57
Principe de fonctionnement d’un stockage avec MCP encapsulé	57

1.4.3	Stockage haute température pour les procédés solaires	59
	Stockage par chaleur sensible	59
	Stockage par chaleur latente	60
1.5	Réfrigération solaire	61
1.5.1	Introduction	61
1.5.2	Critères de performance des machines de réfrigération solaire	62
1.5.3	État de l'art de la réfrigération solaire thermique	64
	Principe de fonctionnement des machines à absorption	65
	Principe de fonctionnement des machines à adsorption physique et chimique	66
	Dispositifs expérimentaux à sorption réalisés	68
	Prototypes de machine de réfrigération thermoacoustique solaire	69
1.6	Conclusion	70
2	Définition du procédé	71
2.1	Introduction	73
2.2	Analyse énergétique d'une machine de réfrigération thermoacoustique solaire	73
2.2.1	Modélisation	73
	Le concentrateur solaire et la cavité absorbeur	73
	La machine de réfrigération thermoacoustique	76
	Le stockage frigorifique	77
	Performance globale et puissance de la machine	78
2.2.2	Simulation – Résultats	78
	Conditions de simulation	78
	Cas standard	79
	Étude de sensibilité paramétrique	81
	Dimensionnement statique mensuel	84
2.3	Description du prototype expérimental	87
2.3.1	Introduction	87
2.3.2	Le système de captation solaire	88
	Introduction	88
	L'héliostat	89
	Le concentrateur	90
	Le modulateur de flux	91
	Mesures des conditions météorologiques	92
2.3.3	La machine de réfrigération thermoacoustique solaire	93
	Introduction	93
	Le récepteur et l'absorbeur solaire	94
	Le générateur d'ondes thermoacoustique	96
	Le réfrigérateur thermoacoustique	98
	Le résonateur	99

2.3.4	La boucle de stockage frigorifique	99
	Introduction	99
	La cuve de stockage	101
	Les auxiliaires	103
	Mode de fonctionnement	104
	L'instrumentation	105
2.4	Conclusion	105
3	Modélisation globale transitoire du prototype	107
3.1	Introduction	109
3.2	Le collecteur solaire et le modulateur de flux	109
3.2.1	Modélisation optique	111
	Le logiciel Soltrace	111
	Modélisation du système optique du prototype	112
3.2.2	Modélisation globale	114
3.3	La machine de réfrigération thermoacoustique solaire	115
3.3.1	La cavité absorbeur et l'échangeur chaud du générateur	116
3.3.2	Les échangeurs à températures intermédiaires et l'échangeur froid	118
3.3.3	Modélisation et conditions de simulation de la machine thermoacoustique avec le logiciel CRISTA	119
3.3.4	Les auxiliaires	121
3.4	La boucle de stockage	122
3.4.1	La cuve de stockage	122
	Description du modèle	122
	Validation expérimentale	127
3.4.2	Les canalisations	131
3.4.3	La pompe de circulation et le réchauffeur de fluide en circulation	132
3.5	Méthode pour l'analyse énergétique et exergétique du procédé	133
3.5.1	Energie échangée et exergie associée	133
3.5.2	Indicateurs de performance	134
3.6	Conclusion	137
4	Simulations et résultats	139
4.1	Introduction	141
4.2	Simulation du prototype expérimental	141
4.2.1	Conditions de simulation	141
	Le collecteur solaire et le modulateur de flux	142
	La machine de réfrigération thermoacoustique solaire	142
	La boucle de stockage	142
4.2.2	Résultats des simulations du procédé optique	143
4.2.3	Analyse du comportement dynamique	147

4.2.4	Analyse énergétique	151
4.2.5	Analyse exergetique	153
4.2.6	Conclusion	155
4.3	Simulation d'une unité pilote	156
4.3.1	Conditions de simulation	156
	Le collecteur solaire et le modulateur de flux	156
	La machine de réfrigération thermoacoustique solaire	157
	La boucle de stockage	157
4.3.2	Résultats des simulations du procédé optique	158
4.3.3	Analyse du comportement transitoire	160
4.3.4	Analyse énergétique	164
4.3.5	Analyse exergetique	166
4.3.6	Comparaison des performances du pilote avec celles du prototype	168
4.3.7	Étude de sensibilité paramétrique	169
	Étude de sensibilité paramétrique du diamètre du concentrateur	170
	Étude de sensibilité paramétrique du volume de stockage	172
	Étude de sensibilité paramétrique de la température de fusion du MCP .	176
4.4	Conclusion	179
	Conclusion générale	181
	Bibliographie	189

Liste des symboles

A	surface, m^2
C	débit de capacité thermique, W/K
C_g	taux de concentration géométrique
C_l	taux de concentration local
COA	Coefficient Opérationnel d'Amplification
COP	Coefficient Opérationnel de Performance
c_v	capacité calorifique massique à pression constante, $J/kg.K$
D	diamètre, m
Ex	exergie, J
f	facteur de frottement
Gr	nombre de Grashof
h	enthalpie massique, J/kg
H	enthalpie, J
i	densité de flux solaire, W/m^2
J	probabilité de cristallisation, $1/s$
k	conductivité thermique, $W/m.K$
K	coefficient d'échange thermique global, $W/m^2.K$
L	enthalpie massique de fusion ou longueur, J/kg ou m
m	masse, kg
$\dot{m}$	débit massique, kg/s
Nu	nombre de Nusselt
P	pression, Pa
Pr	nombre de Prandtl
Q	énergie thermique, J
$\dot{Q}$	puissance thermique, W
r	rayon, m
R	résistance thermique, $m^2.K/W$
s	densité de flux d'entropie, $W/m^2.K$
S	entropie, J/K
T	température, K
t	temps, s
u	énergie interne massique, J/kg
U	énergie interne, J
V	volume ou vitesse débitante du fluide, m^3 ou m/s
W	travail mécanique, J
$\dot{W}$	puissance mécanique, W
x	titre solide du MCP

Symboles grecs

α	coefficient d'échange thermique convectif, W/m ² .K
β	densité énergétique du stockage, J/m ³
ε	émissivité ou fraction volumique
η	rendement
η_{II}	rendement second principe
θ	angle d'incidence des rayons solaire direct, rad
τ	taux
ω	angle solide du soleil, st
ζ	coefficient de perte de charge singulière

Indices et exposants :

0	état de référence
$3T$	tri-therme
abs	absorbeur
ac	acoustique
$aéro$	aéroréfrigérant
air	air ambiant
amb	conditions ambiantes
$bords$	extrémités de la cavité absorbeur
$boucle$	boucle de stockage
c	source chaude ou Carnot
$canal$	canalisation
cav	cavité de l'absorbeur
cg	échangeur chaud du générateur
$collect$	collecteur solaire ou collecté
$conc$	concentrateur
$conso$	consommation
$couv$	couverture
cr	échangeur chaud du réfrigérateur
$cristal$	cristallisation
$cuve$	cuve de stockage
$déb$	débordement de la tache focale
$demande$	demande à satisfaire en effet frigorifique
dif	différé
dir	direct
$dispo$	disponible
e	entrée

<i>ech ext</i>	échangé avec le milieu ambiant
<i>élec</i>	électrique
<i>élé_m</i>	élément
<i>ensol</i>	ensoleillement
<i>env</i>	enveloppe des nodules
<i>évac</i>	évacué
<i>ext</i>	extérieur
<i>f</i>	source froide
<i>fg</i>	échangeur froid de générateur
<i>fluid</i>	fluide frigoporteur ou caloporteur
<i>fr</i>	échangeur froid du réfrigérateur
<i>frigo</i>	réfrigérateur
<i>fusion</i>	fusion du MCP
<i>gén_e</i>	générateur d'onde thermoacoustique
<i>global</i>	rayonnement solaire global
<i>hel</i>	hélium
<i>hélio</i>	héliostat
<i>hét</i>	hétérogène
<i>hom</i>	homogène
<i>hx</i>	échangeur thermique
<i>int</i>	intermédiaire ou intérieur
<i>interface</i>	interface solide/liquide dans les nodules
<i>isol</i>	isolation thermique
<i>lat</i>	latéral
<i>liq</i>	MCP liquide
<i>lit nod</i>	lit de nodules dans la cuve de stockage
<i>machine</i>	machine thermoacoustique
<i>masques</i>	masques du concentrateur
<i>max</i>	maximum
<i>min</i>	minimum
<i>modul</i>	modulateur ou modulé
<i>nod</i>	nodule
<i>optiq</i>	optique
<i>or</i>	orifice de la cavité de l'absorbeur
<i>ouv</i>	ouverture
<i>ouvert</i>	totalement ouvert
<i>PAC</i>	pompe à chaleur
<i>paroi</i>	paroi
<i>pert</i>	pertes thermiques
<i>pompe</i>	pompe de circulation

<i>réchauf</i>	réchauffeur de fluide en circulation
<i>refl</i>	réfléchi
<i>réfri</i>	réfrigérateur thermoacoustique
<i>régul</i>	régulières
<i>res</i>	résonateur
<i>s</i>	sortie
<i>sing</i>	singulière
<i>sol</i>	solaire
<i>solid</i>	MCP solide
<i>stock</i>	stockage frigorifique
<i>surf</i>	surfusion du MCP
<i>tube</i>	tube des échangeurs de chaleur
<i>utile</i>	utile

Introduction générale

La maîtrise et la multiplication des technologies de réfrigération ont, en générant d'importantes modifications dans les systèmes de production et de distribution des biens, joué un rôle dans la révolution industrielle qu'ont connue les pays industrialisés [1]. Les dispositifs de réfrigération sont aujourd'hui utilisés massivement, dans les procédés industriels, dans les transports, dans l'habitat, etc. . . . D'après l'Institut International du Froid (IIF-IIR), les équipements frigorifiques représentent environ 15 % de la consommation d'électricité mondiale [2]. Sous l'effet de l'accroissement de la démographie, de l'urbanisation et de la population qui accède au mode de consommation occidental (principalement en Asie), la demande mondiale en réfrigération est en constante augmentation [1]. L'IIR indique que le marché annuel des réfrigérateurs domestiques a augmenté de 14 % au niveau mondial ces quatre dernières années et de plus de 30 % en Chine [2]. Actuellement la production frigorifique est, dans sa très grande majorité, assurée au moyen de machines frigorifiques di-thermes à compression mécanique de vapeur. Ces machines, de par leur mode de fonctionnement mais aussi grâce aux très nombreuses années de développement dont elles ont profité, offrent de bons niveaux de performances. Cependant, l'impact environnemental de l'utilisation massive de ces dispositifs reste important. Cet impact est lié d'une part aux fuites de fluide frigorigène [3, 4] mais également à la production de l'électricité utilisée pour produire l'énergie mécanique nécessaire au fonctionnement de ces machines.

Dans un contexte où l'on assiste d'une part à une augmentation de la demande mondiale en énergie frigorifique et d'autre part à une crise écologique et énergétique, il devient capital de développer des procédés de production frigorifique plus respectueux de l'environnement. Il convient alors de pallier le problème majeur que pose le mode de production frigorifique actuel, à savoir les rejets de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. La part du problème liée au fluide de travail peut être résolue en les remplaçant par des fluides à impact neutre ou faible sur l'effet de serre. Cependant les fluides de substitution disponibles actuellement, le CO₂, l'ammoniac, le propane-éthane, etc. . . . posent de gros problèmes technologiques et de sécurités [5]. Une autre solution consiste à remplacer la technologie de la compression de vapeur.

De nombreuses options technologiques sont à l'étude ou parfois même déjà utilisées comme les systèmes à sorption, les cycles à air, les cycles Stirling, la réfrigération thermoélectrique, la réfrigération magnétique ou la réfrigération thermoacoustique [6]. Cependant, ces systèmes sont généralement plus énergivores que les dispositifs à compression mécanique de vapeur. Pour limiter l'impact lié à la consommation d'énergie par les dispositifs de productions frigorifiques, le recours à l'énergie solaire semble une option intéressante [7]. La diversité des technologies de conversion de l'énergie solaire, photovoltaïque, thermique (haute et basse température) et thermodynamique permet d'offrir une alimentation énergétique adaptée aussi bien à la technologie de compression de vapeur qu'à tous les dispositifs alternatifs présentés. La demande en puissance frigorifique variant en fonction de l'ensoleillement, l'utilisation de l'énergie solaire semble pertinente.

Grâce à leur mode de fonctionnement qui ne nécessite pas de pièces mobiles, les machines thermoacoustiques ont de faibles coûts de fabrication et de maintenance. De plus, elles utilisent un gaz neutre pour l'effet de serre (hélium, argon, air. . . etc.). Elles offrent donc une alternative

attractive aux technologies utilisées actuellement pour la production frigorifique [5]. Cependants elles n'ont pas à ce jour atteint leur maturité technologique, ce qui se caractérise par des performances plus faibles que les systèmes de production frigorifique conventionnels [8]. De nombreuses expérimentations ont été menées sur des prototypes dans différents laboratoires de recherche pour des applications cryogéniques. Elles ont permis de mettre en évidence le potentiel de cette technologie pour atteindre de très basses températures. Un nouvel axe de recherche est maintenant d'améliorer l'efficacité des procédés pour développer des applications dans le domaine de la réfrigération [9]. L'alimentation énergétique de ces dispositifs peut être assurée soit avec de l'électricité (générateur d'onde électrique ou thermique) ou de l'énergie thermique à haute température (générateur d'onde thermique). Il est alors possible d'imaginer de coupler un dispositif de réfrigération thermoacoustique et un système de captation et de concentration de l'énergie solaire. La configuration ainsi obtenue devrait permettre de répondre de manière globale à l'obligation de limiter l'impact environnemental de la production frigorifique.

Bien que les besoins en froid soient généralement plus importants lorsque la température ambiante et donc l'ensoleillement est élevé, l'intermittence de la ressource solaire et éventuellement les variations de la charge frigorifique imposent une gestion particulière du système et la présence d'un stockage d'énergie. La problématique scientifique associée au dimensionnement de ces systèmes de réfrigération thermoacoustique solaire relève d'une double difficulté. Premièrement, il faut être capable de décrire le comportement instationnaire de l'ensemble du dispositif, lui même dépendant du comportement transitoire des sous-systèmes et des puits et sources d'énergie avec lesquels il échange. Les dynamiques mises en jeux sont issues dans un premier temps de la ressource solaire et des moyens mis en œuvres pour la capter (type et surface des capteurs solaires). Les suivantes proviennent de l'architecture de la machine de conversion de l'énergie thermique en effet frigorifique. Viennent ensuite celles introduites par le système de stockage (type et volume de stockage) et de la nature des besoins en réfrigération (puissance et température). Deuxièmement, il faut analyser le comportement dynamique du système, afin de déterminer ses performances sur une période de fonctionnement prédéfinie. Les outils développés dans la première partie sont alors utilisés pour évaluer la pertinence des différentes configurations proposées. Les résultats obtenus permettront d'optimiser le dimensionnement du système.

Ces travaux ont été menés dans le cadre du projet TACSOL (ThermoACoustique SO-Laire). Ce projet, financé par l'Agence Nationale de la Recherche, regroupe trois laboratoires de recherche ; l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay (IPNO), le laboratoire Procédés Matériaux et Energie Solaire (PROMES) et le Laboratoire de Thermique Energétique et Procédés (LaTEP) et une micro entreprise ; Hekyon (Orsay). Les recherches menées lors de ce projet étaient destinées à concevoir et tester un système de réfrigération thermoacoustique solaire capable de produire une puissance frigorifique de l'ordre de 1 kW dans le domaine du froid industriel (-30 °C). Le système qui a été pensé, utilise l'hélium pressurisé comme fluide de travail. Son originalité réside principalement dans l'utilisation du soleil concentré comme source chaude à haute température (environ 700 °C). La variabilité dans le temps de cette ressource

thermique (tout comme pourrait l'être, ultérieurement, la demande en froid d'un utilisateur) impose une gestion particulière du système et la présence d'un stock frigorifique pour pallier l'intermittence liée aux alternances jour/nuit ou aux passages nuageux. Les contributions du laboratoire réalisées dans le cadre de ce projet sont présentées dans ce manuscrit et sont les suivantes :

- la modélisation et la simulation dynamique du système,
- la conception et la fabrication du système de stockage et de distribution de l'effet frigorifique.

Le premier chapitre de cette thèse est consacré à la présentation des différentes technologies envisageables pour les sous-systèmes de la machine. Les différentes configurations, les principes de fonctionnement, et dans la mesure du possible, les états de l'art correspondants sont présentés successivement pour les machines de réfrigération thermoacoustiques, les collecteurs solaires à concentration, les machines de réfrigération solaires et les systèmes de stockage de l'énergie thermique.

Le second chapitre présente le modèle en régime stationnaire qui nous avons développé pour décrire le fonctionnement d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à une cuve de stockage frigorifique. Les résultats de simulation sont présentés à travers le dimensionnement d'un système et d'une étude de sensibilité paramétrique. La seconde partie de ce chapitre propose une description de la machine de réfrigération thermoacoustique solaire expérimentale qui a été conçue et construite dans le cadre du projet TACSOL.

Le chapitre 3 est consacré à la description du modèle dynamique qui a été établi pour décrire le comportement transitoire de l'installation expérimentale. Les hypothèses qui ont été formulées et les équations principales de ce modèle sont présentées successivement pour chacun des sous-systèmes du prototype.

Dans le chapitre 4, les simulations réalisées avec l'outil développé à partir du modèle dynamique en considérant différentes configurations de machines sont présentées. Les conditions de simulations sont décrites et les principaux résultats sont discutés à travers l'analyse du comportement transitoire du procédé et des performances énergétiques et exergétiques associées.

Chapitre 1

État de l'art

1.1 Introduction

Un système de réfrigération thermoacoustique solaire est composé d'une machine de réfrigération thermoacoustique, d'un procédé de captation du rayonnement solaire et d'un système de stockage pour pallier l'intermittence de la ressource solaire. On peut alors considérer le procédé comme le couplage entre ces différents sous-systèmes. Avant de répondre à la problématique exposée en introduction, dans ce premier chapitre nous présentons les différentes technologies envisageables pour ces sous-systèmes. Pour chacun d'entre eux, nous discutons des différentes configurations disponibles, de leurs principes de fonctionnement et nous présentons dans la mesure du possible l'état de l'art et de la technologie correspondante. Notre démarche étant de concevoir un procédé frigorifique à température négative, les principales machines de production de froid solaire existantes dans cette gamme de températures sont énumérées. Les procédés les plus développés étant les machines à sorption, leurs principes de fonctionnement sont présentés et un état de l'art de cette technique est proposé. Enfin, les travaux expérimentaux antérieurs sur les machines de réfrigération thermoacoustiques solaires sont présentés.

1.2 Les machines thermoacoustiques

1.2.1 Introduction

Les machines thermoacoustiques sont des machines thermiques, qui peuvent fonctionner en suivant un cycle moteur (générateur d'onde thermoacoustique) ou un cycle récepteur (réfrigérateur ou pompe à chaleur). Les moteurs thermiques di-thermes pompent de la chaleur à leur source chaude pour en convertir une partie en travail mécanique et rejeter l'autre partie au niveau de sa source froide (fig. 1.1a). Les machines réceptrices, quant à elles, consomment du travail mécanique pour pomper de la chaleur à leur source froide et la rejeter à leur source chaude ; elles sont utilisées comme réfrigérateur ou comme pompe à chaleur (fig. 1.1b). Le couplage entre un moteur et un récepteur constitue une machine tri-therme. Cette dernière consomme de la chaleur venant de la source chaude pour en pomper à la source froide et en évacuer à la source à température intermédiaire (fig. 1.1c). On obtient ainsi un réfrigérateur ou une pompe à chaleur fonctionnant à partir d'énergie thermique. Dans la plupart des machines thermiques, le travail est échangé avec l'extérieur par l'intermédiaire de pièces mécaniques mobiles qui subissent des mouvements de translation (exemple : piston d'un moteur à combustion interne ou d'un compresseur) ou de rotation (exemple : rotor d'une pompe). Dans le cas des générateurs d'ondes ou des récepteurs thermoacoustiques, le travail mécanique est échangé sous la forme d'ondes acoustiques et les phases de compression et de détente du fluide de travail nécessaires au fonctionnement de la machine sont assurées par cette dernière.

La thermoacoustique est définie comme la science qui étudie les interactions entre les phénomènes thermiques et acoustiques au voisinage d'une paroi solide [10]. Dans les machines thermoacoustiques, deux effets inverses sont utilisés :

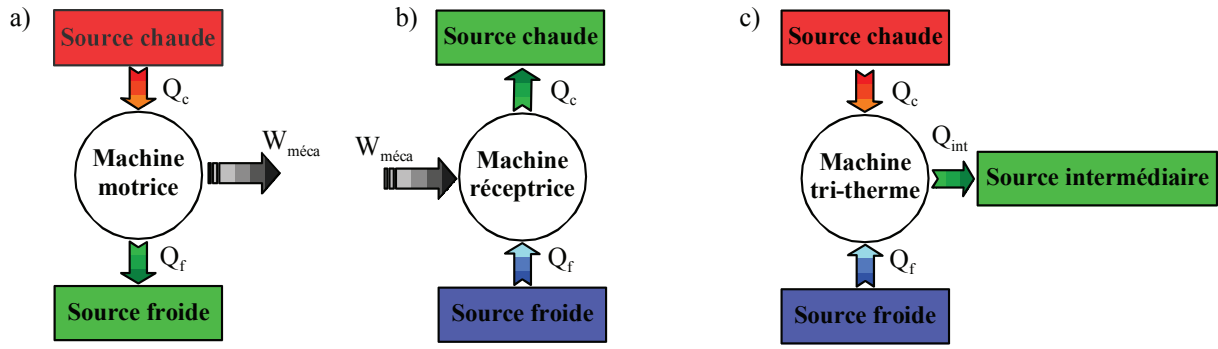


FIGURE 1.1: Échanges d'énergie d'un système thermique, a) di-therme à cycle moteur, b) di-therme à cycle récepteur, c) tri-therme moteur + récepteur

- La génération spontanée, par le déclenchement d'une instabilité thermo-convective, d'une onde acoustique dans un milieu où un fort gradient thermique est imposé ;
- La création d'un gradient thermique dans un milieu sous l'influence d'une onde acoustique.

Le premier phénomène est utilisé dans les générateurs thermoacoustiques (Fig. 1.2a). Un flux de chaleur traverse le milieu et de fait, impose un gradient thermique au sein de ce dernier qui dans certaines conditions va générer une onde acoustique de manière à convertir une partie du flux thermique à la source chaude en puissance acoustique. Le second phénomène est utilisé dans les réfrigérateurs thermoacoustiques (Fig. 1.2b). La puissance acoustique qui traverse le milieu génère un flux thermique qui crée un gradient de température au sein du milieu et permet ainsi de pomper de la chaleur à une extrémité pour en rejeter à l'autre. Le déclenchement de l'instabilité thermo-convective qui génère l'onde acoustique dans le générateur est un phénomène à effet de seuil : pour que l'onde acoustique se déclenche, il est donc nécessaire de dépasser un gradient minimal et de le maintenir. Ce dernier est généralement appelé "gradient critique".

L'observation et l'étude des phénomènes thermoacoustiques ont débuté il y a plusieurs dizaines d'années mais l'idée de les utiliser pour réaliser des machines thermiques est bien plus récente. Dans le paragraphe suivant, un bref historique de la thermoacoustique, établi à partir des travaux de Swift [10], Garrett [11], Marx [12] et Poignand [13], est proposé.

La génération d'une onde acoustique dans un tube chauffé à une extrémité a été initialement observée et rapportée par les souffleurs de verre. Ce phénomène, resté très longtemps incompris, a été étudié expérimentalement à la fin de XVIII^{ème} par Byrn Higgins. Il est parvenu à générer une onde acoustique dans un tube chauffé localement par une flamme. Ses travaux expérimentaux ont été poursuivis par Sondhauss en 1850. Rijke en 1859 a produit une onde acoustique en chauffant une grille placée en partie basse dans un tube vertical. Ces travaux ont donné naissance respectivement aux machines thermoacoustiques portant le nom de "tube de Sondhauss" et "tube de Rijke". Les recherches théoriques menées par Kirchhoff en 1868 puis par Lord Rayleigh en 1894 ont permis d'expliquer qualitativement les phénomènes mis en jeu. Dans le domaine de la cryogénie, Taconi et Kramers ont observé en 1949 la génération spontanée d'une onde acoustique dans un tube dont une extrémité est plongée dans de l'hélium liquide et l'autre reste à une température proche de l'ambiance. Une explication de ce phéno-

mène est fournie par Rotts entre 1969 et 1980 posant ainsi les bases d'une analyse théorique de la conversion de l'énergie thermique en travail acoustique. Cette nouvelle théorie linéaire synthétisée et généralisée quelques années plus tard par Swift, permet une analyse quantitative du phénomène qui faisait défaut jusque là. Suite à ces travaux, plusieurs prototypes de moteurs thermoacoustiques à onde stationnaire ont été construits et testés, notamment par Wheatley *et al.* (1983) [14] ou Swift (1992) [15]. Par la suite, à partir de recherches menées par Ceperley (1979) [16], des générateurs à onde progressive, utilisant des résonateurs annulaires, ont été conçus et étudiés, entre autres par, Yazaki *et al.* (1998) [17] ou Backhaus et Swift (2000) [18].

L'observation du phénomène de pompage de chaleur dans un milieu soumis à une onde acoustique est plus récente. En 1966, Gifford et Longworth ont réussi à produire un effet frigorifique en imposant à un gaz confiné dans un tube, une forte oscillation de pression à faible fréquence. Cette expérience a donné naissance aux Tubes à Gaz Pulsés (TGP) dont de nombreuses variantes ont depuis été développées pour être aujourd'hui largement utilisées dans le domaine de la cryogénie [19]. Ils s'apparentent à des systèmes thermoacoustiques, dont ils sont une particularité du fait de leur faible fréquence de fonctionnement et des fortes amplitudes de pression mise en œuvre. Une dizaine d'années plus tard en 1975, Merkli et Thomann observent un faible pompage de chaleur sur la paroi d'un résonateur acoustique et fournissent une explication théorique de l'effet mis en jeu. En 1983, l'installation d'un empilement de plaques parallèles dans un résonateur acoustique, par l'équipe de Wheatley, a permis d'observer l'établissement d'un gradient thermique le long de ces plaques, donnant ainsi naissance au réfrigérateur thermoacoustique. Depuis, de nombreux réfrigérateurs à onde stationnaire et plus récemment à onde progressive ont été testés, notamment par Garrett *et al.* (1993) [20], Tijani *et al.* (2002) [21, 22] ou Pierens *et al.* (2011) [23].

Dans les machines thermoacoustiques modernes (motrices ou réceptrices), les conversions d'énergies sont réalisées au sein d'un milieu poreux aux bornes duquel sont placés des échangeurs de chaleur qui assurent les liaisons avec les sources, chaude et froide (Fig. 1.2). Elles utilisent des résonateurs fermés pour confiner et pressuriser le fluide de travail afin d'augmenter la densité volumique de puissance. La pression moyenne généralement imposée au fluide de travail est de plusieurs MPa. On définit le drive ratio, comme le rapport entre l'amplitude de pression et la pression moyenne. Dans les conditions de fonctionnement des machines thermoacoustiques modernes, les générateurs d'onde permettent d'obtenir des rapports de pression, de 5 à 10 % [24]. Les fluides de travail qui sont utilisés sont principalement des gaz comme l'hélium ou l'argon, ou plus rarement l'air.

Des études expérimentales de couplages entre un générateur d'onde thermoacoustique et un réfrigérateur thermoacoustique ont été menées, notamment par Ueda *et al.* (2004) [25] ou Dai *et al.* (2006) [26]. Ces associations permettent d'obtenir des machines thermoacoustiques tri-thermes capables de valoriser des rejets thermiques, pour produire un effet frigorifique ou de pompe à chaleur.

Dans les paragraphes suivants, les critères de performance qui sont appliqués aux machines thermoacoustiques sont introduits, leurs principes de fonctionnement sont expliqués, les

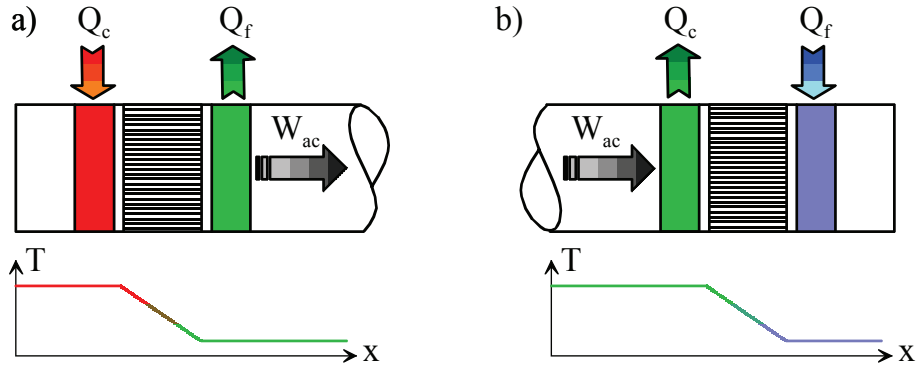


FIGURE 1.2: Schéma de principe et échanges d'énergie et du gradient thermique au sein, a) d'un générateur d'onde thermoacoustique, b) d'un réfrigérateur thermoacoustique

principales architectures sont présentées et leurs domaines d'utilisation sont discutés. Un état de l'art des machines de réfrigération thermoacoustiques est ensuite réalisé. Enfin, les principaux logiciels de simulation et les modèles utilisés pour décrire leur comportement sont introduits.

1.2.2 Critères de performance

Machines di-thermes

L'application du premier principe de la thermodynamique en régime permanent sur une machine thermoacoustique di-therme donne (fig. 1.1 a et b) :

$$Q_c + Q_f + W_{ac} = 0 \quad (1.1)$$

Où Q_c et Q_f sont respectivement les chaleurs échangées à la source chaude (à la température chaude, T_c) et à la source froide (à la température froide, T_f) et W_{ac} est le travail acoustique échangé avec l'extérieur. En appliquant la convention de la thermodynamique suivant laquelle les flux entrants sont comptabilisés positivement et ceux sortants négativement on a :

- pour une machine motrice $Q_c > 0$; W_{ac} et $Q_f < 0$,
- pour une machine réceptrice W_{ac} et $Q_f > 0$; $Q_c < 0$.

Le critère de performance énergétique appliqué aux machines thermiques est le rapport entre l'effet utile et l'énergie dépensée. Ce critère est, pour une machine motrice, appelé rendement de conversion (η), il est calculé par le rapport entre le travail acoustique produit (W_{ac}) et la chaleur consommée à la source chaude (Q_c).

$$\eta = \frac{|W_{ac}|}{Q_c} = \frac{Q_c + Q_f}{Q_c} = 1 + \frac{Q_f}{Q_c} \quad (1.2)$$

Pour une machine réceptrice, il faut dissocier le cas où l'effet utile est le pompage de chaleur à la source froide (réfrigérateur), de celui où l'effet utile est l'évacuation de chaleur à la source chaude (pompe à chaleur). Dans le premier cas, on définit le Coefficient Opérationnel de Performance frigorifique (COP), comme le rapport entre l'énergie thermique absorbée à la source froide (Q_f), et le travail acoustique consommé (W_{ac}) (Fig. 1.2b). Dans le second, on

définit le Coefficient Opérationnel d'Amplification (COA), comme le rapport entre la chaleur rejetée à la source chaude (Q_c), et le travail acoustique consommé (W_{ac}) (Fig. 1.2b).

$$COP = \frac{Q_f}{W_{ac}} = \frac{Q_f}{-Q_f - Q_c} = \frac{1}{-1 - \frac{Q_c}{Q_f}} \quad (1.3)$$

$$COA = \frac{|Q_c|}{W_{ac}} = \frac{Q_c}{Q_c + Q_f} = \frac{1}{1 + \frac{Q_f}{Q_c}} \quad (1.4)$$

L'application du second principe de la thermodynamique en régime permanent sur une machine thermique di-therme donne :

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_i = 0 \quad (1.5)$$

Où S_i est la création d'entropie liée aux irréversibilités (échanges de chaleur interne et avec les sources, frottements, etc...).

En combinant les équations 1.2, 1.3 et 1.4 avec 1.5, on obtient respectivement :

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c} - S_i \frac{T_f}{Q_c} \quad (1.6)$$

$$COP = \frac{1}{-1 + \frac{T_c}{T_f} + S_i \frac{T_c}{Q_f}} \quad (1.7)$$

$$COA = \frac{1}{1 - \frac{T_f}{T_c} - S_i \frac{T_f}{Q_c}} \quad (1.8)$$

Le terme de création d'entropie (S_i) est obligatoirement positif ou nul. En considérant une machine idéale, sans irréversibilité ($S_i = 0$), on obtient le critère de performance maximal appelé, rendement de Carnot (η_c) pour une machine motrice, Coefficient Opérationnel de Performance de Carnot (COP_c) pour une machine de réfrigération et Coefficient Opérationnel d'Amplification de Carnot (COA_c) pour une machine réceptrice en mode pompe à chaleur.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (1.9)$$

$$COP_c = \frac{1}{\frac{T_c}{T_f} - 1} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (1.10)$$

$$COA_c = \frac{1}{1 - \frac{T_f}{T_c}} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (1.11)$$

Du fait des irréversibilités dans les processus de conversion de l'énergie, les machines réelles ont des performances inférieures à la limite théorique définie par les coefficients de performances de Carnot ($S_i \geq 0$). Pour caractériser l'écart de performance entre une machine réelle et une machine sans irréversibilité, on utilise le rendement second principe (η_{II}). Il est défini comme le rapport entre l'indicateur de performance obtenu avec une machine réelle et celui qui serait obtenu avec une machine idéale qui ne comporterait aucune irréversibilité. Il est déterminé pour un générateur en calculant le rapport entre le rendement réel (η) et celui de Carnot (η_c).

$$\eta_{II\text{ gén}} = \frac{\eta}{\eta_c} \quad (1.12)$$

Pour une machine réceptrice de réfrigération, il est calculé par le rapport entre le COP réel (COP) et celui de Carnot (COP_c).

$$\eta_{II\text{ frigo}} = \frac{COP}{COP_c} \quad (1.13)$$

Enfin pour une machine réceptrice en mode pompe à chaleur, il est calculé par le rapport entre le COA réel (COA) et celui de Carnot (COA_c).

$$\eta_{II\text{ PAC}} = \frac{COA}{COA_c} \quad (1.14)$$

Machines tri-thermes

L'application du premier principe de la thermodynamique en régime permanent sur une machine thermoacoustique tri-therme donne (fig. 1.1c) :

$$Q_c + Q_f + Q_{int} = 0 \quad (1.15)$$

Où Q_c , Q_f et Q_{int} sont respectivement les chaleurs échangées à la source chaude à T_c , à la source froide à T_f et à la source à température intermédiaire à T_{int} . D'après la convention de la thermodynamique, on a : Q_c et $Q_f > 0$; $Q_{int} < 0$.

Comme pour les machines réceptrices di-thermes, le coefficient de performance des machines tri-thermes doit être établi en fonction de l'effet utile (réfrigérateur ou pompe à chaleur). Ainsi, pour les machines frigorifiques tri-thermes, le Coefficient Opérationnel de Performance (COP^{3T}) est défini comme le rapport entre la chaleur pompée à la source froide du récepteur (Q_f), et celle consommée à la source chaude du générateur (Q_c). Pour les pompes à chaleur tri-thermes, le Coefficient Opérationnel d'Amplification (COA^{3T}) est défini comme le rapport entre l'énergie thermique rejetée à la source à température intermédiaire (Q_{int}), et celle consommée à la source chaude (Q_c).

$$COP^{3T} = \frac{Q_f}{Q_c} \quad (1.16)$$

$$COA^{3T} = \frac{|Q_{int}|}{Q_c} \quad (1.17)$$

L'application du second principe de la thermodynamique en régime permanent sur une machine tri-therme donne :

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_{int}}{T_{int}} + \frac{Q_f}{T_f} + S_i = 0 \quad (1.18)$$

Où S_i est la création d'entropie liée aux irréversibilités de la machine (échanges de chaleur, frottements, etc...).

En combinant les équations 1.16 et 1.18, 1.17 et 1.18 on obtient :

$$COP^{3T} = \frac{\frac{1}{T_{int}} - \frac{1}{T_c}}{\frac{1}{T_f} - \frac{1}{T_{int}}} - \frac{S_i}{Q_c \left(\frac{1}{T_f} - \frac{1}{T_{int}} \right)} \quad (1.19)$$

$$COA^{3T} = \frac{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_f}}{\frac{1}{T_{int}} - \frac{1}{T_f}} + \frac{S_i}{Q_c \left(\frac{1}{T_{int}} - \frac{1}{T_f} \right)} \quad (1.20)$$

En considérant une machine idéale, sans irréversibilités ($S_i = 0$), on obtient les coefficients de performance maximum théoriques appelés, Coefficient Opérationnel de Performance tri-therme de Carnot (COP_c^{3T}) pour une machine de réfrigération et Coefficient Opérationnel d'Amplification tri-therme de Carnot (COA_c^{3T}) pour une pompe à chaleur.

$$COP_c^{3T} = \frac{\frac{1}{T_{int}} - \frac{1}{T_c}}{\frac{1}{T_f} - \frac{1}{T_{int}}} \quad (1.21)$$

$$COA_c^{3T} = \frac{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_f}}{\frac{1}{T_{int}} - \frac{1}{T_f}} \quad (1.22)$$

Comme pour les machines di-thermes, pour caractériser l'écart de performance entre une machine réelle et une machine sans irréversibilité, on utilise le rendement second principe (η_{II}). Il est déterminé pour une machine de réfrigération tri-therme en calculant le rapport entre le COP réel (COP^{3T}) et celui de Carnot (COP_c^{3T}).

$$\eta_{II}^{3T}{}_{frigo} = \frac{COP^{3T}}{COP_c^{3T}} \quad (1.23)$$

Pour une pompe à chaleur tri-therme, il est calculé par le rapport entre le COA réel (COA^{3T}) et celui de Carnot (COA_c^{3T}).

$$\eta_{II}^{3T}{}_{PAC} = \frac{COA^{3T}}{COA_c^{3T}} \quad (1.24)$$

1.2.3 Principe de fonctionnement

Deux types d'ondes sont utilisées dans les machines thermoacoustiques, les ondes stationnaires et les ondes progressives. En fonction de l'onde utilisée, les transformations subies par le fluide de travail et donc les cycles thermodynamiques diffèrent. Les interactions entre les phénomènes thermiques et acoustiques mises en jeu dans les machines thermoacoustiques sont complexes. Cependant pour appréhender leurs principes de fonctionnement, une approche conceptuelle simplifiée issue des travaux de Swift (2002) [8] et Rossing (2007) [27] est présentée dans les paragraphes suivants.

Onde stationnaire

Une onde acoustique stationnaire est caractérisée par des variations de pression et de vitesse qui sont en quadrature de phase, alors que la pression et le déplacement particulaire

sont en opposition de phase. La présence d'une onde acoustique pure et plane dans un gaz se traduit par des variations sinusoïdales autour de leur valeur moyenne, de la pression, de la température et du déplacement particulaire. L'amplitude de la variation de pression est notée p_{max} , celle de la température τ_{max} et celle du déplacement particulaire ξ_{max} . Pour simplifier l'explication, les variations sinusoïdales seront approchées par un profil angulaire (Fig. 1.3).

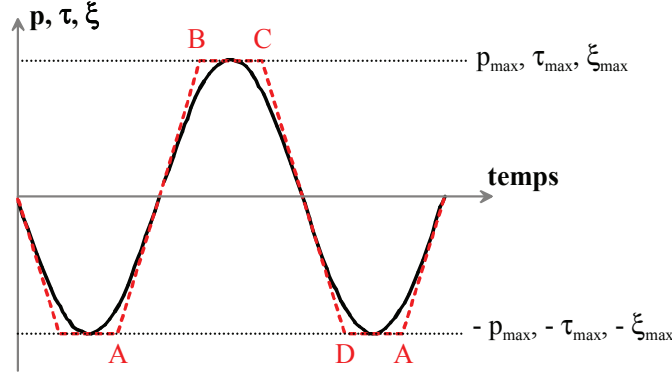


FIGURE 1.3: Évolutions temporelles sinusoïdale (trait plein) et angulaire (trait pointillé) de la pression p , de la température τ et du déplacement ξ d'une particule de gaz soumise à une onde acoustique stationnaire

Considérons maintenant que le gaz est en contact avec un empilement de deux plaques métalliques placées dans un résonateur acoustique entre un ventre de vitesse et un ventre de pression. La présence de ces plaques métalliques de forte capacité thermique comparée à celle du fluide perturbe l'évolution de température des particules de gaz. On considère qu'il existe un gradient de température ∇T au sein des plaques. L'espacement entre les plaques est équivalent à plusieurs épaisseurs de la couche limite thermique. Il est choisi pour que les particules de gaz n'échangent pas de chaleur avec la partie solide lors de leur déplacement.

Les transformations subies successivement par une particule de gaz au cours d'un cycle acoustique dans le cas d'un réfrigérateur sont représentées dans la figure 1.4. Pendant ce cycle, la particule oscille entre deux positions extrêmes ($-\xi_{max}$ et ξ_{max}) où les plaques sont respectivement à une température fixe $T - \xi_{max} \nabla T$ et $T + \xi_{max} \nabla T$. En position initiale la particule est en $-\xi_{max}$, sa pression est égale à $P - p_{max}$ et sa température est la même que celle des plaques, $T - \xi_{max} \nabla T$. Au cours de l'étape A-B, la particule se déplace de la position $-\xi_{max}$ à la position ξ_{max} en subissant une compression adiabatique. Ainsi, à la fin de cette étape la pression de la particule est égale à $P + p_{max}$ et sa température a augmenté pour atteindre $T - \xi_{max} \nabla T + 2\tau_{max}$. Durant la phase B-C, la particule est à l'arrêt au niveau où les plaques sont à une température de $T + \xi_{max} \nabla T$. Supposons que $\tau_{max} > \xi_{max} \nabla T$, et donc que $T - \xi_{max} \nabla T + 2\tau_{max} > T + \xi_{max} \nabla T$, c'est-à-dire que la particule a une température plus élevée que celle des plaques. Un transfert thermique se met alors en place et la particule cède de la chaleur à la plaque jusqu'à atteindre la température d'équilibre, $T + \xi_{max} \nabla T$. Cet échange a lieu à pression constante et donc le volume de la particule diminue. Elle se déplace au cours de l'étape C-D de la position ξ_{max} à la position $-\xi_{max}$ en subissant une détente adiabatique. A la fin de cette détente la pression de la particule est égale à $P - p_{max}$ et sa température a baissé pour atteindre $T + \xi_{max} \nabla T - 2\tau_{max}$.

La particule est ainsi à l'arrêt à une température plus basse que celle des plaques. Enfin, lors de la phase D-A la particule absorbe de la chaleur pour atteindre la température de plaque $T - \xi_{max} \nabla T$ et ainsi revenir à son état initial. Cet échange de chaleur a également lieu à pression constante et donc le volume de la particule augmente.

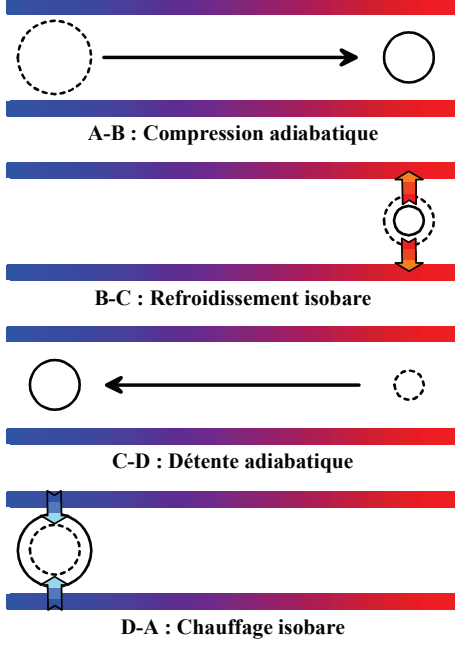


FIGURE 1.4: Schéma de principe des transformations thermodynamiques subies par le fluide de travail au cours d'un cycle acoustique dans un réfrigérateur thermoacoustique à onde stationnaire

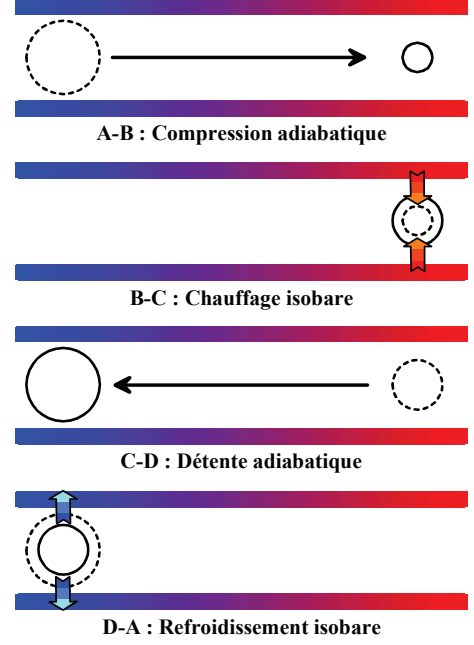


FIGURE 1.5: Schéma de principe des transformations thermodynamiques subies par le fluide de travail au cours d'un cycle acoustique dans un moteur thermoacoustique à onde stationnaire

En résumé au cours de ce cycle la particule a subi : une compression adiabatique, un refroidissement isobare, une détente adiabatique et un chauffage isobare. Ces transformations successives forment un cycle thermodynamique appelé “cycle de Brayton” ou “cycle de Joule” récepteur (Fig. 1.6). La particule consomme du travail mécanique pour pomper de la chaleur à sa source froide (en $-\xi_{max}$) et en rejeter à sa source chaude (en $+\xi_{max}$). Cette chaleur est ensuite pompée par la particule voisine pour être à nouveau rejetée une amplitude de déplacement particulaire plus loin. Grâce à un grand nombre de particules en séries, la chaleur est transférée de proche en proche d'une extrémité à l'autre du milieu poreux du réfrigérateur en passant par les échangeurs de chaleur (fig 1.7). Le cycle suivi par les particules comporte un chauffage et un refroidissement isobare qui sont intrinsèquement irréversibles. Ainsi, le coefficient de performance théorique maximal des réfrigérateurs à onde stationnaire est inférieur à celui de Carnot.

L'évolution d'une particule dans le cas d'un générateur d'onde est représentée schématiquement dans la figure 1.5. On considère le même état initial que dans la description du fonctionnement du réfrigérateur. Durant l'étape A-B, la particule se déplace en subissant une compression adiabatique et atteint la température $T - \xi_{max} \nabla T + 2\tau_{max}$. Dans ce cas, le gradient thermique dans la plaque est imposé de sorte qu'à la fin de la compression le fluide de travail soit

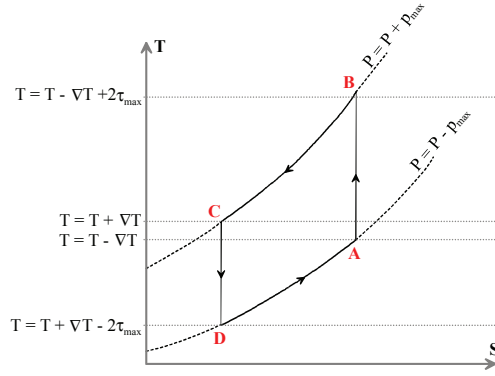


FIGURE 1.6: Cycle de Joule décrit par la particule d'un réfrigérateur thermoacoustique à onde stationnaire

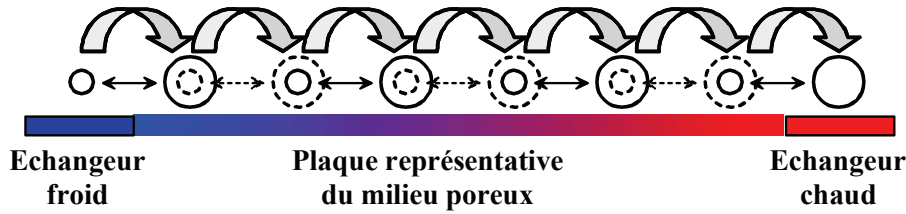


FIGURE 1.7: Schéma de principe du transfert de chaleur par les particules d'un réfrigérateur thermoacoustique

à une température plus faible que les plaques, c'est-à-dire que $T + \xi_{max} \nabla T > T - \xi_{max} \nabla T + 2\tau_{max}$ et donc que $\xi_{max} \nabla T > \tau_{max}$. Ainsi, dans la phase B-C la particule pompe de la chaleur aux plaques pour atteindre la température de ces dernières. La particule retourne ensuite à sa position initiale en subissant un détente adiabatique. A la fin de cette étape, sa température reste supérieure à celle des plaques. Par conséquent, durant l'étape C-D, elle leur cède de la chaleur au cours d'un refroidissement isobare. Dans ce cas, la particule suit le parcours d'un cycle de Joule moteur. Elle pompe de la chaleur à la source chaude pour en convertir une partie en travail mécanique et en rejeter à la source froide.

Cette analyse conceptuelle met en évidence que les phénomènes physiques mis en jeu dans les machines réceptrices sont identiques à ceux des machines motrices. On remarque que la différence entre le fonctionnement en le mode récepteur et le mode moteur est la valeur du gradient thermique dans les plaques. D'après cette analyse on peut définir un gradient thermique critique en dessous duquel la machine fonctionne en mode récepteur et au dessus duquel elle fonctionne en mode moteur [28].

$$\nabla T_{crit} = \frac{\tau_{max}}{\varepsilon_{max}} \quad (1.25)$$

Onde progressive

L'onde progressive est caractérisée par des variations de pression et de vitesse particulaire qui évoluent en phase et qui sont en quadrature de phase avec le déplacement particulaire. L'amplitude de la variation de pression est notée p_{max} , celle de la température τ_{max} et celle du

déplacement particulaire ξ_{max} . Comme pour la description de l'onde stationnaire, pour simplifier l'explication, les variations sinusoïdales seront approchées par un profil angulaire (fig. 1.8).

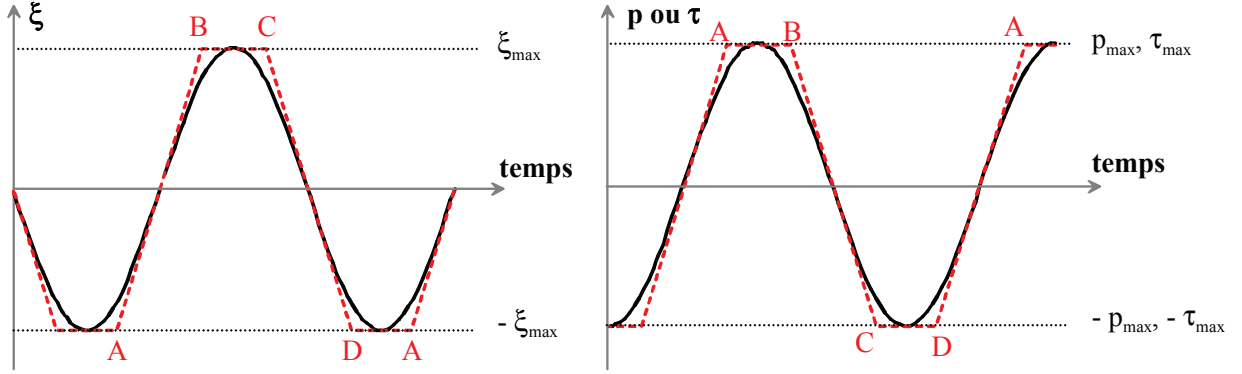


FIGURE 1.8: Évolutions temporelles sinusoïdales (traits pleins) et angulaires (traits pointillés) de la pression p , de la température τ et du déplacement ξ acoustique pour une onde acoustique progressive

Comme dans l'analyse du fonctionnement avec une onde stationnaire, considérons deux plaques métalliques. La présence de ces plaques de forte capacité thermique comparée à celle du fluide perturbe l'évolution de température des particules de gaz. On considère qu'il existe un gradient de température ∇T au sein des plaques. Ces dernières sont placées dans un résonateur acoustique mais sont dans ce cas espacées de moins de l'épaisseur de la couche limite thermique. Ce très faible espacement est réalisé dans les milieux poreux des machines à onde progressive pour obtenir de très bons échanges thermiques entre les particules du fluide de travail et les parois solides.

Le cycle d'oscillation d'une particule de gaz proche des parois peut être schématisé pour un réfrigérateur par quatre phases distinctes (Fig. 1.9). En position initiale la particule est en $-\xi_{max}$, sa pression est égale à $P - p_{max}$ et sa température est la même que celle des plaques, $T - \xi_{max} \nabla T$. Lors de la phase, A-B la particule se déplace de sa position initiale vers ξ_{max} à pression constante. Au cours de ce déplacement, elle absorbe de la chaleur de sorte que sa température est toujours égale à celle des parois. À la fin de cette étape, la particule est à la température des plaques en ξ_{max} , à savoir $T + \xi_{max} \nabla T$. Durant la phase B-C, où elle est immobile, elle subit une compression isotherme pour atteindre la pression $P + p_{max}$. Pour maintenir sa température constante lors de cette compression, elle cède de la chaleur aux plaques. Pendant l'étape C-D, la particule se déplace à pression constante de ξ_{max} pour retourner à sa position initiale. Lors de ce mouvement, elle évacue de la chaleur pour que sa température soit toujours égale à celle des plaques. À la fin de ce déplacement, la particule est à la température $T + \xi_{max} \nabla T$. Enfin, durant l'étape D-A, elle subit une détente isotherme afin de revenir à sa pression initiale. Lors de cette dernière étape la particule absorbe de la chaleur aux plaques pour maintenir sa température constante.

Au cours du cycle acoustique la molécule a subi : un chauffage isobare, une compression isotherme, un refroidissement isobare et une détente isotherme. Ces quatre phases successives sont comparables à celles du cycle d'Ericsson en mode récepteur (Fig. 1.11). Dans la littérature, pour décrire le fonctionnement de ces machines, de nombreux auteurs utilisent le cycle Stirling.

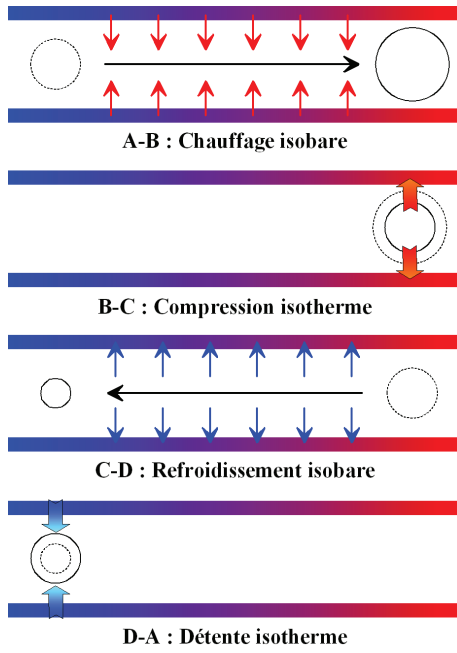


FIGURE 1.9: Schéma de principe des transformations thermodynamiques subies par le fluide de travail au cours d'un cycle acoustique dans un réfrigérateur thermoacoustique à onde progressive

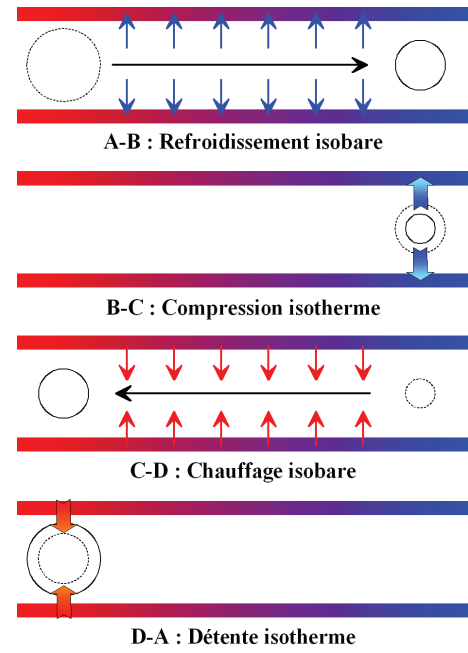


FIGURE 1.10: Schéma de principe des transformations thermodynamiques subies par le fluide de travail au cours d'un cycle acoustique dans un moteur thermoacoustique à onde progressive

Ce dernier est composé de deux transformations isothermes et deux transformations isochores. D'un point de vue acoustique, il est difficile de considérer des transformations isochores [29], ainsi il nous semble plus pertinent d'utiliser le cycle d'Ericsson pour décrire les transformations subies par le fluide de travail. Le cycle de Stirling comme celui d'Ericsson sont des cycles dont toutes les évolutions sont réversibles. De ce fait, quel que soit le cycle choisi pour décrire le parcours thermodynamique de la particule, le COP du cycle est égal à celui de Carnot. Les machines thermoacoustiques utilisant une onde progressive ont donc des rendements théoriques maximaux supérieurs à ceux des machines à onde stationnaire. C'est pourquoi les recherches en vue du développement de machines thermoacoustiques de puissance se focalisent sur les cycles à onde progressive.

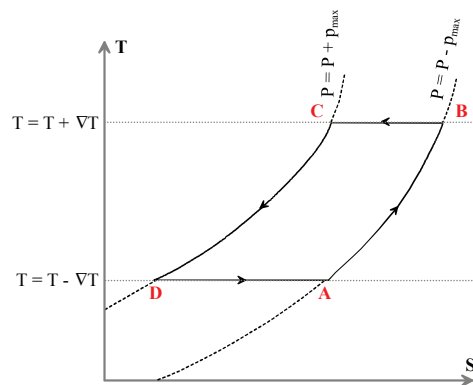


FIGURE 1.11: Cycle d'Ericsson décrit par une particule de gaz dans un réfrigérateur thermoacoustique à onde progressive

Les étapes du cycle moteur sont représentées dans la figure 1.10. Dans ce cas, le flux thermique qui traverse les plaques impose un gradient thermique au sein du solide de sorte que la détente isotherme de la particule est réalisée côté chaud et que la compression (également isotherme) est, quant à elle, menée côté froid. À l'état initial, la particule est en $-\xi_{max}$, sa pression est égale à $P - p_{max}$ et sa température est la même que celle des plaques, $T - \xi_{max} \nabla T$. Lors de l'étape A-B la particule se déplace de sa position initiale à ξ_{max} à pression constante. Durant cette phase, elle évacue de la chaleur pour maintenir sa température égale à celle des plaques. Durant l'étape B-C, la particule est immobile et subit une compression isotherme pour atteindre une pression égale à $P + p_{max}$. Pour conserver une température identique à celle des plaques, $T + \xi_{max} \nabla T$, la particule cède de la chaleur à ces dernières. Au cours de la phase C-D, la particule se déplace pour revenir à sa position initiale, à pression constante. Lors de ce mouvement, elle absorbe de la chaleur de sorte que sa température est toujours égale à celle des plaques. Enfin, durant l'étape D-A, la particule est immobile en $-\xi_{max}$, à une température égale à $T - \xi_{max} \nabla T$ et subit une détente isotherme jusqu'à attendre la pression $P - p_{max}$, pour revenir à son état initial. Lors de cette dernière étape, la particule absorbe de la chaleur si bien que malgré la détente, sa température reste identique à celle des plaques.

Au cours du cycle acoustique la particule a subi successivement, un refroidissement isobare, une compression isotherme, un chauffage isobare et une détente isotherme, suivant ainsi un cycle d'Ericsson dans le sens moteur. Globalement, la particule pompe de la chaleur à la source chaude pour en convertir une partie en travail mécanique et en rejeter à la source froide.

Architectures et classifications

Les machines thermoacoustiques, qu'elles soient motrices ou réceptrices, sont dans leur configuration standard composées d'un résonateur, dans lequel est introduit un milieu poreux aux bornes duquel sont placés deux échangeurs de chaleur pour assurer les transferts avec le milieu extérieur (Fig. 1.2). Le résonateur acoustique a plusieurs fonctions. Il maintient le confinement du fluide de travail sous pression et définit les propriétés de propagation de l'onde acoustique. En effet la géométrie du résonateur impose le type de propagation de l'onde. Les résonateurs de Helmholtz ou les résonateurs droits (généralement quart d'onde ou demi-onde) imposent une propagation stationnaire, alors que les résonateurs toroïdaux imposent une propagation progressive. En fonction du résonateur et donc du type d'onde utilisé, les cycles thermodynamiques sont différents et les caractéristiques que doit avoir le milieu poreux changent. Pour produire un cycle de Joule avec une onde stationnaire, il faut assurer un échange thermique faible (dans l'idéal nul) entre le fluide de travail et les parois solides du milieu poreux lorsque les particules de fluide sont en mouvement, et permettre les échanges thermiques principalement (dans l'idéal uniquement) quand les particules sont en bout de déplacement. Pour réaliser un cycle d'Ericsson, il faut au contraire favoriser les échanges thermiques entre les particules du fluide de travail et les parois du milieu poreux à toutes les étapes du cycle. Ainsi, avec une onde stationnaire, les milieux poreux utilisés ont un diamètre de pores d'environ deux fois l'épaisseur de la couche limite thermique alors que ceux utilisés pour travailler avec une onde stationnaire

ont un diamètre de pore inférieur à l'épaisseur de cette dernière. Dans le premier cas, le milieu poreux est appelé "stack" et dans le second cas il est appelé "régénérateur".

Les générateurs d'ondes thermoacoustiques sont classés en fonction du type d'onde utilisée. Il en existe donc deux types : les générateurs à onde stationnaire et les générateurs à onde progressive. Les machines réceptrices sont également classées en fonction du type d'onde mise en œuvre, mais aussi en fonction de la source acoustique utilisée. L'onde utilisée par les récepteurs peut être produite par des générateurs thermoacoustiques à onde stationnaire ou à onde progressive, par des haut-parleurs électrodynamiques, par des moteurs électriques linéaires ou encore, pour les appareils miniatures, par des transducteurs piézoélectriques. En fonction de la source acoustique utilisée, l'énergie consommée par les machines de réfrigération thermoacoustique diffère. Dans le cas d'un réfrigérateur couplé à un générateur thermoacoustique, la machine de réfrigération est une machine tri-therme qui consomme de l'énergie thermique, avec la possibilité de valoriser des rejets de chaleur ou l'énergie solaire. Dans tous les autres cas, le système est alimenté par de l'énergie électrique comme les machines à compression mécanique de vapeur.

Les critères de classification proposés précédemment permettent de définir plusieurs types de machines thermoacoustiques et de les comparer entre elles. Nous proposons maintenant de comparer les machines thermoacoustiques aux autres machines thermiques. Pour cela nous utilisons la classification des systèmes énergétiques élémentaires (moteur thermique, machine frigorifique, pompe à chaleur) proposée par Alaphilippe et Stouffs [30, 31]. Celle-ci est basée sur des considérations technologiques relatives aux machines élémentaires de compression et de détente, aux dispositifs permettant les échanges de chaleur avec les sources chaudes et froides et à la nature du fluide de travail.

TABLE 1.1: Synthèse des critères de classification des machines thermiques [30]

Objectif	Machines élémentaires		Échanges avec les sources		Échanges internes	Fluide de travail		Flux	Pressions et températures extrêmes		
MOT REC	CD1 CD2	ROT ALT DYN PAS	OUV FER	EXT CBI	IHX NHX	1PH 2PH	1FT 2FT	FLC FLD	HDP LDP	HDT LDT	HEV CEV

Les critères qui ont été retenus pour établir cette classification sont résumés dans le tableau 1.1 [30] :

- MOT / REC selon que la machine est motrice ou réceptrice.
- CD1 / CD2 selon que la compression et la détente se font dans une même enceinte, ou dans deux machines élémentaires distinctes.
- ROT / ALT / DYN / PAS selon que les machines de compression et de détente sont de type volumétrique rotatif, volumétrique alternatif, dynamique (essentiellement turbomachine), ou passif (vanne de détente, éjecteur, chauffage à volume constant...).
- OUV / FER selon que le cycle est ouvert (le fluide de travail est donc essentiellement de l'air) ou fermé (le fluide peut être quelconque, la machine peut être pressurisée).

- EXT / CBI dans le cas des machines motrices, ce critère détermine si l'action calorifique est exercée sur le fluide par apport de chaleur externe au moyen d'un échangeur, ou par combustion interne. Dans ce dernier cas, le cycle ne peut être qu'ouvert.
- IHX / NIX selon que la machine comprend ou non des échangeurs de chaleur internes (récupérateur, régénérateur, préchauffeur à partir de vapeur soutirée...).
- 1PH / 2PH selon que le fluide de travail reste monophasique (gazeux en général) ou selon qu'il est présent sous deux phases dans la machine.
- 1FT / 2FT selon que le fluide de travail peut être considéré comme un corps pur, ou est constitué d'un mélange de deux constituants.
- FLC / FLD selon que le flux du fluide de travail dans la machine est continu ou discontinu, c'est-à-dire selon que les différents éléments de la machine sont directement connectés entre eux, ou le sont par l'intermédiaire de vannes, clapets, soupapes, lumières...
- HDP / LDP selon que les variations de pression dans le fluide de travail sont de grande ou de petite amplitude.
- HDT / LDT selon que la différence de température entre les réservoirs chaud et froid est importante ou non.
- HEV / CEV selon que l'environnement constitue le réservoir chaud ou froid de la machine.

Les machines thermoacoustiques motrices (MOT) ont une unique enceinte pour la compression et la détente (CD1). Ce sont des machines dynamiques (DYN) à cycle fermé (FER). L'action calorifique est assurée par un apport de chaleur externe (EXT) et elles utilisent un échangeur de chaleur interne (le milieu poreux) (IHX). Le fluide de travail est monophasique (1PH) et peut être généralement considéré comme un corps pur (1FT). Ce sont des machines à flux continu (FLC) dans lesquelles les variations de pression sont de petite amplitude (5 à 10 % de la pression moyenne du fluide de travail) (LDP). On rencontre principalement dans la littérature des systèmes fonctionnant avec une différence de température importante (HDT). L'environnement constitue généralement le réservoir froid de ces machines (CEV). Les spécifications principales des générateurs thermoacoustiques sont résumés et comparés à ceux des moteurs Stirling et des moteurs Ericsson, deux autres machines motrices à apport de chaleur externe, dans le tableau 1.2 .

Les machines thermoacoustiques réceptrices (REC), ont les mêmes spécifications technologiques que les machines thermoacoustiques motrices. Cependant, dans le cas d'un fonctionnement en réfrigérateur, l'environnement constitue le réservoir chaud (HEV). On trouve des machines fonctionnant avec de faibles différences de températures entre ses sources (climatisation ou réfrigération) (LDT), mais également des machines fonctionnant avec des différences de températures importantes (cryogénie).

TABLE 1.2: Comparaison machine thermoacoustique avec d'autres machines thermiques motrices à apport de chaleur externe

Description	Machines élémentaires		Échanges avec les sources		Échanges internes	Fluide de travail		Flux
Générateur thermoacoustique	CD1	DYN	FER	EXT	IHX	1PH	1FT	FLC
Moteur Ericsson	CD2	ALT	OUV ou FER	EXT	N ou IHX	1PH	1FT	FLD
Moteur Stirling	CD1	ALT	FER	EXT	N ou IHX	1PH	1FT	FLC

Domaines d'utilisation

Les machines thermoacoustiques, qu'elles soient motrices ou réceptrices, fonctionnent sans pièces mobiles et sont donc relativement faciles à produire mais également très fiables. Leur fabrication met en œuvre un nombre réduit de composants (échangeurs de chaleur, milieux poreux, résonateur,...). Elles utilisent comme fluide de travail des fluides neutres pour l'environnement et peuvent être miniaturisées. Elles ne mettent pas en jeu de changements de phases dans leurs cycles thermodynamiques, ce qui leur permet de fonctionner sur de larges plages de températures. Les efforts de recherches entrepris ces dernières années ont permis d'augmenter sensiblement les rendements de conversion des machines thermoacoustiques. Cependant, ces rendements restent pour le moment faibles par rapport aux machines conventionnelles [8].

Ces caractéristiques permettent d'envisager de multiples applications pour les machines acoustiques. Elles peuvent être utilisées en machine di-therme ou tri-therme pour la production frigorifique ou en pompe à chaleur domestique ou industrielle. Elles peuvent également être mises en œuvre pour des applications cryogéniques. Miniaturisées, elles peuvent être utilisées pour le refroidissement des circuits électroniques (exemple : [32]). Les générateurs d'onde thermoacoustique peuvent être couplés à un alternateur linéaire pour la production d'électricité à partir d'énergie thermique (exemple : [33]). On peut également envisager des systèmes de cogénération (production d'électricité et de chaleur) et de tri-génération (production de froid, d'électricité et de chaleur), à partir de rejets thermiques ou d'énergie solaire.

Bien que prometteuse, la technologie des machines thermoacoustiques ne reste pas moins une filière émergente. Pour la développer, les programmes de recherches sur ces machines devront répondre à un certain nombre d'interrogations, sur les gains potentiels de performance, sur la fiabilité et les besoins de maintenance, la gestion du démarrage et le contrôle, l'intégration de ces machines dans des procédés existants, les coûts de fabrication et de fonctionnement, etc...[24].

1.2.4 État de l'art des machines de réfrigération thermoacoustiques

Nous nous intéressons ici aux études expérimentales qui ont été menées depuis le début des années 1990 et, au cours desquelles des mesures de performance des machines ont été réalisées (température limite de fonctionnement, COP,...). Seules les machines fonctionnant dans la gamme de température de la réfrigération sont répertoriées. Ainsi, bien qu'elles puissent être apparentées à des machines de réfrigération thermoacoustiques, les expériences menées

sur les tubes à gaz pulsé associés à des générateurs thermoacoustiques pour des applications cryogéniques ne seront pas abordées. Des informations sur ces machines sont disponibles dans les références suivantes [34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44]. Nous ne traiterons pas ici les machines de réfrigération thermoacoustiques solaires car elles font l'objet d'un chapitre spécifique. Les machines qui ont été construites sont brièvement présentées et les éléments permettant d'apprécier leurs performances sont mentionnés et résumés dans les tableaux 1.3 et 1.4.

Adeff et Garrett (1990) [45, 20] ont étudié les performances d'un réfrigérateur thermoacoustique à onde stationnaire couplé à un moteur linéaire. Le fluide de travail utilisé au cours de ces expériences est de l'hélium à la pression moyenne de 1 MPa. Cette machine a permis d'obtenir une puissance frigorifique de 3 W à -24 °C et avec une température de source chaude de 20 °C. Dans ces conditions de fonctionnement le COP est de 0,8 et le η_{II} de 0,16.

Garrett (1997) [46] a construit et testé une architecture de machine qui couple deux moteurs linéaires à deux réfrigérateurs à onde stationnaire. Cette machine produit une puissance frigorifique de 294 W à -1,3 °C avec une température au niveau de l'échangeur chaud de 38,2 °C. Le COP est de 1,77 et le η_{II} de 0,26.

Poese *et al.* (1999) [47] ont testé un réfrigérateur thermoacoustique stationnaire couplé à un moteur linéaire. Ils ont obtenu une puissance frigorifique de 26 W à 17,2 °C avec une température chaude à 28 °C. Le COP et le η_{II} obtenus sont respectivement de 0,65 et 0,067.

Tijani et al. 2002 [21] ont étudié une machine composée d'un réfrigérateur à onde stationnaire couplé à un haut parleur. Ils ont ainsi produit une puissance frigorifique de 5 W avec une différence de température entre la source froide et la source chaude de 40 °C. Le COP est de 0,75 et le η_{II} de 0,1.

Ueda *et al.* (2003) [48, 25] ont dimensionné, construit et testé une machine de réfrigération tri-therme composée d'un générateur et d'un réfrigérateur à onde progressive. Alimentée par une puissance thermique de 210 W, cette machine a produit 11 W de puissance frigorifique à 0 °C, avec donc un COP^{3T} de 0,05.

Sakamoto et Watanabe (2004) [49] ont étudié une machine tri-therme avec une architecture de résonateur torique. Cette machine est composée d'un générateur et d'un réfrigérateur à onde progressive et utilise de l'air à la pression atmosphérique comme fluide de travail. Elle a produit une puissance frigorifique de 1,8 W à 2 °C avec une température de l'échangeur chaud de 18 °C. Dans ces conditions le COP^{3T} est seulement de 0,015.

Poese *et al.* (2004) [50] ont développé un prototype de réfrigérateur destiné à la conservation des crèmes glacées. Leur objectif était de concevoir une machine capable de conserver une température de -18 °C dans un bac de 0,2 m³. L'architecture retenue a été le couplage entre un moteur linéaire et un réfrigérateur à onde progressive. La campagne de mesure réalisée sur ce prototype a montré qu'il était capable de produire une puissance frigorifique de 119 W à -24,6 °C avec une température chaude de 33,9 °C en consommant 147 W. Le COP est ainsi de 0,8 et le η_{II} de 0,19.

Huang *et al.* (2004) [51] ont testé le couplage entre un générateur thermoacoustique à

onde stationnaire et un réfrigérateur à onde progressive. La machine tri-therme ainsi obtenue, a produit une puissance frigorifique de 108 W à 0 °C. La valeur du COP expérimental n'est pas disponible car la puissance injectée au niveau de la source chaude n'a pas été mesurée pendant la campagne expérimentale.

Dai *et al.* (2006) [26, 52, 9] ont étudié le couplage entre un générateur et un réfrigérateur à onde progressive. Cette machine tri-therme, alimentée par une puissance thermique de 2,2 kW avec une température de source chaude à 650 °C, a produit une puissance frigorifique de 250 W à -21,1 °C avec une source à température intermédiaire à 15 °C. Dans ces conditions opératoires, le COP^{3T} mesuré est de 0,11.

Tijani et Spoelstra (2008) [22] ont construit et testé un réfrigérateur à onde progressive couplé à un moteur linéaire. Ils ont utilisé un résonateur coaxial pour imposer une propagation d'onde progressive au niveau du réfrigérateur. Cette machine a produit une puissance frigorifique de 25 W à -11 °C avec un η_{II} de 0,25.

Paek *et al.* (2010) [53, 54] ont développé un prototype d'une machine frigorifique de faible puissance pour la climatisation. Cette machine est composée d'un réfrigérateur à onde stationnaire couplé à un moteur linéaire. Durant les tests, elle a produit une puissance frigorifique de 76,8 W à 18,5 °C avec une température de l'échangeur chaud de 24,7 °C. Dans ces conditions de fonctionnement le COP est de 1,24.

Kang *et al.* (2010) [55] ont testé une machine de réfrigération tri-therme composée d'un générateur thermoacoustique couplé à un réfrigérateur à onde progressive. Cette machine a produit 40 W de puissance frigorifique à 0 °C avec une température de source intermédiaire de 16 °C et une température chaude de 650 °C. La puissance thermique consommée pour maintenir le système dans ces conditions est de 300 W avec donc un COP^{3T} de 0,13.

Bassem *et al.* (2011) [56] ont étudié un réfrigérateur à onde progressive couplé à un moteur linéaire. Ils ont obtenu avec cette machine une puissance frigorifique de 11 W à 3 °C avec une température de l'échangeur chaud de 25 °C. Cette effet frigorifique a été produit avec un COP de 2,4 et un η_{II} de 0,18.

Yu *et al.* (2011) [57] ont testé une machine tri-therme, composée d'un générateur et d'un réfrigérateur à onde progressive. Cette machine a produit une puissance frigorifique de 340 W à -20 °C, avec une température intermédiaire de 15 °C et une température de source chaude de 660 °C. Dans ces conditions de fonctionnement le COP obtenu expérimentalement est de 0,16.

Pierens *et al.* (2011) [23] ont construit un prototype de réfrigérateur dans le but de produire un effet frigorifique à -40 °C. Cette machine couple un générateur thermoacoustique d'onde stationnaire à un réfrigérateur à onde progressive. Durant la campagne expérimentale, la machine a produit 210 W de puissance frigorifique à -40 °C avec est un η_{II} du réfrigérateur de 0,3.

La société Aster Thermoakoestische Systemen (2011) [58] a développé une machine de réfrigération composée d'un générateur d'onde à trois étages et d'un réfrigérateur à onde progressive. Avec une source chaude à 210 °C, cette machine a produit 95 W de puissance frigorifique à -40,5 °C. Les rendements second principe du générateur et du réfrigérateur ont atteint dans

ces conditions de fonctionnement respectivement 0,34 et 0,29.

TABLE 1.3: Synthèse des performances des machines de réfrigération thermoacoustiques di-thermes

Année	T_c (°C)	T_f (°C)	$\dot{Q}_f$ (W)	COP	η_{II}	Réf.
1990	20	-24	3	0,8	0,16	[45, 20]
1997	38,2	-1,3	294	1,77	0,26	[46]
1999	28	17,2	26	0,65	0,067	[47]
2002	$\Delta T_{c-f} = 40$ K		5	0,75	0,1	[21]
2004	33,9	-24,6	119	0,8	0,19	[50]
2008	nc	-11	25	nc	0,25	[22]
2010	24,7	18,5	76,8	1,24	nc	[53, 54]
2011	25	3	11	2,4	0,18	[56]

nc : non communiqué

TABLE 1.4: Synthèse des performances des machines de réfrigération thermoacoustiques tri-thermes

Année	T_c (°C)	T_{int} (°C)	T_f (°C)	$\dot{Q}_f$ (W)	$COP; COP^{3T}$	$\eta_{II\text{ généré}}; \eta_{II\text{ frigo}}$	Réf.
2003	nc	nc	0	11	0,05 ; nc	nc ; nc	[48, 25]
2004	nc	18	2	1,8	nc ; 0,015	nc ; nc	[49]
2004	nc	nc	0	108	nc ; nc	nc ; nc	[51]
2006	650	15	-21,1	250	nc ; 0,11	nc ; nc	[26, 52, 9]
2010	650	16	0	40	nc ; 0,13	nc ; nc	[55]
2011	660	15	-20	340	0,16 ; nc	nc ; nc	[57]
2011	nc	nc	-40	210	nc ; nc	nc ; 0,3	[23]
2011	210	nc	-40,5	95	nc	0,34 ; 0,29	[58]

nc : non communiqué

1.2.5 Logiciels de simulations

La modélisation des phénomènes thermoacoustiques que l'on rencontre dans les machines thermoacoustiques est complexe. On est, dans ces machines, en présence d'écoulements compressibles et visqueux avec des échanges thermiques, avec des échelles de longueurs différentes allant de la longueur d'onde acoustique aux épaisseurs de couches limites et avec des constantes de temps différentes entre les phénomènes acoustiques et les phénomènes thermiques. Des simulations numériques directes, mettant en œuvre la résolution des équations de Navier-Stokes complètes 1D ou 2D, ont été réalisées mais elles sont extrêmement coûteuses en temps de calcul [12]. C'est pourquoi, elles sont utilisées uniquement pour mener des études sur quelques éléments des machines mais elles ne permettent pas de pouvoir simuler le comportement d'une machine complète.

Pour l'étude et le dimensionnement des machines thermoacoustiques, des logiciels de simulation basés sur les équations linéaires de Rotts réécrites par Swift ont été développés parmi lesquels, Design Environment for Low-amplitude ThermoAcoustic Energy Conversion (DeltaEC), Design Simulator for Thermoacoustic Research (DSTAR) et CRISTA [59]. Ces logiciels

résolvent les équations de conservation de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie avec les hypothèses simplificatrices de l'acoustique linéaire en 1D et en régime stationnaire. Les principales hypothèses et équations de ce modèle sont présentées et expliquées par Swift dans [8]. DeltaEC est développé par Ward, Clark et Swift au laboratoire Los Alamos (États-Unis) à partir du début des années 1990. C'est actuellement le logiciel de simulation des machines thermoacoustiques le plus populaire qui est utilisé par un grand nombre de laboratoires de recherche dans le monde. Il permet de simuler des générateurs, des récepteurs thermoacoustiques et des systèmes couplés, qu'ils soient à onde stationnaire ou à onde progressive. Le code source n'est pas accessible mais un exécutable du logiciel ainsi qu'un guide d'utilisation est disponible sur le site internet du laboratoire [60]. DSTAR a été développé par Purdy et Hofer à la Naval Postgraduate School de Monterey (États-Unis) à partir de 1998, pour l'étude et le dimensionnement des générateurs d'onde thermoacoustique [61]. CRISTA a été développé au début des années 2000 au Laboratoire LIMSI-CNRS (France). Il permet comme DeltaEC de simuler le fonctionnement des générateurs, des récepteurs et les différents couplages entre eux [59, 29]. Il est actuellement utilisé et développé par la société Hekyom, qui possède une licence d'exploitation exclusive de ce logiciel.

1.3 Les capteurs solaires thermiques

1.3.1 Introduction à l'énergie solaire

L'énergie solaire est issue des réactions thermonucléaires qui sont entretenues au cœur du soleil. Le soleil est une étoile de $1,4 \cdot 10^8$ km de diamètre qui émet sous forme d'onde électromagnétique, dans toutes les directions, une puissance de $3,8 \cdot 10^{26}$ W. La terre, qui est située en moyenne à 150 millions de km de cette étoile, intercepte une faible portion de ce rayonnement correspondant approximativement à $1,7 \cdot 10^{17}$ W [62]. Ainsi, à l'entrée de l'atmosphère terrestre, la densité de flux, appelée "la constante solaire", est égale à 1367 W/m^2 [63]. Avant sa traversée de l'atmosphère, le spectre du rayonnement solaire est très proche de celui d'un corps noir à 5770 K avec 98 % de l'énergie rayonnée entre 0,25 et $4 \mu\text{m}$. De nombreux mécanismes (réflexion, absorption/diffusion) modifient qualitativement et quantitativement le rayonnement solaire quand il traverse les différentes couches de l'atmosphère. En moyenne, on estime que 20 % du rayonnement est absorbé par les molécules de gaz et les aérosols, que 23 % est renvoyé hors de la voûte atmosphérique par diffusion et réflexion sur les nuages et donc, que seulement 57 % du rayonnement solaire qui entre dans l'atmosphère atteint la surface de la terre. Suite aux modifications qu'il subit quand il traverse l'atmosphère, à la surface de la terre, le rayonnement solaire a deux composantes : le rayonnement direct et le rayonnement diffus. Le rayonnement direct provient en droite ligne du disque solaire, il représente en moyenne 30 % de l'énergie solaire qui entre dans l'atmosphère. Le rayonnement diffus provient de la voûte atmosphérique. Il est le résultat de la réflexion et la diffusion dans l'atmosphère et représente en moyenne 27 % de l'énergie solaire qui pénètre dans l'atmosphère. Le rayonnement global est lui défini, au sol, comme la somme de ces deux composantes [31].

Malgré les déperditions dans l'atmosphère, à la surface de la terre, la ressource solaire reste extrêmement importante. L'énergie solaire annuelle captée par la surface de la terre représente plus de 7 500 fois la consommation d'énergie mondiale estimée à $450 \cdot 10^{18}$ J [64]. Cependant les contraintes spécifiques comme l'alternance jour/nuit, les variations de l'ensoleillement liées à la variabilité des conditions météorologiques, le changement de position du soleil au cours de la journée et de l'année ou encore la faible densité de rayonnement à la surface de la terre rendent l'exploitation de cette énergie parfois délicate. De plus, la ressource solaire n'est pas uniformément répartie à la surface de la planète (fig. 1.12) et les zones les plus intéressantes en terme de potentiel solaire ne correspondent pas forcément aux régions où la consommation d'énergie est la plus importante.

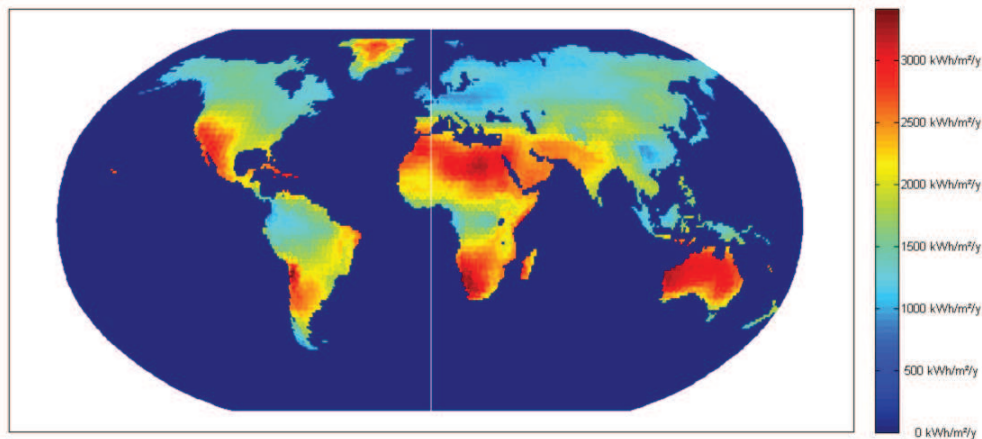


FIGURE 1.12: Carte mondiale de l'irradiation solaire directe annuelle [65]

Plusieurs voies technologiques sont utilisées pour collecter et convertir l'énergie solaire en énergie utilisable (chaleur ou électricité). Une première distinction peut être faite entre les capteurs photovoltaïques et les capteurs thermiques. Les capteurs photovoltaïques utilisent un semi-conducteur pour convertir directement le rayonnement solaire en électricité et ne seront pas abordés dans ce document. Les capteurs thermiques collectent et absorbent le rayonnement solaire pour le convertir en chaleur. Celle-ci est ensuite transférée à un fluide caloporteur qui peut être en fonction de l'utilisation, de l'eau, des huiles thermiques, des sels fondus ou encore de l'air. Selon sa température, cette source de chaleur peut être utilisée pour diverses applications, qu'elles soient domestiques ou industrielles (ex : la production d'eau chaude, pour alimenter un système de climatisation ou de réfrigération, pour conduire un procédé chimique ou pour la production d'électricité par voie thermodynamique, etc...). Il existe deux grands types de capteurs solaires thermiques : les capteurs sans concentration et ceux à concentration. Dans la première catégorie, on trouve principalement les capteurs plans avec ou sans vitrage et les capteurs sous vide. Dans la seconde, on distingue les capteurs à concentration linéaire parmi lesquels on trouve les collecteurs cylindro-paraboliques et les collecteurs de Fresnel, des capteurs à concentration ponctuelle tel que les collecteurs paraboliques, les collecteurs à récepteur central ou encore les fours solaires.

Les collecteurs solaires sans concentration sont technologiquement les plus simples et sont

généralement utilisés pour les systèmes solaires à basse température, c'est-à-dire n'excédant pas 150 à 200 °C. Pour alimenter avec de l'énergie solaire des procédés nécessitant des températures plus élevées, des systèmes de concentration doivent être mis en œuvre.

Quelle que soit la technologie utilisée, de nombreux types de collecteurs solaires sont disponibles sur le marché ou sont en cours de développement. Ainsi l'objet de ce chapitre n'est pas d'établir un état de l'art exhaustif de tous les capteurs solaires thermiques existants, mais de présenter les principaux types de collecteurs, d'expliquer leur principe de fonctionnement et de discuter de leurs domaines d'application.

1.3.2 Capteurs à concentration

Principe de fonctionnement et facteur de concentration

Le rayonnement solaire peut être concentré par réfraction à travers des lentilles ou par réflexion à l'aide de surfaces réfléchissantes comme les miroirs. La concentration par réfraction est généralement réservée aux dispositifs de faibles puissances. Cette technologie ne sera pas présentée dans ce document. Les concentrateurs de moyenne (quelques kW) ou de grande puissance (plusieurs MW) appartiennent tous à la seconde catégorie. Avec ces systèmes, le rayonnement solaire est collecté à travers une surface d'ouverture de grande taille ($A_{ouverture}$), pour être ensuite réfléchi vers le foyer du concentrateur pour former une tache focale de surface plus petite (A_{focal}). Le taux de concentration géométrique du système optique (C_g) est défini comme le rapport entre ces deux surfaces :

$$C_g = \frac{A_{ouverture}}{A_{focal}} \quad (1.26)$$

Il faut noter que le rayonnement solaire n'est pas uniformément réparti sur la surface de la tache focale. Pour traduire cette inhomogénéité, le taux de concentration local (C_l) peut être utilisé. Il est défini comme le rapport entre l'éclairement solaire concentré en un point M du foyer (E_M) et l'éclairement solaire direct (E_0). À la surface de la terre, l'éclairement solaire direct peut dépasser 1000 W/m². On utilise généralement cette valeur comme référence [66].

$$C_l = \frac{E_M}{E_0} \quad (1.27)$$

La taille de la tache focale et la distribution du flux solaire concentré au foyer dépendent de la qualité géométrique des surfaces réfléchissantes du concentrateur. Les défauts de fabrication, le vieillissement, entraînent des aspérités ou des déformations locales par rapport à la courbure idéale ou la planéité des miroirs. Ces défauts peuvent être pour une surface élémentaire caractérisés par deux paramètres :

- Les erreurs macroscopiques (σ_{slope}), définies comme les erreurs de forme globale de la surface, elles regroupent les déformations, les erreurs de suivi solaire des éléments mobiles et les défauts de réglage des surfaces. Ces erreurs modifient la direction du vecteur normal à la surface (fig. 1.13).

- Les erreurs microscopiques (σ_{spec}), sont issues des aspérités microscopiques à la surface du miroir. Elles modifient l'angle de réflexion des rayons (fig. 1.13).

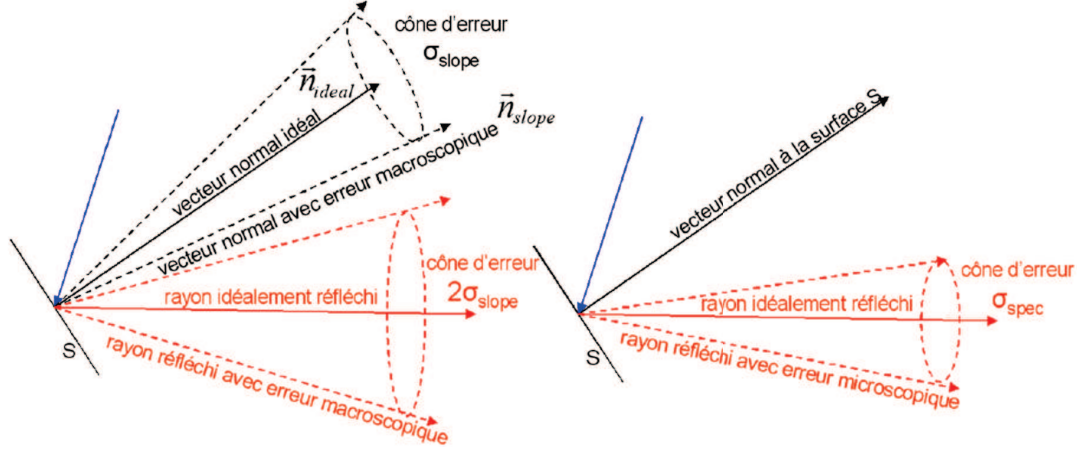


FIGURE 1.13: Représentation schématique des erreurs macroscopique (à gauche) et des erreurs microscopiques (à droite) [67]

Pour le cas d'une surface réfléchissante avec une distribution d'erreur de type Gaussienne d'écart-type σ , le vecteur définissant la direction du rayon réfléchi se trouve alors dans un cône tel que l'angle suit une distribution d'écart type $\sigma_{optique}$.

$$\sigma_{optique} = \sqrt{\sigma_{spec}^2 + (2\sigma_{slope})^2} \quad (1.28)$$

On peut noter que généralement les erreurs microscopiques sont négligeables devant les erreurs macroscopiques.

Avant d'atteindre le foyer du concentrateur, le rayonnement solaire peut subir une ou deux réflexions (concentrateurs à simple ou double réflexion). L'absorbeur solaire est généralement placé dans le plan où la tache focale a la plus petite surface, c'est-à-dire au foyer du concentrateur. Pour une même surface de captation, les capteurs à concentration ont une surface d'absorbeur plus faible que ceux sans concentration. Cette surface est d'autant plus petite que la facteur de concentration géométrique est élevé (Eq. 1.26). Les pertes thermiques étant proportionnelles à la surface de l'absorbeur, ces capteurs permettent d'obtenir des meilleurs rendements et de plus hautes températures que les capteurs sans concentration. Cependant, ils ne valorisent que le rayonnement solaire direct et ils doivent être équipés d'un système de suivi solaire plus ou moins complexe et précis en fonction de la géométrie du miroir. De plus, à chaque étape de réflexion une partie du flux solaire est absorbée par la surface réfléchissante.

Les capteurs à concentration peuvent être classés en fonction de la forme de la tache focale obtenue. Si elle se présente sous la forme d'une bande on parle de concentrateurs linéaires alors que si le rayonnement est concentré autour d'un point on parle de concentrateurs ponctuels.

Les concentrateurs linéaires

Les collecteurs linéaires concentrent le rayonnement autour d'une ligne pour former une bande communément appelée "bande focale". Ils sont orientés en direction du soleil avec un

dispositif de suivi solaire qui leur permettent de se mouvoir selon un seul axe. Ils peuvent être orientés dans une direction est-ouest et ainsi suivre le soleil du nord au sud ou orientés dans une direction nord-sud et suivre le soleil d'est en ouest. Dans les paragraphes ci-dessous les deux principales technologies de concentrateurs linéaires sont présentées.

Les concentrateurs cylindro-paraboliques La surface réfléchissante des concentrateurs cylindro-paraboliques est composée d'un réflecteur parabolique. Lorsque ce miroir est orienté en direction du soleil, il collecte et concentre le rayonnement solaire direct à son foyer où l'absorbeur est placé (Fig. 1.14). Ces concentrateurs ne présentent qu'une seule direction de courbure (Fig. 1.15) et de ce fait, plusieurs modules de concentration peuvent être connectés en série et plusieurs lignes parallèles de capteurs peuvent être couplées (Fig. 1.16) [68]. Il est ainsi possible d'obtenir de très grandes surfaces de captation qui peuvent atteindre plusieurs milliers de m^2 . L'absorbeur est généralement constitué d'un tube métallique recouvert d'un matériau sélectif placé dans un tube de verre. Un revêtement est dit sélectif s'il possède une forte absorptivité du rayonnement solaire et une faible émissivité à la température de fonctionnement de l'absorbeur [69]. Les fluides caloporteurs utilisés peuvent être de l'eau sous pression, de la vapeur (production de vapeur directe) ou encore des sels fondus. Du fait du mouvement du concentrateur au cours de la journée, la bande focale change de position. L'absorbeur doit donc être mobile c'est pourquoi, il est généralement solidaire de la monture du collecteur [70].

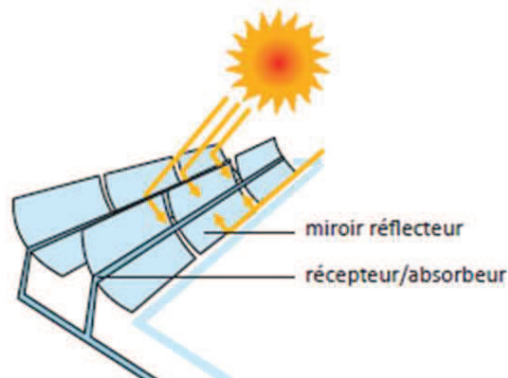


FIGURE 1.14: Schéma de principe d'un concentrateur cylindro-parabolique [71]

Les concentrateurs cylindro-paraboliques sont généralement utilisés pour des applications dont la température est comprise entre 270 et 450 °C [62]. La puissance des centrales commerciales qui utilisent ces capteurs est communément comprise entre 14 et 300 MW_{th} et peuvent atteindre des rendements de conversion solaire/thermique de plus de 70 % [68].

Le couplage entre un champ de capteurs cylindro-paraboliques et une turbine à vapeur est actuellement la technologie la plus mature et la plus utilisée pour réaliser la conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité [72]. Plusieurs pays parmi lesquels les États-Unis, l'Espagne ou l'Italie, exploitent des centrales solaires basées sur cette technologie et plusieurs autres projets sont à l'étude au Maroc, en Algérie ou encore en Égypte [73].



FIGURE 1.15: Photographie des concentrateurs cylindro-paraboliques de la centrale solaire Solar One de 72 MW_e aux États Unis



FIGURE 1.16: Photographie aérienne de la centrale solaire Andasol 1 de 50 MW_e en Espagne [73]

Les concentrateurs de Fresnel La surface réfléchissante des concentrateurs de Fresnel (Fig. 1.17) est composée de plusieurs lamelles parallèles de miroirs plats qui sont individuellement orientés en direction du soleil. Ils recueillent et concentrent le rayonnement solaire direct sur une bande focale fixe, où l'absorbeur est placé. Les absorbeurs sont généralement similaires à ceux utilisés pour les capteurs cylindro-paraboliques. L'eau et les huiles thermiques sont les fluides caloporteurs les plus couramment utilisés avec ces collecteurs. Cependant, la génération directe de vapeur, les sels fondus ou de gaz sous pression (comme l'air) semblent être des alternatives intéressantes [74], [75]. Comparés aux concentrateurs cylindro-paraboliques, dont ils sont une alternative, les concentrateurs de Fresnel sont technologiquement plus simples (miroirs plats et absorbeur fixe) et donc moins onéreux. Néanmoins, ils restent moins performants en terme de facteur de concentration.

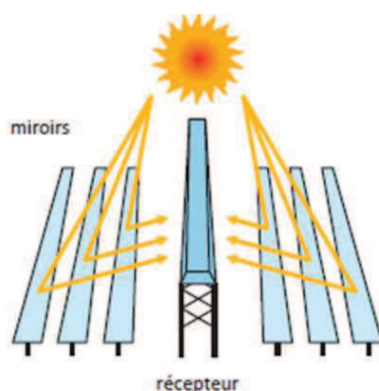


FIGURE 1.17: Schéma de principe d'un concentrateur de Fresnel [71]

De nombreux prototypes de concentrateur Fresnel ont été construits et testés (exemple : Fig. 1.18), mais on recense actuellement encore peu d'applications commerciales. À titre d'exemple, en Espagne une centrale d'une puissance électrique de 1,4 MW_e équipée de concentrateurs de Fresnel est connectée au réseau (Fig. 1.19). Une autre est en construction et sera mise en service

en 2012 avec une puissance électrique de 30 MW_e [73], [76].

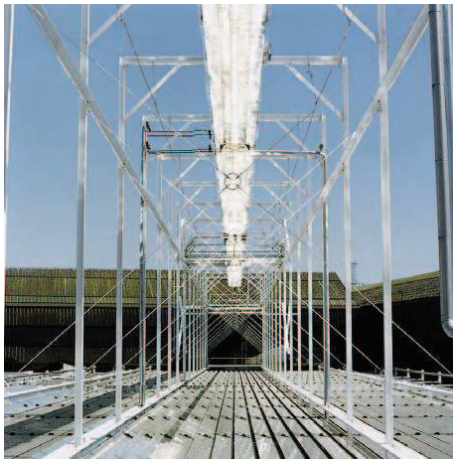


FIGURE 1.18: Photographie d'un prototype de concentrateur Fresnel de 2 500 m² installé en Belgique [77]



FIGURE 1.19: Photographie de la centrale solaire Puerto Errado de 1,4 MW_e en Espagne [73]

Les concentrateurs ponctuels

Les concentrateurs ponctuels concentrent le rayonnement solaire autour d'un point. Ils permettent ainsi d'obtenir de très forts taux de concentration et donc de très hauts niveaux de températures. Ces concentrateurs nécessitent un système d'orientation des surfaces réfléchissantes selon deux axes. Dans les paragraphes suivants, les principales technologies de concentrateurs ponctuels sont présentées.

Les concentrateurs paraboliques La surface réfléchissante des concentrateurs paraboliques est une parabole de révolution. Le miroir collecte et concentre le rayonnement solaire au foyer de la parabole (Fig. 1.20). Comme dans le cas des concentrateurs cylindro-paraboliques, le foyer n'est pas fixe et le récepteur doit donc être mobile. La nécessité d'orienter de manière très précise le concentrateur et l'absorbeur selon deux axes, limite la surface et donc la puissance de ces installations qui est généralement comprise entre 1 et 100 kW_{th}. Les facteurs de concentration géométrique de ces capteurs sont généralement compris entre 600 et 2000, ce qui permet d'atteindre au niveau de l'absorbeur des températures supérieures à 700 °C, avec des rendements thermiques de l'ordre de 75 % [68].

Comme les autres technologies de capteurs à concentration présentées dans ce document, l'utilisation principale des concentrateurs paraboliques est la conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité. Pour réaliser cette conversion, un moteur Stirling peut être placé au foyer de la parabole. Cette technologie appelée "Dish-Stirling" est la filière de conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité la plus performante avec des rendements qui peuvent atteindre jusqu'à 30 % .

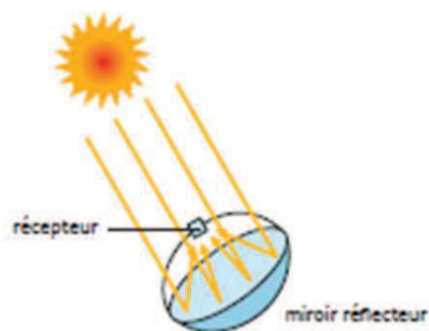


FIGURE 1.20: Schéma de principe d'un concentrateur parabolique [71]

Une centrale composée de 60 Dish-Stirling d'une puissance électrique totale de $1,5 \text{ MW}_e$ est commercialement exploitée aux États-Unis (Fig. 1.21). Une seconde centrale composée quant à elle de 30 000 Dish-Stirling pour une puissance totale de 750 MW_e est en construction également aux États-Unis et sera progressivement connectée au réseau à partir de 2014 [73]. En Europe, différents prototypes ont été testés notamment dans le cadre du projet EuroDish (Fig. 1.22) [67], [78], mais aucune centrale commerciale n'est pour le moment exploitée.

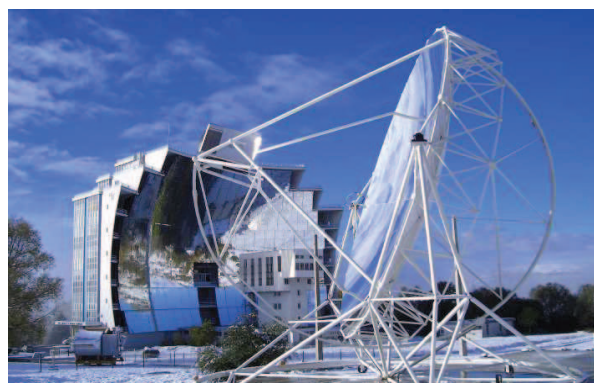
FIGURE 1.21: Photographie de la centrale solaire de Moricopa de $1,5 \text{ MW}_e$ aux États-Unis [79]

FIGURE 1.22: Photographie du Dish-Stirling du projet EuroDish devant le four solaire d'Odeillo [67]

Les très hauts niveaux de température que peuvent atteindre ces concentrateurs permettent d'envisager le couplage avec d'autres machines de conversion d'énergie comme les machines thermoacoustiques pour la production d'électricité ou la production frigorifique (exemple : [80]).

Les concentrateurs à récepteur central Les concentrateurs à récepteur central utilisent de nombreux miroirs mobiles selon deux axes, appelés héliostats, pour collecter et réfléchir le rayonnement solaire à la surface d'un récepteur placé généralement au sommet d'une tour (Fig 1.23). La concentration est obtenue par superposition des images des héliostats sur l'absorbeur. Dans le but d'augmenter le facteur de concentration, des miroirs légèrement concaves

sont utilisés comme héliostats. Ces concentrateurs sont mis en œuvre pour des applications qui nécessitent des températures comprises entre 450 et 1000 °C [70]. Ils sont généralement utilisés pour des fortes puissances comprises entre 10 et 100 MW_{th} et atteignent des rendements thermiques de 73 % [68].

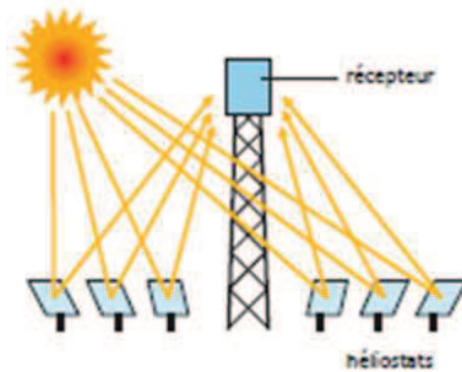


FIGURE 1.23: Schéma de principe d'un concentrateur à récepteur central [71]

Ces concentrateurs sont exploités commercialement pour la production d'électricité. Il y a dans le monde treize centrales solaires qui fonctionnent avec cette technologie de collecteur. Trois d'entre elles sont implantées en Espagne et les autres principalement aux États-Unis (Exemple, Fig. 1.24). La centrale française Thémis est cours de rénovation pour pouvoir tester le couplage entre un concentrateur à récepteur central et une turbine à gaz dans le cadre du projet Pégase (Fig. 1.25) [81, 82].



FIGURE 1.24: Photographie de la centrale solaire solar two aux États-Unis [73]



FIGURE 1.25: Photographie de la centrale expérimentale Thémis en France [83]

Les fours solaires Les fours solaires sont des concentrateurs solaires à double réflexion, ce qui signifie que le rayonnement solaire est réfléchi deux fois avant d'atteindre l'absorbeur. Ils se composent d'un ou plusieurs miroirs plans (héliostats) qui collectent et réfléchissent le rayonnement solaire direct dans une direction commune, l'axe du concentrateur (Fig. 1.26). Celui-ci est fixe et assure la concentration du flux solaire au foyer de la parabole. Le concentrateur est

généralement constitué d'un ensemble de facettes réfléchissantes disposées sur un paraboloïde de révolution, ou une sphère [66]. Au centre de la tache focale, le facteur de concentration local maximal peut atteindre 10 000 et les températures plusieurs milliers de °C.

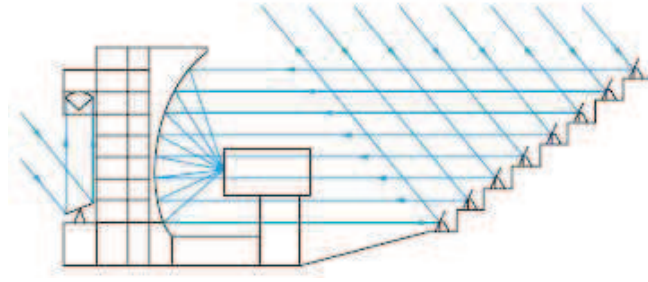


FIGURE 1.26: Schéma de principe d'un four solaire composé de multiples héliostats [66]

Il y a en Europe six fours solaires de moyenne ou forte puissance (entre 20 et 1 000 kW_{th}), trois en France, un en Suisse, un en Allemagne et un en Espagne. Le four solaire le plus puissant au monde avec une puissance thermique de 1 MW, est installé en France à Odeillo et est exploité par le CNRS (Fig. 1.27). Ces fours sont quasi exclusivement utilisés pour réaliser des expériences scientifiques. Ils sont généralement employés pour la recherche dans le domaine des matériaux (développement de traitements de surface, la fusion et purification, la synthèse des nanomatériaux, le test de matériaux pour des applications spatiales, etc...), ou pour développer de nouveaux procédés solaires thermiques (les tests des récepteurs solaires, le développement de procédés thermochimiques à haute température tels que la production d'hydrogène ou de chaux, etc ...). Seul le four solaire de Mont-Louis (France) est exploité par une entreprise privée (Four Solaire Développement) et est utilisé pour des applications commerciales (production artisanale de céramique et fusion de métal) [84].



FIGURE 1.27: Photographie du four solaire d'Odeillo d'une puissance de 1 MW_{th} [85]

1.4 Systèmes de stockage de l'énergie thermique

1.4.1 Introduction

Les procédés solaires sont soumis à la variabilité de la ressource (alternance jour/nuit, passages nuageux, etc...) et éventuellement de la consommation. Ces intermittences peuvent

pénaliser fortement leurs performances qui peuvent cependant être considérablement améliorées par la mise en œuvre de systèmes de stockage thermique [86]. Pour les procédés de réfrigération solaire thermique, plusieurs configurations de stockage peuvent être mises en œuvre : le stockage thermique de l'énergie solaire en amont de la machine de réfrigération, le stockage de l'effet frigorifique produit ou une combinaison des deux [87]. L'utilisation d'un stockage thermique permet alors de dissocier les phases de disponibilité de la ressource primaire de celles de production, ou ces dernières des périodes de consommation.

Il existe plusieurs manières de stocker l'énergie thermique : par chaleur sensible, par chaleur latente, par des procédés à sorption ou par des procédés chimiques [88].

Le stockage par chaleur **sensible** consiste à chauffer (stockage calorifique) ou à refroidir (stockage frigorifique) un corps qui ne change pas de phase pendant la période de disponibilité de l'énergie primaire, pour ensuite le mettre en contact avec un milieu à une température différente (plus basse dans le cas du stockage de chaleur et plus élevée pour le stockage frigorifique) pour récupérer une partie de l'énergie qui a été stockée. Cette dernière dépend de la capacité calorifique du corps c , de la masse mise en jeu (m) et de la différence de température entre l'état initial et final (T_{ini} et T_{final}). L'énergie stockée est calculée par la variation d'enthalpie du corps entre l'état initial et l'état final. En considérant la capacité thermique massique constante on la calcule par :

$$\Delta H_{stock} = m c (T_{final} - T_{ini}) \quad (1.29)$$

Pour le stockage par chaleur sensible, on utilise des corps ayant une capacité thermique élevée. Les principaux matériaux mis en œuvre sont des liquides comme l'eau, l'eau glycolée, les sels fondus, etc... ou des solides tels que des roches, des matériaux réfractaires, etc... [89]. Ces procédés de stockage sont très répandus et utilisés pour de nombreuses applications industrielles et domestiques.

Le stockage par chaleur **latente** consiste à chauffer (stockage de chaleur) ou à refroidir (stockage frigorifique) un corps dans une gamme de températures où ce dernier opère un changement de phases. Le matériau est alors appelé Matériau à Changement de Phases (MCP). Dans la plupart des cas, les changements de phase mis en œuvre sont des transformations solide $\leftrightarrow$ liquide. L'énergie thermique est stockée sous forme de chaleur sensible liée à la variation de température du corps mais également sous forme de chaleur latente liée au changement d'état [90]. Soit à l'état initial un solide pur à T_{ini} ayant une température de fusion T_{fusion} comprise entre T_{ini} et T_{final} . La variation d'enthalpie lors de la fusion est appelée chaleur latente de fusion et est calculée par, $L_{fusion MCP}(T_{fusion}) = h_{MCP liq}(T_{fusion}) - h_{MCP solid}(T_{fusion})$. Dans ces conditions et en considérant la capacité thermique massique du MCP à l'état solide (c_{solid}) et à l'état liquide (c_{liq}) constantes, la variation d'enthalpie est déterminée par :

$$\Delta H_{stock} = m c_{solid} (T_{fusion} - T_{ini}) + m L_{fusion MCP}(T_{fusion}) + m c_{liq} (T_{final} - T_{fusion}) \quad (1.30)$$

On remarque que, généralement, le terme de chaleur latente ($m L_{fusion MCP}(T_{fusion})$) est largement supérieur aux termes de chaleur sensible. Cette caractéristique du changement de phase permet de stocker une quantité d'énergie plus importante avec des masses et des différences de températures plus faibles que les stockages à chaleur sensible. Cependant la technologie

à mettre en œuvre est plus complexe pour un système avec changement de phase que pour un stockage par chaleur sensible [89].

Les MCP utilisés peuvent être des corps purs ou des solutions composées de matériaux inorganiques comme les sels hydratés ou organiques tels que les paraffines ou les acides gras [91]. Le stockage par chaleur latente est une technologie mature et commercialisée pour les températures négatives et en cours de développement pour les hautes températures.

Le stockage par **sorption**, (absorption et adsorption) fonctionne selon un procédé discontinu (voir 1.5.3 et 1.5.3). Pendant la période de disponibilité de l'énergie thermique, la phase endothermique de désorption est menée. Le sorbat et le sorbant sont ensuite stockés dans des enceintes séparés, ce qui permet d'envisager un stockage de longue durée sans pertes thermiques. L'énergie stockée est restituée durant la phase de sorption sous forme d'un effet frigorifique au niveau de l'évaporateur et d'un dégagement de chaleur lié à la réaction exothermique de sorption. L'utilisation de ces systèmes est donc envisageable pour le stockage froid comme de chaleur. Le système est dit ouvert si le sorbat est prélevé et rejeté dans l'environnement et dit fermé si il circule dans une enceinte isolée de l'environnement. Les études sur les systèmes à adsorption physique sont les plus répandues. Toutefois, quelques systèmes de stockage à absorption, sont actuellement à l'étude [92, 93, 94].

Dans les systèmes de stockage **chimique**, on réalise durant la période de disponibilité de l'énergie thermique, la décomposition endothermique d'un élément (C). Les produits de la réaction (A et B) sont alors séparés, sans limite dans le temps, ce qui permet un stockage de longue durée sans perte thermique. L'énergie stockée est restituée durant la phase de décharge, en faisant réagir les produits de la décomposition suivant la réaction exothermique [92].



Pour réaliser ce type de stockage, de nombreuses réactions renversables sont envisageables telles que l'hydratation ou la carbonatation d'un oxyde, l'hydratation d'un sel hygroscopique, la déshydrogénation d'un hydrocarbure, etc. . . [95, 96]. Ces technologies sont actuellement au stade de la recherche et du développement en laboratoire.

Dans les paragraphes suivants, nous développons le principe de fonctionnement et les technologies mises en œuvre dans les stockages frigorifiques par chaleur latente et nous discutons des technologies actuellement disponibles pour le stockage thermique à haute température de l'énergie solaire.

1.4.2 Stockage frigorifique par chaleur latente

Critères de choix d'un matériau à changement de phase

Les performances d'un stockage frigorifique par chaleur latente sont fortement dépendantes des caractéristiques du MCP. Le MCP idéal devrait avoir les caractéristiques suivantes [97, 98] :

- Critères thermo-physiques :
 - température de changement de phase dans la plage de fonctionnement désirée,

- fusion à température fixe,
- forte chaleur latente de fusion par unité de volume,
- grande capacité thermique pour fournir une capacité de stockage par chaleur sensible,
- conductivité thermique élevée des phases solide et liquide,
- faible différence de masse volumique entre l'état liquide et l'état solide,
- forte masse volumique,
- faible pression de vapeur à la température de fonctionnement,
- aucune ou très faible surfusion (voir paragraphe suivant).
- Critères chimiques :
 - stabilité chimique sur une longue période,
 - compatibilité avec les matériaux en contact.
- Critères de sécurité et environnementaux :
 - facilement recyclable,
 - bonnes performances du point de vue de l'analyse du cycle de vie,
 - non toxique, non inflammable et non explosif,
 - impact environnemental nul ou faible.
- Critères économiques :
 - abondant et disponible,
 - faible coût.

Il est impossible de trouver un corps pur ou même une solution qui réponde à l'intégralité de ces critères. Des compromis sont donc généralement nécessaires. Le paramètre qui contraint le plus le choix d'un MCP est la température de fusion. En effet, cette dernière est imposée par le fonctionnement du procédé auquel est couplé le stockage. Pour obtenir un plus large choix de température de fusion, des solutions binaires voire, ternaires comportant un eutectique peuvent être utilisées. Pour que le changement de phase soit réalisé à température fixe comme c'est le cas avec un corps pur, la concentration de la solution doit être rigoureusement égale à la concentration eutectique. En effet, si on considère une solution cristallisée à cette concentration particulière, la température de fusion sera inférieure à la température de fusion de chacun des composants de la solution mais elle sera fixe [90].

Les systèmes de stockage frigorifique à chaleur latente mettent généralement en œuvre comme MCP des solutions aqueuses salines. À titre d'exemple, l'eau pure peut être utilisée comme MCP avec donc une température de fusion de 0 °C. Elle peut également être utilisée en solution avec 23,3 % de chlorure de sodium (NaCl) pour former une solution eutectique avec une température de fusion de -21,2 °C. Les chaleurs latentes de fusion de ces deux MCP sont respectivement de 333 kJ/kg et 233 kJ/kg [98].

Changement de phase : fusion et cristallisation

Le changement de phase solide↔liquide présente une particularité concernant l'initiation de la cristallisation. En effet, si la fusion d'un corps pur ou d'une solution eutectique solide débute toujours à la température de fusion (T_{fusion}) qui reste fixe tout au long du changement

de phase, ce n'est pas le cas de la cristallisation qui n'a presque jamais lieu à cette température. Lors du refroidissement d'un liquide, il peut rester dans son état initial à une température inférieure à la température de fusion ; le liquide est alors dit surfondu ou métastable. Cet état métastable peut être maintenu durant de longues périodes (des heures, voire des jours) même à des températures relativement basses comparées à la température de fusion [97].

La cristallisation d'un liquide surfondu, appelée rupture de métastabilité, peut avoir lieu spontanément ou être initiée par un choc, des vibrations ou par un ensemencement avec un cristal. La cristallisation est un phénomène stochastique, en effet pour deux échantillons identiques soumis aux mêmes conditions de refroidissement, la rupture de métastabilité des deux échantillons peut avoir lieu à des températures différentes. De plus, un même échantillon subissant à de multiples reprises le même cycle de fusion/cristallisation (chauffe/refroidissement) ne cristallisera pas forcément à la même température à chaque cycle. Il est toutefois possible d'appréhender ce phénomène de façon statistique. Lors d'un refroidissement, la cristallisation des différents échantillons a lieu dans un intervalle de températures et il est possible de mettre en évidence la température la plus probable de cristallisation ($T_{cristal}^*$) à laquelle les ruptures de métastabilité sont les plus nombreuses.

On définit alors le degré de surfusion ou degré de métastabilité (ΔT_{surf}) par la différence entre la température de fusion (T_{fusion}) et la température la plus probable de cristallisation ($T_{cristal}^*$) : $\Delta T_{surf} = T_{fusion} - T_{cristal}^*$ [90]. Ce degré de surfusion dépend de nombreux paramètres tels que :

- le volume de l'échantillon : plus le volume est petit et plus ΔT_{surf} est grand. À titre d'exemple, le degré de surfusion peut atteindre 36 K pour des gouttelettes d'eau de quelques μm de diamètre alors qu'elle n'est plus que de 14 K pour une goutte d'eau de quelques mm de diamètre [89].
- la vitesse de refroidissement : ce paramètre influe peu sauf dans les cas de trempes.
- l'histoire thermique de l'échantillon, c'est-à-dire le nombre et la nature des cycles refroidissement-chauffage subis par l'échantillon.
- la pression : il faut cependant de très fortes variations de pression pour percevoir un effet notable de ce paramètre sur la surfusion. De manière générale, le degré de surfusion croît avec l'augmentation de pression.
- la concentration dans le cas des solutions.

Dans un liquide, les molécules peuvent de manière aléatoire s'assembler pour former des amas de courte durée de vie. Ces agrégats qui ont la forme cristallographique du cristal qui peut apparaître, se font et se défont à l'état liquide au gré des fluctuations des molécules. On peut montrer que pour qu'un agrégat puisse ensemencer un liquide surfondu, il faut qu'il ait une taille suffisante (rayon critique), lui permettant de franchir une barrière énergétique liée à la tension superficielle entre le liquide et l'agrégat. Le rayon critique diminue lorsque la température du liquide baisse ; les agrégats de particules formés dans le liquide atteignent donc plus facilement une taille surcritique qui leurs permettent de rompre l'état métastable. Le caractère stochastique de la cristallisation trouve son explication dans le caractère aléatoire de

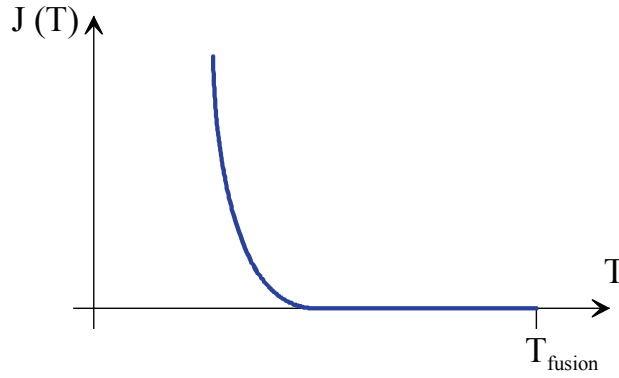


FIGURE 1.28: Représentation schématique de l'évolution de la probabilité de cristallisation en fonction de la température [89]

la formation d'un agrégat surcritique. Le phénomène de formation aléatoire d'agrégats pouvant générer la cristallisation est appelé nucléation [97, 89].

Les théories classiques de la nucléation permettent de déterminer la probabilité ($J(T)$) d'apparition d'un agrégat surcritique par unité de temps dans un échantillon [89].

$$J(T) = A(T) \exp\left(-\frac{B}{T(T_{fusion} - T)^2}\right) \quad (1.32)$$

Où $A(T)$ et B sont des paramètres qui sont déterminés expérimentalement pour un échantillon donné (voir [99]).

La figure 1.28 représente schématiquement l'évolution de la probabilité de cristallisation (J) en fonction de la température (T). Cette probabilité est quasiment nulle sur un intervalle de température en dessous de la température de fusion pour ensuite augmenter rapidement avec la diminution de la température.

Nous avons jusqu'à présent évoqué le cas où la cristallisation est initiée par un agrégat au sein du liquide, appelé nucléation homogène, mais nous devons également considérer le cas où l'agrégat se forme sur un substrat solide (paroi de confinement du MCP, impuretés insolubles, etc...). On parle alors de nucléation hétérogène. La barrière énergétique à franchir est moindre pour générer une rupture de surfusion pour une nucléation hétérogène que pour une nucléation homogène. On a ainsi $J_{hom}(T) < J_{hét}(T)$.

La surfusion est pénalisante pour les systèmes de stockage par chaleur latente. En effet, à cause de ce phénomène, le système de stockage doit être refroidi à une température plus basse que celle de restitution de l'énergie (T_{fusion}) pour initier le stockage. Ainsi, plus le degré de surfusion est important plus le réfrigérateur doit fonctionner à basse température et donc plus les performances de ce dernier sont altérées. Pour limiter ce phénomène, des agents nucléants qui favorisent la nucléation hétérogène, sont introduits dans les MCP. Ces agents sont généralement des sels insolubles ou des bactéries. Ils peuvent permettre de réduire le degré de surfusion à quelques Kelvin pour des échantillons d'eau supérieurs au mm^3 [89].

Technologies

Il existe un très grand nombre de technologies de stockage frigorifique par chaleur latente commercialisées ou en cours de développement. Ainsi, l'objet de cette partie n'est pas de faire un état de l'art exhaustif des technologies existantes mais de présenter les principales techniques utilisées.

Les bacs à glace sont actuellement les systèmes de stockage par chaleur latente les plus répandus. Il s'agit de cuves, qui peuvent être ouvertes ou fermées, contenant un MCP en contact direct avec une batterie de tubes dans lesquels circule soit un fluide frigoporteur, soit le fluide frigorigène du réfrigérateur. Durant la phase de stockage, le fluide qui circule dans les tubes a une température inférieure à la température de cristallisation du MCP de sorte qu'une couche de MCP cristallisé se forme autour des tubes pour remplir partiellement ou totalement la cuve. Le déstockage s'effectue par la circulation d'un fluide à température supérieure à la température de fusion du MCP soit dans les tubes (fusion interne) ou dans la cuve (fusion externe). Ces systèmes sont technologiquement très simples. Cependant la mise en œuvre d'un MCP autre que l'eau pure s'avère très difficile. En effet, les volumes de MCP utilisés dans ces systèmes sont généralement très importants de sorte que les phénomènes de ségrégation (séparation des composants des solutions) sont fréquents. Ces phénomènes altèrent le fonctionnement du stockage car les propriétés du MCP deviennent hétérogènes dans la cuve. Ceci implique que la température de changement de phase est différente d'une zone à l'autre de la cuve et qu'elle peut être très éloignée de celle de la solution initiale [97, 89].

Une des alternatives aux bacs à glace est la technologie dite des MCP encapsulés. Cette technique consiste à confiner le MCP dans une capsule pour que le changement de phase soit réalisé dans un volume restreint. On distingue généralement deux types de stockage avec encapsulation du MCP. Si les particules de MCP sont très fines (quelques μm) on parle de micro-encapsulation. Dans ce cas, les particules de MCP peuvent être, soit stabilisées par des molécules tensioactives, soit en suspension dans un polymère. Lorsque la taille des particules de MCP est de quelques mm voire quelques cm, on parle de macro-encapsulation. Les capsules peuvent alors être à parois rigide, avec un volume d'expansion dans la capsule pour compenser les changements de densité du MCP (liés à la dilatation et au changement de phase) ou souple, en matériau élastomérique. Différentes géométries de confinement sont commercialisées, des bâtonnets (tubes), des plaques ou des sphères. L'intérêt de cette technologie par rapport aux bacs à glace est qu'elle permet l'utilisation de solutions eutectiques, en limitant les risques de ségrégation mais également qu'elle augmente la surface d'échange entre le MCP et le fluide frigoporteur. Dans la section suivante, nous décrivons le fonctionnement d'un stockage frigorifique à chaleur latente utilisant un MCP encapsulé dans des sphères à paroi souple [99].

Principe de fonctionnement d'un stockage avec MCP encapsulé

Le laboratoire LaTEP a travaillé durant de nombreuses années en collaboration avec l'entreprise Cristopia sur l'étude du comportement des stockages frigorifiques mettant en œuvre

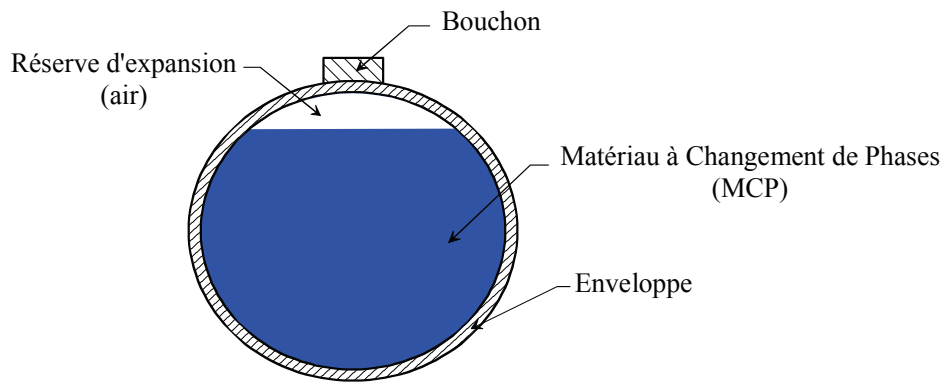


FIGURE 1.29: Schéma de principe d'un nodule sphérique de MCP

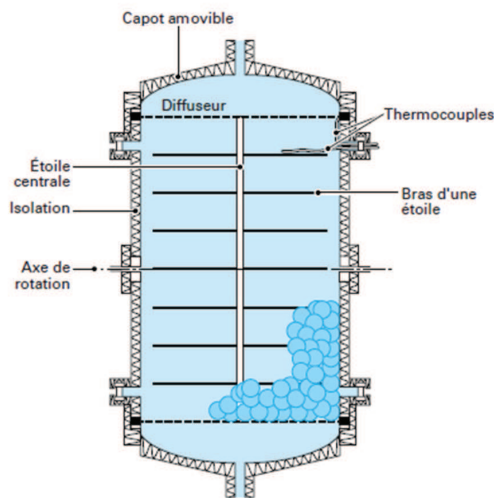


FIGURE 1.30: Schéma de principe d'une cuve (pilote) remplie de nodules sphériques [89]

des MCP encapsulés. Nous avons choisi dans ce paragraphe la technologie qui a été développée et qui est commercialisée par cette entreprise [100].

La paroi des nodules est composée d'un mélange de polyoléfinés d'environ 2 mm d'épaisseur (fig. 1.29). Chaque nodule est rempli à 96 % de son volume par le MCP. L'espace laissé libre sert à absorber une partie de la variation de volume lié au changement de phases, pour limiter les contraintes mécaniques au niveau de la paroi. Les nodules sont placés dans une cuve (fig. 1.30) qui peut, en fonction de la température de fonctionnement et de la taille, être en métal ou en béton, fermée ou ouverte. Les cuves cylindriques peuvent être disposées à la verticale ou à l'horizontale. L'échange thermique entre le système de stockage et l'unité de production de l'effet frigorifique et avec le procédé qui consomme cet effet est réalisé via un fluide frigoporteur qui circule dans ces éléments. Pour assurer une répartition homogène du débit de fluide frigoporteur sur la section de la cuve, un diffuseur est disposé à chaque extrémité de la cuve. Pour limiter les échanges thermiques avec l'extérieur et la condensation, les parois des cuves sont recouvertes d'une couche d'isolant.

Lors des phases de stockage, le fluide frigoporteur s'échauffe dans la cuve et sort donc à une température plus élevée que sa température d'entrée. Pour établir une stratification thermique,

le fluide circule alors du bas vers le haut de la cuve. Pour initier le stockage par chaleur latente il faut que la température d'entrée du fluide soit inférieure à la température de changement de phase du MCP. Dans ce cas, l'échange convectif entre la paroi des nodules et le fluide permet au fluide d'absorber de la chaleur aux nodules et donc d'abaisser leur température. Lorsque cette dernière atteint la température de cristallisation des nodules (température aléatoire, voir paragraphe précédent) le MCP commence à cristalliser. À cause du phénomène de surfusion mais également de la stratification thermique dans la cuve, tous les nodules ne cristallisent pas en même temps. Ce changement de phase est réalisé à température constante. Ainsi, la chaleur échangée avec le fluide permet d'augmenter la portion de MCP cristallisé dans le nodule. Le stock est totalement chargé lorsque tous les nodules sont cristallisés.

Lors des phases de déstockage, le fluide frigoporteur est refroidi pendant sa traversée de la cuve, il sort donc à une température inférieure à sa température d'entrée. Dans cette configuration, afin d'établir une stratification thermique, le fluide frigoporteur circule du haut vers le bas de la cuve. Dans ce cas, le fluide cède de la chaleur aux nodules. Ces derniers s'échauffent et lorsque leur température atteint la température de fusion (température fixe) ils commencent à fondre. Bien que la température de fusion soit identique pour tous les nodules, à cause de la stratification thermique au sein de la cuve, les nodules ne fondent pas en même temps.

En considérant une cuve parfaitement isolée, l'énergie stockée ou déstockée peut être calculée par :

$$\Delta E_{stock\ ou\ destock} = \int_0^{t_{final}} \dot{m}_{fluid} C_{fluid} (T_{fluid\ e} - T_{fluid\ s}) dt \quad (1.33)$$

Où, $\dot{m}_{fluid}$ est le débit massique de fluide frigoporteur, C_{fluid} est la capacité thermique massique du fluide frigoporteur et $T_{fluid\ e}$ et $T_{fluid\ s}$ sont respectivement les températures d'entrée et de sortie du fluide frigoporteur.

1.4.3 Stockage haute température pour les procédés solaires

L'énergie solaire thermique peut, comme l'effet frigorifique, être stockée sous forme de chaleur sensible ou latente ou grâce à des procédés à sorption ou chimiques. Dans les paragraphes suivants nous introduisons les principaux systèmes de stockages par chaleur sensible et par chaleur latente mis en œuvre ou en cours de développement pour les systèmes solaires thermiques.

Stockage par chaleur sensible

La grande majorité des centrales solaires exploitées commercialement pour la conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité sont équipées de système de stockage par chaleur sensible. Les matériaux de stockage sont généralement des sels fondus, tel que les mélanges de sels de nitrates. Les échanges thermiques entre la ou les cuves de stockage et le

procédés de captation solaire sont réalisés avec des huiles thermiques comme fluide caloporteur. À titre d'exemple, la centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques Andasol 1 en Espagne (fig. 1.16), d'une puissance de 50 MW_e est équipée d'un système de stockage à deux cuves contenant 28 500 tonnes de sels fondus et permettant à la centrale de fonctionner pendant 6,5 h à pleine puissance en absence d'ensoleillement. L'utilisation de ce type de stockage présente plusieurs avantages :

- les sels fondus ont une capacité calorifique élevée,
- ils sont bien connus car utilisés depuis de nombreuses années dans l'industrie chimique et la métallurgie,
- ils sont plutôt stables et peu chers.

Une autre approche consiste à utiliser des matériaux solides dans les cuves de stockage. Les matières utilisées peuvent être des bétons hautes températures, des céramiques ou des particules naturelles comme le granit, le sable, etc. . . . Ces matériaux ont de faibles conductivités thermiques. Ainsi, pour obtenir des temps de stockage et de déstockage compatibles avec les temps d'ensoleillement et d'arrêt du système, la surface d'échange entre les particules solides et le fluide caloporteur doit être très grande. D'autres matériaux sont actuellement à l'étude tels que les déchets d'amiante vitrifiés. Ils possèdent, des capacités thermiques similaires à celles des bétons hautes températures et proches de celles des sels fondus, des conductivités thermiques trois fois plus élevées que les bétons hautes températures. En outre, ces produits sont très stables jusqu'à 1200 °C et sont peu chers. À ce jour, aucune de ces techniques n'a été mise en œuvre dans des centrales commerciales [101, 102].

Les centrales à tour commerciales PS10 et PS20 en Espagne fonctionnent suivant le principe de la génération directe de vapeur (Direct Steam Generation DSG). Elles sont équipées d'un système de stockage de vapeur à 4 MPa et 250 °C qui permettent de pallier l'absence de rayonnement solaire pendant 0,5 h pour la centrale PS10 et 1 h pour la centrale PS20 [103, 73].

Stockage par chaleur latente

Le stockage par chaleur latente de l'énergie solaire thermique est une technologie prometteuse car elle permet d'obtenir des stockages à haute densité énergétique avec une température de fonctionnement quasi-constante. Cependant il n'y a actuellement aucune centrale solaire commerciale à haute température qui est équipée d'un tel système. Il existe quelques MCP commercialisés à ce jour mais pour des températures inférieures à 170 °C [104]. De nombreux matériaux sont cités dans la littérature pour être utilisés comme MCP pour des applications au dessus de 300 °C. Ces matériaux peuvent être [105] :

- des sels purs à base de nitrates et hydroxydes ($300 < T_{fusion} < 550$ °C),
- des sels purs à base de chlorure et de carbonate ($T_{fusion} > 700$ °C),
- des mélanges eutectiques de sels,
- des métaux,
- des alliages métalliques eutectiques.

Cependant, avant que ces matériaux ne puissent être utilisés dans des applications commerciales, leurs propriétés physiques et chimiques doivent être minutieusement étudiées. Actuellement, seul un petit nombre de matériaux potentiellement utilisables a subi ces études [106]. Cette technique est donc encore à ce jour au stade de la recherche et développement en laboratoire comme le sont les technologies de stockage haute température par des procédés à sorption ou chimiques.

1.5 Réfrigération solaire

1.5.1 Introduction

Les machines de réfrigération solaires sont des systèmes qui utilisent comme source d'énergie principale l'énergie solaire pour produire un effet frigorifique. Du fait de la diversité des systèmes de captation d'énergie solaire et de la variété des machines de réfrigération disponibles, différents couplages peuvent être envisagés pour concevoir ces procédés. Ces machines, en fonction de la technologie des capteurs solaires et de la machine frigorifique, peuvent être utilisées pour satisfaire un large spectre de températures et de puissances frigorifiques, allant du rafraîchissement pour l'habitat au froid industriel.

Dans la littérature, les auteurs s'accordent en général pour classer ces installations en trois voies technologiques distinctes. La première, et actuellement la plus développée, couple des capteurs solaires thermiques à des machines frigorifiques, basées sur des cycles thermodynamiques fermés, capables de produire un effet frigorifique à partir d'énergie thermique. La seconde utilise également des capteurs solaires thermiques mais couplés à des machines frigorifiques qui fonctionnent suivant un cycle ouvert traitant directement l'air du local à refroidir. Enfin, la dernière consiste en l'utilisation de capteurs solaires photovoltaïques pour transformer l'énergie solaire en électricité et alimenter des machines de réfrigération électriques [107].

Il existe différentes technologies de réfrigérateurs électriques parmi lesquelles, les machines à compression mécanique de vapeur qui dominent très largement le marché mondial de la réfrigération. On trouve également des systèmes que l'on pourrait qualifier d'émergents comme les réfrigérateurs à effet Peltier, les réfrigérateurs électromagnétiques ou encore les réfrigérateurs thermoacoustiques, couplé à un moteur linéaire ou à un haut parleur. Malgré l'utilisation massive des machines à compression mécanique de vapeur pour satisfaire le besoin mondial en production frigorifique, leur couplage avec des capteurs solaires photovoltaïques n'est que très peu développé. En effet, on ne trouve guère de travaux de recherche sur cette association et peu d'installations commerciales et industrielles fonctionnent avec cette technologie. Elle rencontre deux difficultés majeures pour se développer, la gestion de la production instationnaire d'électricité des panneaux photovoltaïques mais également le prix de ces derniers qui malgré une nette diminution ces dernières années reste élevé par rapport aux autres technologies de captation solaire [7]. Ces systèmes ne seront pas développés dans ce rapport, cependant à titre d'exemple on peut citer le travail de Nagaradju *et al.* [108]. Ils ont testé cette technologie pour la conservation de 10 tonnes de poissons. Ils ont couplé une surface de capteurs solaires pouvant

produire une puissance crête de 4,4 kW à une machine frigorifique. Ce système a permis de maintenir une température froide de -11 °C avec une charge thermique de 1350 W et à -2,2 °C avec une charge de 2300 W.

Les machines de réfrigération solaire à cycle ouvert, du type dessiccation solide ou liquide, sont des systèmes qui sont adaptés au rafraîchissement ou à la climatisation des bâtiments. En effet, de par leur mode de fonctionnement, qui consiste à sécher de l'air pour ensuite l'humidifier en vaporisant de l'eau ce qui permet d'abaisser sa température sèche, ces machines permettent de refroidir mais également de réguler l'humidité de l'air qui va être introduit dans le bâtiment. Ces systèmes assurent donc le renouvellement de l'air, le rafraîchissement et le contrôle de l'humidité. Ainsi, dans le cas où un important renouvellement d'air et un contrôle de l'humidité sont nécessaires, l'utilisation d'un système solaire à dessiccation s'avère une très bonne option [7]. Cependant, son principe de fonctionnement ne permet pas d'atteindre des températures négatives indispensables pour une utilisation en production de froid industriel.

Parmi les machines de réfrigération solaires thermiques à cycle fermé, on trouve les systèmes tri-thermes à sorption : absorption et adsorption physique ou chimique. Ce sont les technologies de réfrigération solaires les plus matures. En fonction des couples réfrigérant / absorbant ou adsorbant employés, elles peuvent être utilisées pour des applications aussi diverses que le rafraîchissement des bâtiments ou la production de froid industriel. Les machines thermoacoustiques tri-thermes qui couplent un générateur d'onde à un réfrigérateur, sont également des systèmes fermés qui permettent de valoriser l'énergie solaire thermique en vue d'une production frigorifique.

Les machines de réfrigération solaires sont actuellement majoritairement utilisées pour assurer le rafraîchissement ou la climatisation des bâtiments. En 2009, l'Agence Internationale de l'Énergie avait recensé 113 systèmes de rafraîchissement solaire de grandes puissances (≥ 20 kW) et 163 de petites puissances dans le monde, dont 254 en Europe [109]. Parmi les 270 installations recensées, 82 % utilisent des machines à absorption, 11 % des cycles à adsorption, le reste étant des machines à cycle ouvert. Ces unités sont à 45 % équipées de capteurs solaires plans, à 45 % de capteurs solaires sous vide, à 7 % de capteurs plans utilisant de réflecteurs à composés paraboliques et seulement à 3 % de capteurs cylindro-paraboliques. Le nombre d'installations, toutes puissances et toutes technologies confondues, est aujourd'hui estimé à environ 450 unités. L'utilisation de machines de réfrigération solaire pour produire du froid industriel est encore plus anecdotique, la plupart des systèmes qui ont été construits sont des prototypes utilisés par des laboratoires de recherche pour des études scientifiques.

Dans les paragraphes suivants, les critères de performance appliqués aux machines de réfrigération solaire sont introduits, un état de l'art de la réfrigération solaire à température négative et des machines de réfrigération thermoacoustique solaire sont présentés.

1.5.2 Critères de performance des machines de réfrigération solaire

Afin de pouvoir comparer les performances des différents dispositifs de réfrigération solaires entre eux mais également de pouvoir les comparer aux autres systèmes de production

frigorifique, il est important d'utiliser des critères de performance communs.

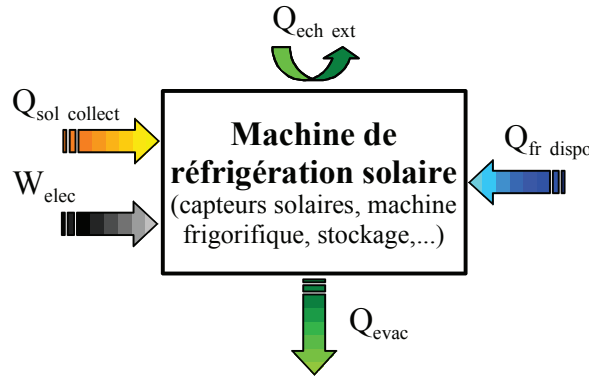


FIGURE 1.31: Systèmes de réfrigération solaire et ses sources d'énergie

Dans la plupart des installations, deux sources d'énergies sont nécessaires pour que le réfrigérateur solaire produise l'énergie frigorifique, l'énergie solaire et l'énergie électrique (pour l'alimentation des pompes, la régulation,...). L'établissement d'un bilan énergétique sur une machine de réfrigération solaire (fig. 1.31) donne :

$$\Delta U_{machine} = Q_{sol\ collect} + W_{elec} + Q_{ech\ ext} + Q_{evac} + Q_{fr\ dispo} \quad (1.34)$$

Ou

- $\Delta U_{machine}$ est la variation d'énergie interne de la machine ;
- $Q_{sol\ collect}$ est l'énergie solaire totale (rayonnement direct plus rayonnement diffus) incident sur le plan du collecteur ;
- W_{elec} est l'énergie électrique totale consommée par tous les auxiliaires, système de suivi solaire, pompes de circulation, régulation, ventilateurs,....
- $Q_{ech\ ext}$ est l'énergie thermique totale échangée avec l'extérieur à travers les parois du système ;
- Q_{evac} est l'énergie thermique totale évacuée par le système à l'ambiance ;
- $Q_{fr\ dispo}$ est l'énergie frigorifique totale nette, c'est-à-dire effectivement disponible dans la zone à réfrigérer, c'est donc "l'effet utile" produit par la machine de réfrigération solaire.

À partir de l'analyse énergétique, deux critères de performance, communément utilisés, peuvent être introduits :

- Le coefficient de performance solaire ($COP_{solaire}$), qui est défini comme le rapport entre l'énergie frigorifique disponible pour l'utilisateur et l'énergie solaire collectée. Cet indicateur permet exclusivement de comparer les différentes technologies de réfrigérateur solaire entre elles puisqu'il ne fait intervenir que l'énergie solaire.

$$COP_{solaire} = \frac{Q_{fr\ dispo}}{Q_{sol\ collect}} \quad (1.35)$$

Afin de pouvoir comparer de manière objective les différents systèmes, il est préférable de considérer dans cette expression l'énergie solaire totale, à savoir celle issue du rayonnement diffus et du rayonnement direct et pas uniquement celle utilisable par le collecteur. En effet, considérer uniquement le rayonnement solaire direct pour un système à concentration a pour effet de favoriser le coefficient de performance de ce dernier au détriment des systèmes sans concentration, pour une même ressource solaire globale.

- Le coefficient de performance électrique (COP_{elec}), qui est défini comme le rapport entre l'effet utile et l'énergie électrique consommée. Ce critère permet de comparer le besoin en énergie électrique des différentes machines de réfrigération solaire mais il peut également être utilisé pour comparer ces dernières aux machines de réfrigération électriques.

$$COP_{elec} = \frac{Q_{fr\ dispo}}{W_{elec}} \quad (1.36)$$

L'énergie solaire est par définition intermittente, du fait de l'alternance jour/nuit, des passages nuageux ou de la variabilité saisonnière,... En fonction des conditions climatiques, le système de réfrigération solaire peut se retrouver, et ce malgré l'utilisation de stockage chaud ou/et froid, dans des conditions de fonctionnement qui ne lui permettent pas de satisfaire la demande en énergie frigorifique. Ainsi pour quantifier l'écart entre le besoin et les capacités du réfrigérateur solaire à satisfaire cette demande en effet frigorifique, deux critères supplémentaires peuvent être utilisés [110] :

- Le taux de couverture en temps, c'est-à-dire le rapport entre le temps où la demande est satisfaite et le temps total de l'expérimentation.

$$\tau_{cov\ temps} = \frac{t_{demande\ satisfaite}}{t_{total}} \quad (1.37)$$

- Le taux de couverture en énergie, qui est défini comme le rapport entre l'énergie effectivement fournie par le système de réfrigération solaire et la demande en énergie frigorifique à satisfaire.

$$\tau_{cov\ energie} = \frac{Q_{fr\ dispo}}{Q_{demande}} \quad (1.38)$$

De nombreux autres critères peuvent être utilisés pour décrire la performance des machines de réfrigération solaire tels que, le rapport entre l'énergie frigorifique produite et la surface au sol occupée par le champ de capteur, le rapport entre l'énergie frigorifique produite et la masse d'eau consommée pour l'évacuation de la chaleur, etc....

1.5.3 État de l'art de la réfrigération solaire thermique

De nombreuses études expérimentales ont été réalisées sur les systèmes de réfrigération solaires, couvrant un large panel de technologies mais également une vaste gamme de températures de fonctionnement. On s'intéressera dans la suite de ce paragraphe, aux installations de réfrigération solaire pour la production de froid à des températures négatives et aux prototypes de machines de production frigorifiques thermoacoustiques solaires, qui ont été testées.

Actuellement, les seuls systèmes de réfrigération solaires thermiques qui ont permis de produire un effet frigorifique à ce niveau de température sont les machines à absorption et à adsorption physique ou chimique. Les principes de fonctionnement de ces machines sont introduits et les dispositifs expérimentaux qui ont été conçus et testés ces quinze dernières années sont référencés.

Principe de fonctionnement des machines à absorption

Les procédés à absorption fonctionnent grâce à la faculté d'un liquide à absorber (réaction exothermique) et à désorber (réaction endothermique) une vapeur. La solubilité de la vapeur dans le liquide est divariante, elle dépend de deux paramètres, la température et la pression. Ces machines fonctionnent avec un fluide de travail binaire dont le plus volatil est le fluide réfrigérant. Les couples (réfrigérant / absorbant) les plus utilisés sont les solutions : eau / bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) pour les applications en froid positif, et ammoniac / eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) pour les applications en froid négatif. Il existe bien d'autres solutions, mais leurs emplois restent pour le moment du domaine de la recherche et du développement.

Une machine à absorption est principalement composée de quatre enceintes (fig. 1.32) : un désorbeur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur. Au niveau du désorbeur, la solution est à haute pression et elle est chauffée afin de désorber le réfrigérant. À la sortie du désorbeur, le réfrigérant pur en phase vapeur circule vers le condenseur alors que la solution liquide pauvre en réfrigérant, circule en direction de l'absorbeur. Au niveau du condenseur, de la chaleur est rejetée vers l'ambiance de manière à condenser le fluide réfrigérant qui passe ainsi de l'état vapeur à l'état liquide. Ce liquide haute pression est ensuite détendu dans le détendeur pour entrer dans l'évaporateur à basse pression. Dans ce dernier, le fluide pompe de la chaleur à la source froide pour s'évaporer. À sa sortie, le réfrigérant est en phase vapeur à basse pression et il circule en direction de l'absorbeur. Dans celui-ci, la solution liquide pauvre en réfrigérant absorbe le réfrigérant en phase vapeur à basse pression. Cette réaction est exothermique et la chaleur est rejetée à l'ambiance. La solution fortement concentrée en réfrigérant passe ensuite dans une pompe pour augmenter sa pression et rejoindre à nouveau le désorbeur.

Ces systèmes consomment de l'énergie thermique pour assurer la désorption du réfrigérant. Dans le cas des systèmes de réfrigération solaire, cette énergie est fournie par des capteurs solaires (fig. 1.32). Ils consomment également du travail mécanique au niveau de la pompe qui permet de faire passer la solution de la zone basse pression (évaporateur + absorbeur) à la zone haute pression (désorbeur + condenseur). Le fluide circulant dans la pompe étant intégralement en phase liquide, le travail de compression est très faible par rapport au compresseur des cycles à compression mécanique de vapeur mais également par rapport à l'énergie thermique consommée au niveau du désorbeur. Les transformations subies par le fluide de travail ont lieu simultanément. Ainsi ces procédés peuvent fonctionner en continu tant que la puissance thermique à la source chaude est suffisante pour alimenter le système.

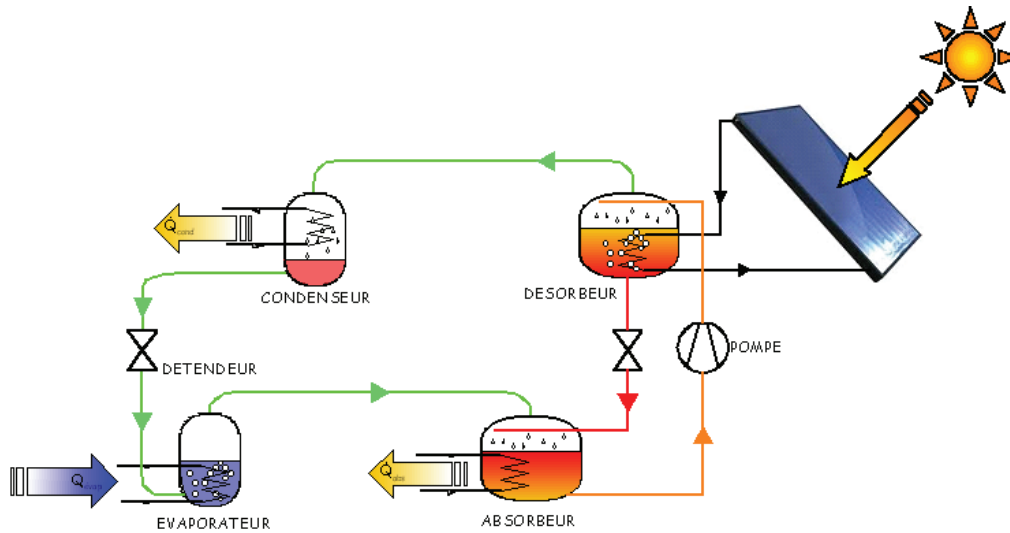


FIGURE 1.32: Schéma de principe d'un réfrigérateur solaire à absorption

Principe de fonctionnement des machines à adsorption physique et chimique

Les procédés à **adsorption physique** fonctionnent grâce à la faculté de certains solides à adsorber (réaction exothermique) et à désorber (réaction endothermique) une vapeur. L'équilibre thermodynamique entre la vapeur et le solide est divariant, il dépend de la pression et de la température. Les liaisons entre les molécules du fluide réfrigérant et le solide sont des liaisons faibles de type Van der Waals [111]. Dans leurs configurations les plus simples les machines de réfrigération à adsorption sont composées de deux enceintes, une contenant le solide et l'autre faisant office de réservoir de fluide frigorigène. La présence d'une phase solide immobile impose un fonctionnement cyclique du procédé dans lequel une phase de régénération doit obligatoirement suivre une phase de production afin de remettre le système en état de produire à nouveau un effet frigorifique. Les couples sorbant / sorbat les plus communément utilisés sont zéolite / eau et silicagel / eau pour les applications à température positive et charbon actif / méthanol pour les applications en froid négatif.

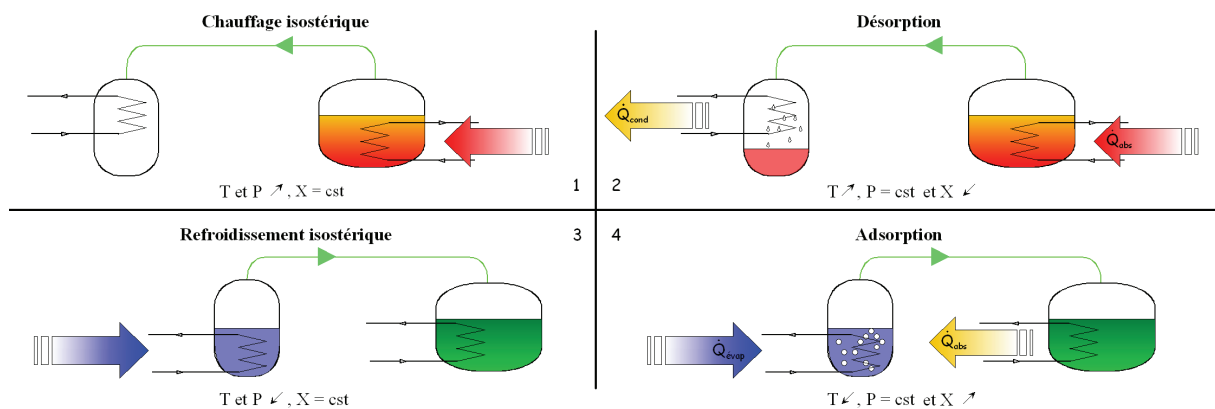


FIGURE 1.33: Schéma de principe d'un réfrigérateur à adsorption

Le fonctionnement de ces machines peut être dissocié en quatre phases [112]. Comme on s'intéresse au système à adsorption fonctionnant à partir d'énergie solaire, nous allons décrire le

cycle de fonctionnement depuis le matin. À ce moment, la production frigorifique vient d'avoir lieu et le système doit être régénéré. L'énergie solaire chauffe le sorbant et provoque une légère désorption du sorbat qui va progressivement pressuriser l'ensemble du dispositif. Cette étape rapide consomme peu de chaleur et désorbe une quantité tellement faible de sorbat qu'elle peut être considérée comme isostérique (c'est à dire à composition donc à rapport sorbant / sorbat (X) constant). La pression augmente jusqu'à atteindre la pression de saturation à la température du condenseur, à ce moment la condensation du sorbat débute. La pression dans le système se stabilise à la pression de saturation à la température du condenseur et la désorption proprement dite débute. Pour mener cette deuxième étape, de l'énergie thermique est consommée pour chauffer le sorbant. Dans le cas d'un système solaire cette énergie est fournie par la captation du rayonnement solaire. Cette phase s'achève lorsque le désorbant atteint sa température maximale ce qui correspond dans le système solaire à la fin de la période d'ensoleillement. La troisième étape, assez similaire à la première, consiste en une dépressurisation en suivant une isostère (composition constante) à cause du refroidissement du système. Lorsque ce dernier atteint la pression de saturation à la température de l'évaporateur, le fluide commence à s'évaporer en pompant de la chaleur et donc la phase de production frigorifique débute. Dans le cas d'une application solaire, cette étape se déroule la nuit. Le solide contenu dans l'enceinte adsorbe alors le gaz en provenance de l'évaporateur en évacuant la chaleur d'adsorption à la température ambiante. L'adsorption s'achève lorsque la température ambiante est atteinte dans le solide et que ce dernier est saturé en fluide frigorigène.

Les procédés à **adsorption chimique** fonctionnent grâce à la faculté de certains solides à réagir chimiquement avec une vapeur. La réaction doit être renversable, c'est-à-dire qu'après une phase de synthèse du gaz par le solide (réaction exothermique) et une phase de décomposition de la vapeur par le réactif (réaction endothermique), les réactifs retrouvent leur état et leur composition initiale. L'équilibre thermodynamique entre le fluide et le sorbant est mono-variant (dépend uniquement de la température) pour la plupart des couples réactif/fluide frigorigène utilisés. La sorption chimique implique des liaisons plus fortes que la sorption physique entre le fluide et le sorbant, de type liaisons ioniques ou covalentes, avec transformation de la structure chimique des molécules du sorbant [111]. Les machines de réfrigération à chimie-sorption sont, comme celles à adsorption physique, composées de deux enceintes, une contenant le sorbant solide et l'autre faisant office de réservoir pour le fluide frigorigène. Le mode de fonctionnement est identique à celui des systèmes à adsorption physique. On retrouve ainsi un cycle thermodynamique à quatre phases : chauffage - pressurisation, décomposition - condensation, refroidissement - dépressurisation et synthèse - évaporation [112].

Pour la gestion des différentes phases, les machines à adsorptions peuvent fonctionner avec ou sans vannes entre les différentes enceintes. Dans la configuration sans vanne, le contrôle du procédé est plus délicat mais ces systèmes ont l'avantage d'être extrêmement simples et de ne comporter aucune pièce mobile. Ils génèrent donc très peu de nuisances sonores et sont très fiables.

Dispositifs expérimentaux à sorption réalisés

On s'intéresse dans ce paragraphe aux systèmes de réfrigération solaire qui ont été construits et testés pour des applications en froid négatif ces quinze dernières années.

Tamainot et Critoph (1997) [113] ont testé une machine de réfrigération à adsorption utilisant le couple ammoniac / charbon actif. Ils ont produit, grâce à ce système, un effet frigorifique à $-19,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec une température de source chaude égale à $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une température de condensation de $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec un coefficient de performance solaire $COP_{solaire}$ de 0,12.

Erhard *et al.* (1997) [114, 115] ont étudié un réfrigérateur à adsorption chimique utilisant le couple ammoniac / chlorure de strontium, couplé à un capteur solaire de faible concentration ($C_g = 1,36$) de $0,844\text{ m}^2$. Ce système a permis, avec un $COP_{solaire}$ variant entre 0,045 et 0,082, de produire un effet frigorifique à une température proche de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec une température de source chaude de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une température au condenseur d'environ $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Sumathy et Zhongfu (1999) [116] ont développé un réfrigérateur à adsorption qui fonctionne avec le couple méthanol / charbon actif, couplé à un collecteur solaire plan de $0,92\text{ m}^2$. Ce système a produit 4-5 kg de glace par jour en collectant entre 17 et 19 MJ/m² de rayonnement solaire avec un $COP_{solaire}$ compris entre 0,1 et 0,12.

Li *et al.* (2002) [117] ont étudié une réfrigérateur à adsorption utilisant le couple méthanol / charbon actif couplé à une capteur solaire plan de $1,5\text{ m}^2$. Ce dispositif a produit quotidiennement entre 7 et 10 kg de glace par jour en collectant 28 à 30 MJ d'énergie solaire. Cette production frigorifique est réalisée avec un $COP_{solaire}$ compris entre 0,12 et 0,14.

Li *et al.* (2004) [118] ont développé un réfrigérateur solaire composé d'une machine à adsorption sans vanne qui utilise le couple méthanol / charbon actif et un capteur solaire plan de 1 m^2 . Cette machine a produit sur une journée 4,5 kg de glace, en collectant 17,1 MJ d'énergie solaire, avec un $COP_{solaire}$ de 0,13.

Khattab (2004) [119] a construit et testé une machine de réfrigération solaire, qu'il a qualifiée de simple et bon marché, utilisant une machine à adsorption méthanol / charbon actif. Différentes configurations du système ont été testées. Dans le meilleur des cas la machine a produit 0,28 kg de glace à $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur une journée avec une température chaude de $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ et une température de condensation de $33\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dans ces conditions le $COP_{solaire}$ et le $COP_{machine}$ sont respectivement égaux à 0,159 et 0,505.

Luo *et al.* (2005) [120] ont étudié durant 83 jours ensoleillés les performances d'un réfrigérateur à adsorption fonctionnant avec le couple méthanol / charbon, couplé à un capteur solaire plan de $1,2\text{ m}^2$. Pendant ces jours d'essais, la machine a produit entre 3,2 et 6,5 kg de glace en absorbant entre 15 et 23 MJ/m² de rayonnement solaire avec un $COP_{solaire}$ compris entre 0,083 et 0,127.

Lepierres *et al.* (2005) [121, 122, 123, 111] ont conçu, construit et testé un réfrigérateur solaire couplant une machine à sorption chimique qui utilise comme mélange réactif le couple $BaCl_2$ / ammoniac et deux capteurs solaires plans de 2 et 4 m^2 . Une campagne expérimentale de 93 jours a été menée permettant de produire un effet frigorifique à des températures inférieures à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ pendant 72 % des nuits avec un $COP_{solaire}$ moyen sur cette période de 0,031.

Zhao *et al.* (2008) [124] ont construit et testé un réfrigérateur à adsorption qui utilise le couple méthanol / charbon actif avec l'adsorbant placé dans un collecteur solaire sous vide. Les performances sont rapportées sur trois jours consécutifs de fonctionnement, avec une température chaude maximal d'environ 110 °C et une température ambiante entre 14,6 °C et 20,2 °C. Dans ces conditions de fonctionnement la machine a produit quotidiennement entre 87,5 et 98,9 kJ de froid à des température entre -3 et -5 °C avec un $COP_{solaire}$ compris entre 0,114 et 0,121.

Rivera *et al.* (2011) [125, 126] ont développé un réfrigérateur solaire composé d'une machine à absorption discontinue ammoniac / nitrate de lithium et d'un capteur solaire cylindro-parabolique de 2,54 m² d'ouverture avec une facteur de concentration géométrique de 3,3. Cette machine a produit sur une journée 8 kg de glace avec une température d'évaporation de -11 °C et un $COP_{solaire}$ de 0,08. Ils ont également étudié les performances de cette machine en utilisant un mélange ammoniac / nitrate de lithium / water. Avec ce dernier, la machine a atteint la température froide de -8 °C avec un $COP_{solaire}$ compris entre 0,066 et 0,093.

Prototypes de machine de réfrigération thermoacoustique solaire

La valorisation de l'énergie solaire pour produire un effet frigorifique est une des applications potentielles des machines de réfrigération thermoacoustique. Cependant actuellement, on ne recense que très peu d'études expérimentales sur des réfrigérateurs thermoacoustiques solaires.

Chen (2001) [127] a été le premier à concevoir et à tester un réfrigérateur thermoacoustique solaire. Le dispositif étudié consiste en un générateur d'onde et un réfrigérateur à onde stationnaire couplé à un concentrateur parabolique. Le prototype avait été conçu pour produire une puissance frigorifique de 50 W à des températures négatives. Le rayonnement solaire concentré est directement absorbé par le milieu poreux du générateur d'onde. Cette solution technologique permet de s'affranchir de l'utilisation d'un échangeur chaud mais elle nécessite l'installation d'un vitrage pour que le rayonnement solaire pénètre dans la machine. Lors des tests, les expérimentateurs ont rencontré des problèmes d'étanchéité au niveau du résonateur qu'ils n'ont pas réussi à résoudre. A cause de ces fuites de fluide de travail, les performances de la machine obtenue expérimentalement sont bien inférieures aux objectifs de dimensionnement. La machine a produit 6,2 W à 28,5 °C avec une température aux niveaux des échangeurs à température ambiante de 30 °C et une température de source chaude de 550 °C. Un dispositif de stockage frigorifique par chaleur latente avait été conçu pour être couplé au réfrigérateur. Cependant, il n'a pas pu être testé car les faibles performances de la machine n'ont pas permis d'atteindre la température de cristallisation du matériau à changement de phase.

Adeff et Hoffer (2000) [128] ont étudié le couplage entre une machine de réfrigération thermoacoustique composée d'un générateur d'onde et d'un réfrigérateur à onde stationnaire et un concentrateur solaire à réfraction de type lentille de Fresnel de 0,457 m de diamètre. Comme pour le dispositif étudié par Chen, le rayonnement solaire concentré est directement absorbé par le milieux poreux du générateur d'onde. Le système a été testé avec un flux solaire

d'environ 650 W/m^2 , il a produit $2,5 \text{ W}$ de puissance frigorifique à $5 \text{ }^\circ\text{C}$ avec des températures des échangeurs ambiants de $23 \text{ }^\circ\text{C}$ et une températures de source chaude de $475 \text{ }^\circ\text{C}$.

La société Aster Thermoakoestische Systemen [129] a conçu une machine de réfrigération thermoacoustique tri-therme qui fonctionne à des températures de source chaude d'environ $160 \text{ }^\circ\text{C}$. Elle est composée d'un générateur d'onde multi-étages couplé à un réfrigérateur thermoacoustique. La température de source chaude nécessaire au fonctionnement de cette machine est compatible avec l'utilisation de capteurs solaires à tube sous vide. La société Aster travaille actuellement avec un fabricant de capteurs sous vide, pour concevoir et fabriquer un prototype qui devrait être testé au cours de l'année 2012.

1.6 Conclusion

Les machines de réfrigération thermoacoustiques ont fait l'objet de nombreuses études expérimentales ces dernières années mais à ce jour, aucune n'a été commercialisée. Ces machines peuvent être classées en fonction du type d'onde mis en œuvre et de la source acoustique utilisée, qui conditionne le type d'énergie nécessaire à leur fonctionnement (électrique ou thermique). Les machines à onde progressive, de part le cycle thermodynamique qu'elles mettent en œuvre, permettent d'obtenir des performances plus élevées que celles à onde stationnaire. Cependant, leur conception et leur fabrication est plus complexe (forme du résonateur acoustique). Le couplage entre un générateur d'onde thermoacoustique et un réfrigérateur thermoacoustique forme une machine frigorifique tri-therme capable de transformer l'énergie thermique issue d'une source chaude en effet frigorifique. Dans ce cas, l'énergie consommée à la source chaude peut alors être issue du rayonnement solaire.

Comme nous l'avons vu dans ce chapitre, la ressource solaire est extrêmement importante et il existe différents procédés pour collecter cette énergie. Les procédés par concentrations sont, pour des raisons de température de fonctionnement, les plus adaptés à la conversion thermodynamique de l'énergie solaire que ce soit pour la production d'électricité ou de froid. Parmi ces systèmes, les concentrateurs ponctuels sont ceux qui permettent d'atteindre les plus hauts taux de concentration et donc les températures les plus élevées au niveau de l'absorbeur.

Les différentes techniques de stockage de l'énergie thermique ont été présentées. Actuellement, les systèmes de stockage qui sont les plus utilisés sont les procédés qui stockent l'énergie sous forme de chaleur sensible ou de chaleur latente. Le stockage par chaleur latente présente l'avantage d'une densité de stockage importante à une température fixe qui est celle du changement de phase du matériau utilisé. Cette technologie est mature et commercialisée pour le stockage frigorifique mais elle est encore au stade de la recherche pour les températures supérieures à $300 \text{ }^\circ\text{C}$.

Le systèmes solaires de production de froid sont aujourd'hui principalement mis en œuvre pour assurer le rafraîchissement ou la climatisation des bâtiments. On dénombre très peu d'installations pour la production de froid à température négative. Les systèmes qui ont été étudiés à ce jour sont principalement basés sur la technologie des réfrigérateurs tri-thermes à sorption.

Chapitre 2

Définition du procédé

2.1 Introduction

Le travail entrepris dans le cadre du projet TACSOL intègre le développement d'outils de dimensionnement pour les systèmes de réfrigération thermoacoustiques solaires et la conception et la fabrication d'un prototype expérimental.

Dans ce chapitre, nous proposons la description d'un modèle statique qui permet de décrire le fonctionnement de l'ensemble du procédé. Ce dernier peut être utilisé pour déterminer les performances d'une installation existante ou pour aider au dimensionnement des éléments du procédé. Il est ici utilisé pour réaliser la mise au point d'un système pour satisfaire un besoin défini en froid. Une étude de sensibilité paramétrique est ensuite présentée. Enfin, un dimensionnement mensuel est proposé.

La conception et la fabrication du prototype a mobilisé les différents membres du projet TACSOL. Chacun des sous-systèmes a été conçu, par un des membres du projet, en fonction de ces contraintes de fonctionnement propre mais également en considérant son intégration dans le procédé global. Une description du prototype est réalisée dans la deuxième partie de ce chapitre à travers l'analyse des choix technologiques qui ont été mis en œuvre pour la conception de chacun des sous-systèmes.

2.2 Analyse énergétique d'une machine de réfrigération thermoacoustique solaire

2.2.1 Modélisation

Nous considérons dans ce modèle un réfrigérateur thermoacoustique solaire (fig. 2.1) composé d'un concentrateur solaire, d'une cavité absorbeur, d'un générateur d'onde thermoacoustique, d'un résonateur, d'un réfrigérateur thermoacoustique et d'un système de stockage frigorifique. Les échanges d'énergies entre les différents sous-systèmes sont représentés dans la figure 2.2.

Le concentrateur solaire et la cavité absorbeur

Pour que l'axe du concentrateur reste parallèle aux rayons solaires durant toute la période d'ensoleillement, le concentrateur solaire est équipé d'un système de suivi du soleil suivant deux axes. Le rayonnement solaire qui traverse l'ouverture du concentrateur est issu des deux composantes de ce dernier, le rayonnement direct et le diffus. Dans ces conditions l'énergie solaire quotidienne disponible à l'entrée du concentrateur ($Q_{sol\ dispo}$), est déterminée par :

$$Q_{sol\ dispo} = I_{global} A_{ouv\ conc} \quad (2.1)$$

Où I_{global} est l'irradiation solaire globale quotidienne moyenne dans un plan avec un suivi solaire suivant deux axes, $A_{ouv\ conc}$ est la surface d'ouverture du concentrateur.

Avec la technologie des capteurs solaires à concentration, seule la composante directe du rayonnement solaire peut être valorisée. Nous supposons que la réflectivité du miroir (χ) est

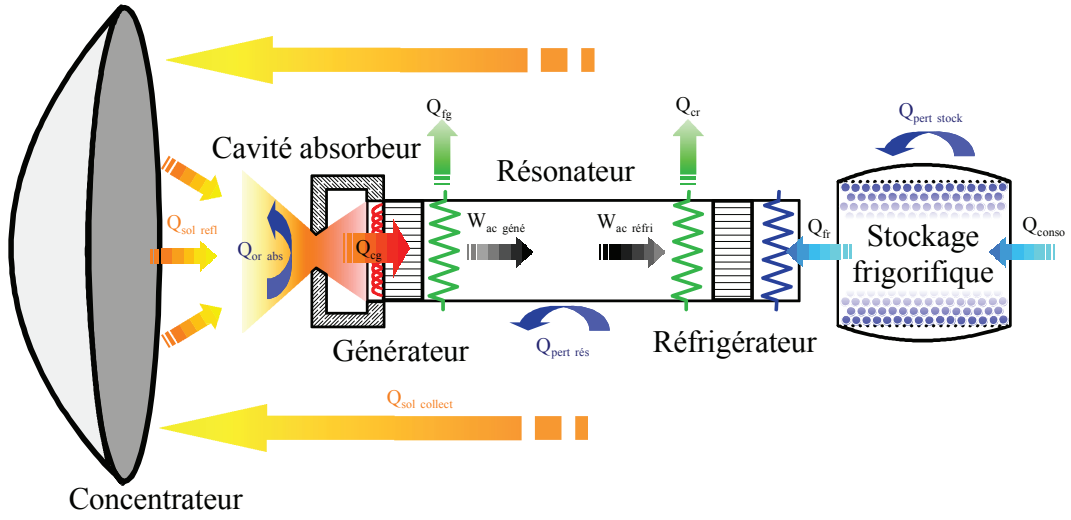


FIGURE 2.1: Représentation schématique des éléments du réfrigérateur thermoacoustique solaire considérés dans la modélisation statique

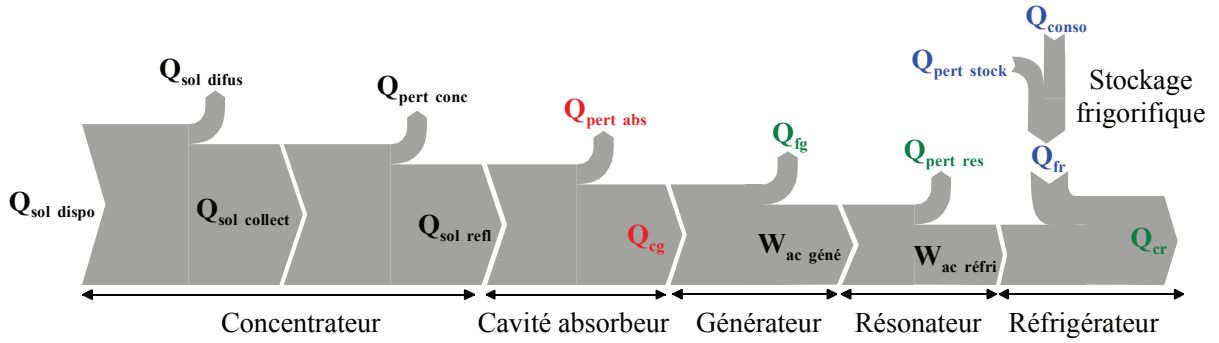


FIGURE 2.2: Flux d'énergie entre les éléments du réfrigérateur thermoacoustique solaire considérés dans la modélisation statique

uniforme sur toute la surface du concentrateur. Avec ces hypothèses, l'énergie utile quotidiennement collectée par le concentrateur ($Q_{sol\ collect}$) et celle réfléchiée ($Q_{sol\ refl}$) par ce dernier sont respectivement calculées par :

$$Q_{sol\ collect} = I_{direct} A_{ouv\ conc} \quad (2.2)$$

et

$$Q_{sol\ refl} = \chi Q_{sol\ collect} \quad (2.3)$$

Où I_{direct} représente l'irradiation solaire directe quotidienne moyenne dans un plan avec un suivi solaire suivant deux axes.

Le taux de concentration géométrique du concentrateur solaire (C_g) est défini comme le rapport de l'aire de l'ouverture du concentrateur $A_{ouv\ conc}$ et celle de la tache focale (voir 1.3.2). Nous considérons la surface de l'orifice de la cavité réceptrice $A_{or\ abs}$ comme égale à la surface de la tache focale dans le plan focal. La surface de l'orifice de l'absorbeur est alors déterminée par :

$$A_{or\ abs} = \frac{A_{ouv\ conc}}{C_g} \quad (2.4)$$

La cavité absorbeur reçoit le rayonnement solaire concentré réfléchi par le concentrateur ($Q_{sol\ refl}$). Une partie de cette énergie est échangée avec le milieu ambiant sous forme de pertes thermiques ($Q_{pert\ abs}$) et l'autre partie est transmise au fluide de travail au niveau de l'échangeur chaud du générateur d'onde thermoacoustique (Q_{cg}). Le bilan thermique en régime stationnaire associé à l'absorbeur nous donne :

$$Q_{sol\ refl} + Q_{cg} + Q_{pert\ abs} = 0 \quad (2.5)$$

Nous supposons que les parois de la cavité réceptrice sont parfaitement isolées. Les pertes thermiques de la cavité sont donc uniquement liées aux échanges convectifs et radiatifs entre l'orifice de cette dernière et le milieu ambiant. La température de la cavité (T_{abs}) est supposée uniforme. Avec ces hypothèses, les pertes de la cavité sont calculées par :

$$Q_{pert\ abs} = A_{or\ abs} [\alpha_{or\ abs} (T_{abs} - T_{amb}) + \varepsilon_{or\ abs} \sigma (T_{abs}^4 - T_{amb}^4)] \quad (2.6)$$

Où $\varepsilon_{or\ abs}$ est l'émissivité de l'orifice de l'absorbeur, σ est la constante de Stefan-Boltzmann et $\alpha_{or\ abs}$ est le coefficient d'échange convectif entre l'orifice et le milieu ambiant. Ce dernier est calculé par la corrélation proposée par Penot et Le Quéré [130] :

$$Nu = a Gr^b \quad (2.7)$$

et

$$\alpha_{or\ abs} = \frac{Nu \lambda_{air}}{d_{or\ abs}} \quad (2.8)$$

Où Nu est le nombre de Nusselt, Gr est le nombre de Grashof calculé avec les propriétés physiques de l'air à T_{amb} , λ_{air} est la conductivité thermique de l'air à T_{amb} , $d_{or\ abs}$ est le diamètre de l'orifice de la cavité absorbeur et a et b sont des coefficients empiriques déterminés en fonction de l'angle entre la cavité et la plan tangent au sol. Pour un angle de 45° , on a $a = 0,0605$ et $b = 0,316$.

Le rendement de l'absorbeur (η_{abs}) est calculé par le rapport entre l'énergie transmise au fluide de travail de la machine thermoacoustique (Q_{cg}) et l'énergie solaire absorbée par la cavité qui est, dans ce cas, égale à l'énergie solaire réfléchi par le concentrateur ($Q_{sol\ refl}$).

$$\eta_{abs} = \frac{|Q_{cg}|}{|Q_{sol\ refl}|} \quad (2.9)$$

Le rendement de l'ensemble, concentrateur et absorbeur solaire, appelé rendement de collecteur ($\eta_{collect}$) est défini comme le rapport entre la chaleur transmise au fluide de travail (Q_{cg}) et l'énergie disponible à l'entrée du concentrateur ($Q_{sol\ dispo}$).

$$\eta_{collect} = \frac{|Q_{cg}|}{|Q_{sol\ dispo}|} \quad (2.10)$$

La machine de réfrigération thermoacoustique

Le générateur d'onde absorbe de la chaleur au niveau de sa source chaude (Q_{cg}), en convertit une partie en travail acoustique ($W_{ac\ géné}$) et rejette de l'énergie thermique à sa source froide (Q_{fg}). L'application du premier principe de la thermodynamique en régime établi sur cet élément nous donne :

$$0 = Q_{cg} + Q_{fg} + W_{ac\ géné} \quad (2.11)$$

Le rendement du générateur d'onde thermoacoustique est calculé par le rapport entre le travail acoustique produit ($W_{ac\ géné}$) et l'énergie absorbée au niveau de l'échangeur chaud (Q_{cg}). Il peut également être défini comme le produit du rendement de Carnot ($\eta_{c\ géné}$) et du rendement second principe du générateur ($\eta_{II\ géné}$). Nous considérons que la température de la source chaude du générateur thermoacoustique est égale à celle de l'absorbeur (T_{abs}) et que celle de l'échangeur froid du générateur est égale à la température ambiante (T_{amb}). Le rendement du générateur d'onde se calcule donc par :

$$\eta_{géné} = \frac{W_{ac\ géné}}{Q_{cg}} = \eta_{III\ géné} \eta_{c\ géné} = \eta_{II\ géné} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{abs}}\right) \quad (2.12)$$

Le travail acoustique qui transite par le résonateur est en partie dégradé en énergie thermique à cause des frottements visqueux. Cette énergie thermique ($Q_{perte\ rés}$) est évacuée, à travers la paroi du résonateur, vers l'ambiance. L'établissement du bilan thermique en régime stationnaire sur ce sous-système donne :

$$W_{ac\ géné} + W_{ac\ réfri} + Q_{perte\ rés} = 0 \quad (2.13)$$

Le rendement du résonateur (η_{res}), est défini comme le rapport entre le travail acoustique en entrée du réfrigérateur et celui à la sortie du générateur d'onde.

$$\eta_{res} = \frac{|W_{ac\ réfri}|}{|W_{ac\ géné}|} \quad (2.14)$$

Le réfrigérateur thermoacoustique consomme le travail acoustique que lui fournit le résonateur ($W_{ac\ réfri}$), pour pomper de la chaleur à sa source froide (Q_{fr}) et en rejeter à sa source chaude (Q_{cr}). L'écriture du bilan énergie en régime stationnaire sur ce composant donne :

$$W_{ac\ réfri} + Q_{fr} + Q_{cr} = 0 \quad (2.15)$$

Nous considérons que la température de la source chaude du réfrigérateur est égale à la température ambiante (T_{amb}). La température de la source froide (T_{fr}) est, elle, calculée à partir de la température de consommation de l'effet frigorifique (T_{conso}) par l'équation suivante, $T_{fr} = T_{conso} - \Delta T_{conso-fr}$. Où $\Delta T_{conso-fr}$, est la différence de température entre la source froide et la température de consommation ; elle est utilisée dans ce modèle pour prendre en considération les différents échanges thermiques entre l'échangeur froid du réfrigérateur et le milieu à refroidir. Le Coefficient Opérationnel de Performance du réfrigérateur ($COP_{réfri}$) peut

être calculé en divisant la puissance absorbée à la source froide (Q_{fr}) par la puissance acoustique en entrée du réfrigérateur ($W_{acréfri}$), mais il peut également être défini comme le produit du COP de Carnot ($COP_{c\text{réfri}}$) et du rendement second principe du réfrigérateur ($\eta_{II\text{réfri}}$).

$$COP_{réfri} = \frac{|Q_{fr}|}{|W_{acréfri}|} = \eta_{II\text{réfri}} COP_{c\text{réfri}} = \eta_{II\text{réfri}} \frac{T_{fr}}{T_{amb} - T_{fr}} \quad (2.16)$$

Le rapport entre l'énergie thermique pompée à la source froide (Q_{fr}) et celle absorbée à la source chaude (Q_{cg}), nous donne le $COP_{machine}^{3T}$, c'est-à-dire celui de l'ensemble constitué du générateur d'onde, du résonateur et du réfrigérateur (voir 1.2.2). Il est également égal au produit du rendement ou du COP des différents sous-systèmes qui constituent la machine de réfrigération thermoacoustique ($\eta_{géné}$, η_{res} et $COP_{réfri}$).

$$COP_{machine}^{3T} = \frac{Q_{fr}}{Q_{cg}} = \eta_{géné} \eta_{res} COP_{réfri} \quad (2.17)$$

Le stockage frigorifique

L'effet frigorifique produit par le réfrigérateur (Q_{fr}) est en partie consommé pendant le temps de production, c'est la consommation directe ($Q_{conso\text{direct}}$), alors que l'autre partie est stockée (Q_{stock}) pour satisfaire la demande en froid quand le réfrigérateur ne fonctionne pas (absence d'ensoleillement). Le stockage thermique permet de dissocier les temps de production des temps de consommation. Cependant, cet élément (généralement volumineux par rapport aux autres sous-systèmes) introduit des apports thermiques liés aux échanges entre la paroi du stock et le milieu ambiant. L'effet frigorifique qui a été stocké durant la phase de production (Q_{stock}) est en partie consommé par les apports thermiques ($Q_{pert\text{stock}}$) alors que l'autre partie est consommée par la charge thermique lorsque le réfrigérateur ne fonctionne pas, c'est la consommation différée ($Q_{conso\text{dif}}$). Le bilan thermique en régime stationnaire sur la cuve de stockage, donne :

$$0 = Q_{fr} + Q_{conso\text{direct}} + Q_{conso\text{dif}} + Q_{pert\text{stock}} = Q_{fr} + Q_{conso\text{direct}} + Q_{stock} \quad (2.18)$$

L'énergie totale consommée est la somme de la consommation directe et de la consommation différée, $Q_{conso} = Q_{conso\text{direct}} + Q_{conso\text{dif}}$. On considère une puissance frigorifique à fournir ($\dot{Q}_{conso}$) constante. En introduisant le temps d'ensoleillement quotidien moyen sur la période simulée (t_{ensol}), l'énergie frigorifique consommée pendant le temps de production et celle consommée pendant le temps d'arrêt de la machine frigorifique peuvent être calculées respectivement par :

$$Q_{conso\text{direct}} = \dot{Q}_{conso} t_{ensol} \quad (2.19)$$

et

$$Q_{conso\text{dif}} = \dot{Q}_{conso} (t_{jour} - t_{ensol}) \quad (2.20)$$

Le rendement du stockage frigorifique (η_{stock}) est défini comme le rapport entre l'énergie consommée quand le réfrigérateur n'est pas en fonctionnement et l'effet frigorifique stocké :

$$\eta_{stock} = \frac{Q_{conso\ dif}}{Q_{stock}} = 1 - \frac{Q_{pert\ stock}}{Q_{stock}} \quad (2.21)$$

En introduisant la densité énergétique du stockage frigorifique (β_{stock}), il est alors possible de calculer le volume minimal de stockage pour fournir une puissance frigorifique continue. Il représente le volume minimal à mettre en œuvre pour pourvoir fournir durant 24 h une puissance frigorifique constante.

$$V_{stock\ min} = \frac{Q_{stock}}{\beta_{stock}} \quad (2.22)$$

Performance globale et puissance de la machine

On définit le $COP_{solaire}$ de l'installation comme le rapport entre l'effet frigorifique consommé (Q_{conso}) et l'énergie solaire disponible à l'ouverture du concentrateur solaire ($Q_{sol\ dispo}$) (voir 1.5.2).

$$COP_{solaire} = \frac{Q_{conso}}{Q_{sol\ dispo}} \quad (2.23)$$

On considère que la machine de réfrigération thermoacoustique ne fonctionne que pendant le temps d'ensoleillement ; il est donc possible de calculer la puissance moyenne à fournir à la source chaude ($\dot{Q}_{cg}$) et la puissance frigorifique moyenne produite ($\dot{Q}_{fr}$) respectivement par :

$$\dot{Q}_{cg} = \frac{Q_{cg}}{t_{ensol}} \quad (2.24)$$

et

$$\dot{Q}_{fr} = \frac{Q_{fr}}{t_{ensol}} \quad (2.25)$$

2.2.2 Simulation – Résultats

À partir des équations du modèle statique présenté dans la section précédente, un outil de simulation a été développé dans l'environnement EES (Engineering Equation Solver). Ce dernier est utilisé dans ce paragraphe pour réaliser des calculs de dimensionnement d'installations en considérant différentes configurations et différentes conditions de fonctionnement.

Conditions de simulation

L'objet de cette étude est d'évaluer l'intérêt de l'utilisation d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à une cuve de stockage frigorifique pour satisfaire un besoin défini en effet frigorifique avec des conditions météorologiques particulières. Nous avons choisi comme conditions d'ensoleillement et climatiques les données météorologiques fournies par le logiciel CALSOL [131], pour la ville de Perpignan (France). Afin de définir un cas standard, nous avons déterminé les ordres de grandeur des paramètres d'entrées à partir des études bibliographiques que nous avons menées sur les collecteurs solaires (voir 1.3), les machines thermoacoustiques

(voir 1.2.4 et 1.5.3) et les stockages frigorifiques (voir 1.4.2). Ces paramètres d'entrées et les ordres de grandeur considérés sont résumés dans le tableau 2.1.

Le besoin frigorifique à satisfaire est une puissance frigorifique constante de 250 W à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ce qui correspond approximativement aux apports thermiques d'une chambre froide de petite dimension (environ 1 m^3) destinée à la conservation à basse température des aliments [132].

TABLE 2.1: Données d'entrées des simulations statiques simplifiées

Paramètres d'entrées	Cas standard	Gamme de variation
Irradiation quotidienne globale (I_{global})	6,18 kWh/m ²	
Irradiation quotidienne directe (I_{direct})	4,36 kWh/m ²	
Temps moyen d'ensoleillement quotidien (t_{ensol})	6,81 h	
Température ambiante (T_{amb})	15,4 °C	
Puissance frigorifique à fournir ($\dot{Q}_{conso}$)	250 W	
Température de consommation de la puissance frigorifique (T_{conso})	- 20 °C	
Température de l'absorbeur (T_{abs})	700 °C	[200 - 1 000 °C]
Écart de température entre l'échangeur froid et la consommation ($\Delta T_{conso-fr}$)	10 K	[0 - 20 K]
Réflexivité du concentrateur (χ)	0,92	
Taux de concentration (C_g)	1 500	[50 - 2 000]
Rendement second principe du générateur ($\eta_{II\text{ géné}}$)	0,2	
Rendement de transmission du résonateur (η_{res})	0,6	
Rendement second principe du réfrigérateur ($\eta_{III\text{ réfri}}$)	0,3	
Rendement du stockage et circuit froid (η_{stock})	0,8	
Densité énergétique du stockage (β_{stock})	40 kW.h/m ³	

Nous supposons constants : les rendements second principe du générateur d'onde et du réfrigérateur thermoacoustique, le rendement du résonateur et le rendement du stockage frigorifique. En outre, les simulations ont été réalisées en considérant que l'orifice de la cavité absorbeur rayonne comme un corps noir à la température de cette dernière sur l'environnement ($\varepsilon_{or\text{ abs}} = 1$).

Cas standard

Les paramètres de dimensionnement obtenus à partir de la simulation réalisée avec le modèle stationnaire dans les conditions du cas standard sont résumés dans le tableau 2.2. Pour satisfaire la demande constante en puissance frigorifique de 250 W en considérant les conditions météorologiques annuelles moyennes de la ville de Perpignan, la surface d'ouverture du concentrateur ($A_{ouv\text{ conc}}$) doit être de 13,9 m² (diamètre d'environ 4,2 m dans le cas d'une ouverture circulaire), ce qui implique, avec le taux de concentration imposé, une surface d'ouverture de la cavité absorbeur ($A_{or\text{ abs}}$) de $9,23 \cdot 10^{-3}\text{ m}^2$ (diamètre d'environ 0,11 m dans le cas d'une ouver-

ture circulaire). Dans ces conditions, le volume minimal de stockage ($V_{stock\ min}$) pour assurer la disponibilité de la puissance frigorifique durant 24 h est de 0,134 m³. La puissance thermique consommée à la source chaude ($\dot{Q}_{cg}$) est de 7 659 W pour produire une puissance frigorifique ($\dot{Q}_{fr}$) de 1 039 W. Cette dernière est plus de quatre fois supérieure à la puissance frigorifique consommée. Cette différence s'explique par le fait que la période de production est bien plus courte que celle de consommation et qu'une partie de l'effet frigorifique produit est consommé par les apports thermiques au niveau du système de stockage.

TABLE 2.2: Résultats du pré-dimensionnement d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire pour satisfaire une demande en puissance frigorifique constante de 250 W à -20 °C dans les conditions d'ensoleillement annuel moyen de Perpignan

Caractéristique	Valeur
Surface d'ouverture du concentrateur ($A_{ouv\ conc}$)	13,9 m ²
Surface d'ouverture de la cavité réceptrice ($A_{or\ abs}$)	9,23.10 ⁻³ m ²
Volume minimal de la cuve de stockage ($V_{stock\ min}$)	0,134 m ³
Puissance thermique échangée à l'échangeur chaud du générateur ($\dot{Q}_{cg}$)	7 659 W
Puissance thermique échangée à l'échangeur froid du réfrigérateur ($\dot{Q}_{fr}$)	1 039 W

Les flux d'énergie échangés entre les éléments calculés lors de la simulation sont représentés dans la figure 2.3. Pour fournir les 21,6 MJ d'effet frigorifique consommés à -20 °C (Q_{conso}), la machine thermoacoustique produit 25,5 MJ de froid au niveau du réfrigérateur (Q_{fr}) en consommant 187,8 MJ d'énergie thermique à sa source chaude (Q_{cg}) et en rejetant à la source intermédiaire 161,3 MJ au niveau du générateur (Q_{fg}) et 41,4 MJ au réfrigérateur (Q_{cr}). Pour alimenter la machine thermoacoustique le concentrateur collecte 217,4 MJ d'énergie solaire ($Q_{sol\ collect}$) sur les 308,1 MJ disponibles sur la surface d'ouverture du collecteur solaire ($Q_{sol\ dispo}$).

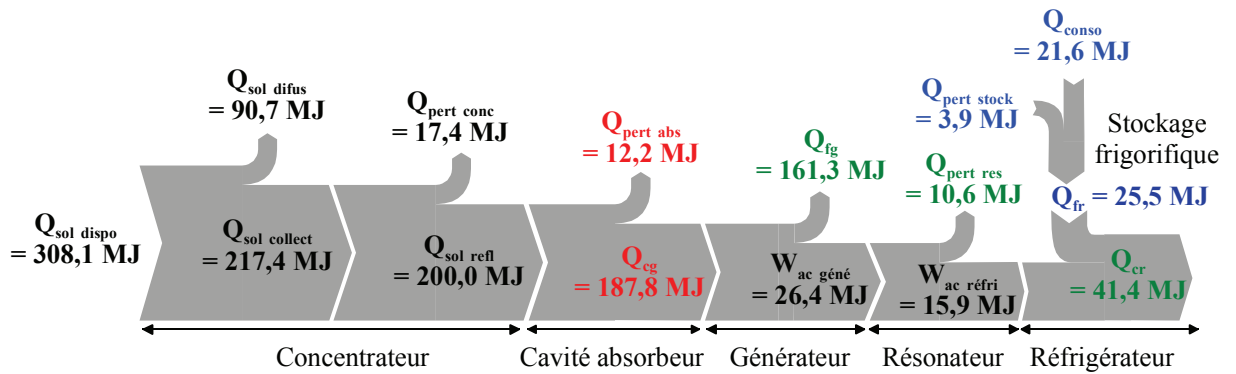


FIGURE 2.3: Flux d'énergie entre les éléments calculés par la simulation stationnaire dans les conditions du cas standard

Les critères de performance calculés à partir de la simulation statique avec les données d'entrées du cas standard sont résumés dans le tableau 2.3. Dans ces conditions, le rendement du collecteur solaire ($\eta_{collect}$) est de 0,61 avec un rendement d'absorbeur (η_{abs}) de 0,94. Le COP de la machine ($COP_{machine}^{3T}$) est de 0,14 avec un rendement de générateur ($\eta_{géné}$) de 0,14 et

un COP du réfrigérateur ($COP_{réfri}$) de 1,61. Enfin le COP solaire de l'ensemble du procédé ($COP_{solaire}$) est de 0,07.

TABLE 2.3: Performances simulées d'une machine thermoacoustique solaire en régime stationnaire

Critère	Valeur
Rendement de l'absorbeur ($\eta_{abs} = Q_{cg} / Q_{sol\ refl} $)	0,94
Rendement de collecteur ($\eta_{collect} = Q_{cg} / Q_{sol\ dispol} $)	0,61
Rendement du générateur d'onde ($\eta_{géné} = W_{ac\ géné} / Q_{cg} $)	0,14
COP du réfrigérateur ($COP_{réfri} = Q_{fr} / W_{ac\ réfri} $)	1,61
COP de la machine ($COP_{machine}^{3T} = Q_{fr} / Q_{cg} $)	0,14
COP solaire ($COP_{solaire} = Q_{conso} / Q_{sol\ dispol} $)	0,07

Un grand nombre des paramètres d'entrée du modèle est imposé, soit par les conditions météorologiques (ensoleillement, température ambiante, etc...), soit par la demande à satisfaire (température de consommation de l'effet frigorifique et puissance frigorifique consommée) soit encore par les limites technologiques des composants du procédé (réflectivité des miroirs, rendements seconds principes, etc...). Les autres paramètres d'entrée sont également contraints par des limites physiques mais ils peuvent être modifiés en fonction des technologies mises en œuvre pour les composants du procédé. Ainsi, la température de la source chaude (T_{cg}) et le taux de concentration géométrique du concentrateur (C_g) sont des paramètres de conception qui peuvent être modifiés en fonction des technologies de collecteur et d'absorbeur solaire utilisées. Il en est de même pour la différence entre la température de la consommation et celle de la source froide ($\Delta T_{conso-fr}$), qui dépend directement du type de stockage utilisé.

Dans le paragraphe suivant, nous étudions l'impact de la variation de ces trois paramètres sur les performances simulées du système.

Étude de sensibilité paramétrique

Une étude de sensibilité paramétrique a été menée en considérant les variations successives, du taux de concentration (C_g), de la température de la source chaude de la machine thermoacoustique (T_{cg}) et de la différence entre la température de la consommation et celle de la source froide ($\Delta T_{conso-fr}$) (tab. 2.1).

La figure 2.4, représente l'évolution du COP solaire ($COP_{solaire}$) de l'installation en fonction de la température de la source chaude pour différents taux de concentration. On remarque que pour chacun d'eux, la courbe présente un optimum. Ce dernier est d'autant plus élevé et atteint à plus haute température que le taux de concentration géométrique est grand. En effet, comme on peut le voir sur la figure 2.5, le COP de la machine ($COP_{machine}^{3T}$) croît avec l'augmentation de la température chaude mais avec une pente plus faible à haute température. Le rendement de la cavité de l'absorbeur (η_{abs}) diminue avec l'augmentation de la température avec une pente d'autant plus forte que le taux de concentration est faible et que la température de la source chaude est élevée. Cette diminution du rendement de l'absorbeur s'explique par l'augmentation des pertes thermiques de celui-ci ($Q_{pert\ abs}$) avec l'augmentation de la différence

entre sa température et celle du milieu ambiant. Ces pertes thermiques sont directement proportionnelles à la surface d'ouverture de la cavité absorbeur qui dépend directement du taux de concentration. Ainsi, quand le taux de concentration est faible, la surface d'ouverture de la cavité est grande et les pertes thermiques à travers cette dernière sont élevées. Pour chaque taux de concentration l'optimum du $COP_{solaire}$ est atteint quand le produit du $COP_{machine}^{3T}$ par η_{abs} est maximal.

À titre d'exemple, le $COP_{solaire}$ maximal avec un taux de concentration de 50 est de 0,041. Il est atteint à 295 °C avec un $COP_{machine}^{3T}$ de 0,095 et un rendement de l'absorbeur de 0,780. Pour un taux de concentration de 2000, de $COP_{solaire}$ maximal est de 0,073. Il est atteint à 858 °C avec un $COP_{machine}^{3T}$ de 0,144 et un rendement de l'absorbeur de 0,918.

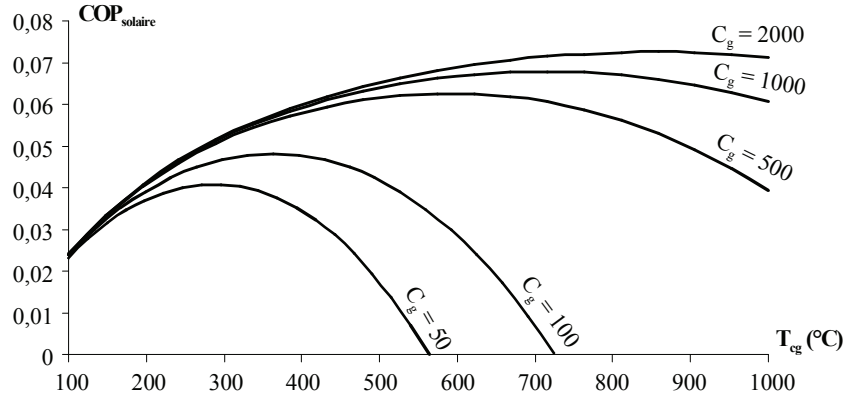


FIGURE 2.4: Évolution du $COP_{solaire}$ calculé par la simulation stationnaire en fonction de la température de la source chaude de la machine thermoacoustique pour différents taux de concentration

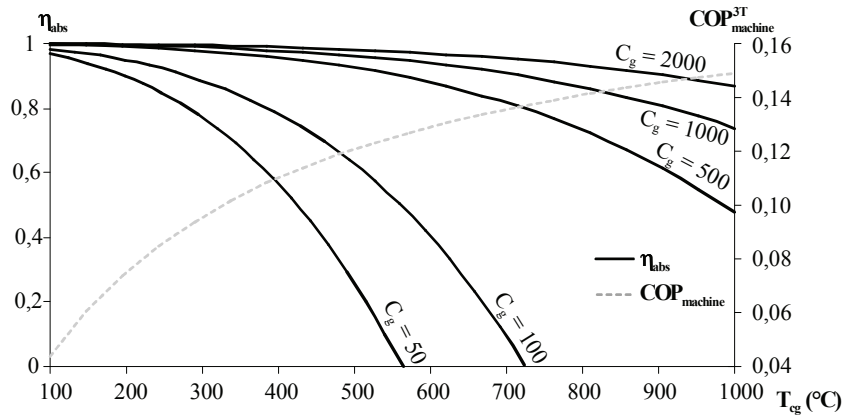


FIGURE 2.5: Évolutions du $COP_{machine}^{3T}$ et du rendement de l'absorbeur calculés par la simulation stationnaire en fonction de la température de la source chaude de la machine thermoacoustique pour différents taux de concentration

La figure 2.6 représente l'évolution de la surface d'ouverture du concentrateur ($A_{ouv conc}$) en fonction de la température de source chaude pour différents taux de concentration. La demande en effet frigorifique restant constante pour tous les cas de cette étude, à l'optimum du $COP_{solaire}$ correspond un minimum de surface d'ouverture de concentrateur. En effet lorsque les

performances de la machine thermoacoustique solaire sont élevées, la consommation d'énergie thermique à la source chaude diminue et il est alors possible de réduire la surface de captation du rayonnement solaire.

À titre d'exemple pour un taux de concentration de 50, l'optimum de surface d'ouverture du concentrateur est de 23,85 m² alors qu'elle est de 13,38 m² pour un taux de concentration de 2000.

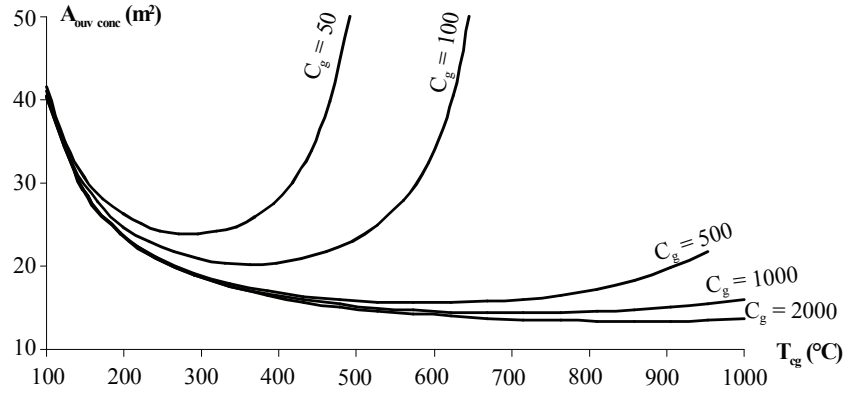


FIGURE 2.6: Évolution de la surface d'ouverture du concentrateur calculée par la simulation stationnaire en fonction de la température de la source chaude pour différents taux de concentration

La figure 2.7 montre l'évolution du COP solaire ($COP_{solaire}$), du COP machine ($COP_{machine}^{3T}$) et de la surface d'ouverture du concentrateur ($A_{ouv\ conc}$) en fonction de la différence entre la température de consommation de l'effet frigorigère et celle la source froide.

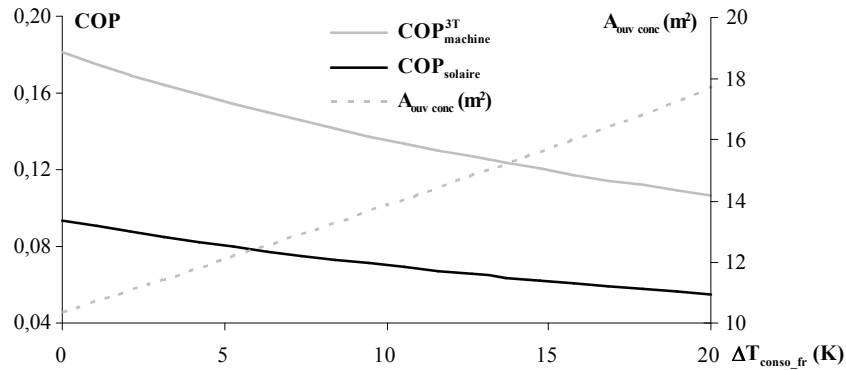


FIGURE 2.7: Évolutions du COP solaire et de la surface d'ouverture du concentrateur calculés par la simulation stationnaire en fonction de la différence entre la température de consommation de l'effet frigorigère et celle de la source froide

Lorsque cette différence de température augmente, la température de la source froide de la machine thermoacoustique diminue; cette baisse de température entraîne une diminution du $COP_{machine}^{3T}$. Le rendement des autres composants du procédé n'étant pas impacté par la variation de ce paramètre, le $COP_{solaire}$ diminue de la même proportion que celui de la machine. Cette diminution des performances de la machine entraîne une augmentation de la consommation en énergie thermique au niveau de la source chaude et donc un accroissement de la surface d'ouverture du concentrateur solaire pour fournir cette énergie.

Dans le cas idéal où il n'y a pas de différence entre la température de consommation et celle de la source froide ($\Delta T_{conso-fr} = 0$), le COP solaire est de 0,094 avec un COP machine de 0,181 et une surface d'ouverture de concentrateur de 10,37 m². Pour une différence de température de 20 K, le $COP_{solaire}$ n'est plus que de 0,055 avec un $COP_{machine}^{3T}$ de 0,107 et une surface d'ouverture de concentrateur de 17,62 m².

Dimensionnement statique mensuel

Un dimensionnement mensuel du procédé a été réalisé en appliquant les conditions de fonctionnement définies pour le cas standard (tab. 2.2) et en considérant les conditions météorologiques mensuelles moyennes de la ville de Perpignan. La figure 2.8 représente les conditions d'ensoleillement mensuelles moyennes. L'irradiation globale et directe comme le temps d'ensoleillement présentent deux extrêmes, un maximum au mois de juillet et un minimum en décembre. On observe une tendance similaire pour la température mensuelle moyenne de l'air (fig. 2.9) avec un maximum en juillet et un minimum au mois de janvier.

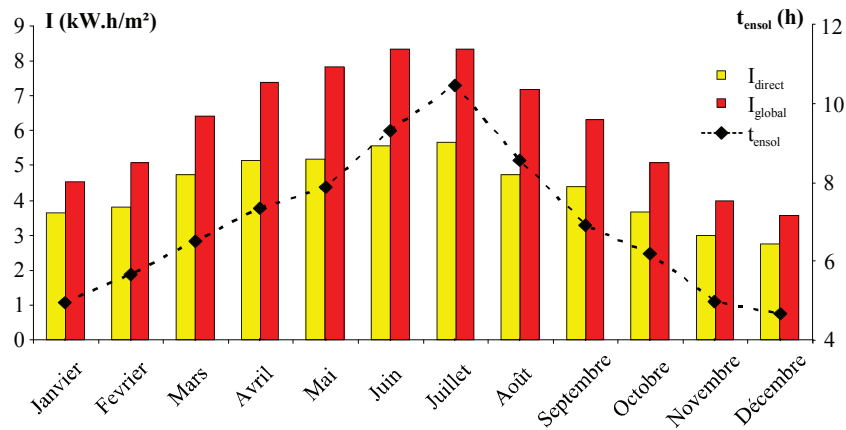


FIGURE 2.8: Irradiation solaire globale, irradiation solaire directe et temps d'ensoleillement mensuels moyens à Perpignan

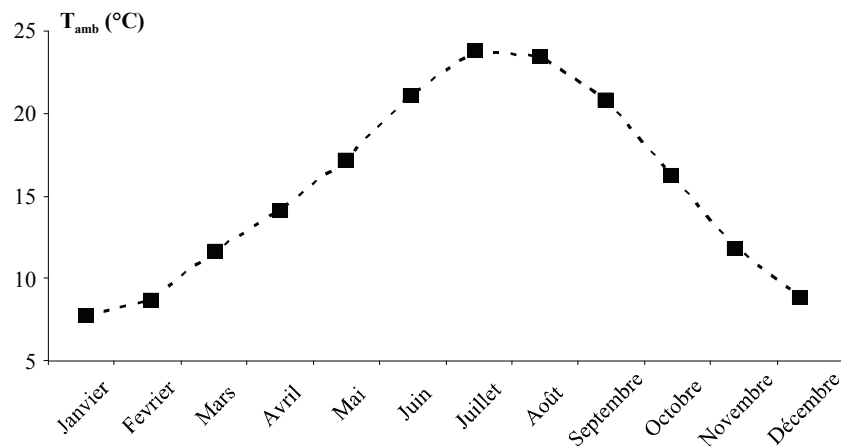


FIGURE 2.9: Température de l'air mensuelle moyenne à Perpignan

Les performances de la machine sont directement impactées par les variations de température des sources. Dans ces simulations, les températures de la source chaude comme celle de la source froide sont fixes (respectivement 700 et -30 °C), seule la température de la source intermédiaire (la température ambiante) varie (fig. 2.9). La figure 2.10 représente le $COP_{machine}^{3T}$ et le $COP_{solaire}$ mensuel. Le $COP_{machine}^{3T}$ est d'autant plus élevé que la température de la source intermédiaire est basse. Le rendement de l'absorbeur (η_{abs}) est impacté par la variation de cette température et par la variation du temps d'ensoleillement. En effet, le flux échangé sous forme de pertes thermiques entre la cavité et le milieu ambiant augmente lorsque la différence de température entre ces deux milieux croît et l'énergie échangée à travers ces pertes est directement proportionnelle au temps de fonctionnement de la machine et donc au temps d'ensoleillement. Le rendement de l'absorbeur est donc favorisé par une température ambiante élevée et un temps d'ensoleillement court. Avec les données météorologiques moyennes que nous utilisons, ces deux conditions ne sont jamais réunies, ainsi la variation du rendement de l'absorbeur est très faible au cours de l'année avec un maximum de 0,947 atteint en janvier et un minimum de 0,929 en juillet. Les performances globales du procédé qui sont dans ce cas évaluées par le $COP_{solaire}$, sont donc plus élevées lorsque la température ambiante est faible et le temps d'ensoleillement court, c'est-à-dire durant la période hivernale.

À titre d'exemple, pour le mois de juillet le $COP_{solaire}$ est de 0,058 avec un $COP_{machine}^{3T}$ de 0,113 alors que pour le mois de janvier, le $COP_{solaire}$ est de 0,097 avec un $COP_{machine}^{3T}$ de 0,165.

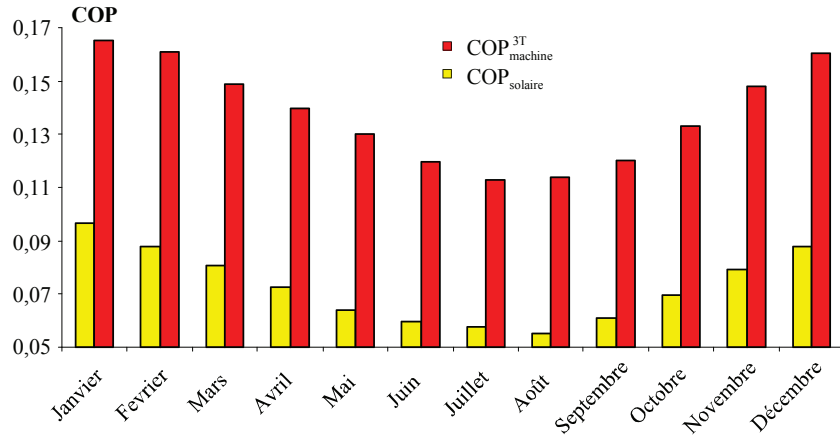


FIGURE 2.10: $COP_{machine}^{3T}$ et $COP_{solaire}$ mensuels calculés par les simulations stationnaires en considérant les conditions météorologiques mensuelles moyennes de Perpignan

La figure 2.11 représente les puissances thermiques échangées au niveau de l'échangeur chaud et de l'échangeur froid de la machine thermoacoustique. Pour satisfaire un même besoin en puissance frigorifique sur 24 h, plus la période de production est courte, plus la puissance frigorifique produite par la machine ($\dot{Q}_{fr}$) doit être importante. La puissance absorbée au niveau de l'échangeur chaud ($\dot{Q}_{cg}$) dépend également du temps d'ensoleillement mais aussi du $COP_{machine}$. Pour produire le même effet frigorifique, l'énergie thermique consommée à la source chaude (Q_{cg}) est d'autant plus importante que le $COP_{machine}^{3T}$ est faible.

Comme on l'observe dans la figure 2.11, les puissances absorbées à la source chaude et à la source froide sont plus faibles en période estivale qu'en hiver. Une machine capable d'absorber 5 851 W à sa source chaude pour produire une puissance frigorifique de 661 W permet de satisfaire la demande en effet frigorifique en juillet alors qu'il faut mettre en œuvre une machine permettant d'absorber 9 763 W et de produire 1 564 W de puissance frigorifique pour satisfaire la même demande en décembre.

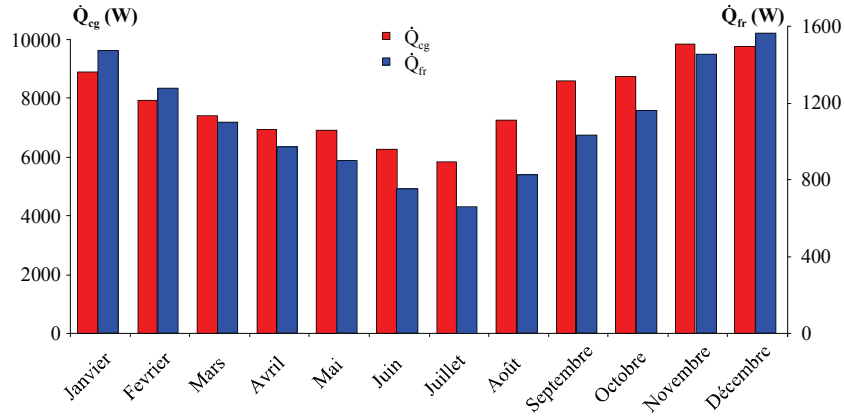


FIGURE 2.11: Puissances thermiques mensuelles échangées au niveau de l'échangeur chaud et de l'échangeur froid calculées par les simulations stationnaires en considérant les conditions météorologiques mensuelles moyennes de Perpignan

La figure 2.12 représente la surface d'ouverture du concentrateur ($A_{ouv conc}$) et le volume de stockage (V_{stock}) à mettre en œuvre. La surface d'ouverture du concentrateur doit collecter suffisamment d'énergie solaire pour alimenter la machine thermoacoustique, elle est donc d'autant plus faible que l'irradiation directe moyenne journalière et que les performances de la machine sont élevées. Le système de stockage permet de stocker une partie de l'effet frigorifique produit durant la période d'ensoleillement pour assurer la continuité de l'approvisionnement en froid pendant les périodes d'arrêt de la machine thermoacoustique. La capacité du stockage est directement proportionnelle à son volume, ainsi lorsque le temps d'ensoleillement est court, le volume de stockage à mettre en œuvre est important pour pouvoir assurer l'approvisionnement pendant une longue période sans production.

Une surface d'ouverture du concentrateur de 11,25 m² permet de collecter suffisamment d'énergie pour satisfaire la demande en effet frigorifique en avril alors qu'il faut une surface de plus de 19 m² en décembre. Le volume de stockage à mettre en œuvre est de 0,107 m³ en juillet alors qu'il doit être de 0,152 m³ en décembre pour satisfaire la demande constante en puissance frigorifique de 250 W.

Le dimensionnement doit donc être réalisé en fonction de la période d'utilisation souhaitée. Le système est alors dimensionné pour pouvoir satisfaire la demande le mois où l'irradiation solaire est la plus faible. Cependant, Il faut prévoir un système de régulation du flux solaire en amont de l'absorbeur, afin d'assurer le bon fonctionnement de la machine lorsque l'irradiation solaire est plus élevée.

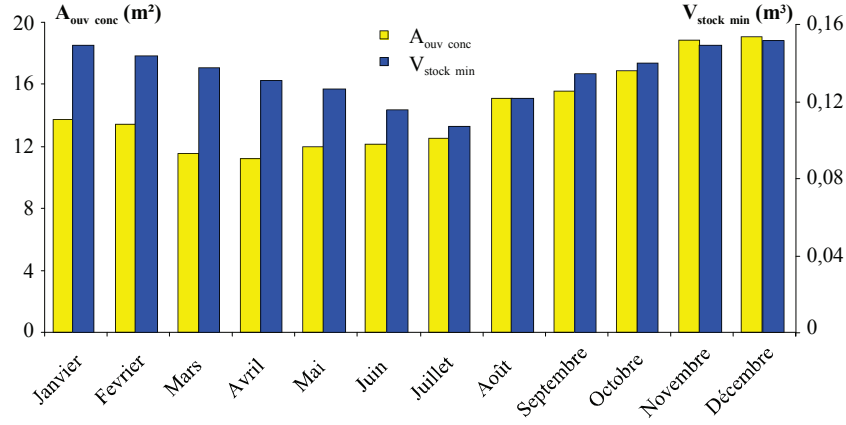


FIGURE 2.12: Surface d’ouverture du concentrateur solaire et volume du système de stockage mensuels calculés par les simulations stationnaires en considérant les conditions météorologiques mensuelles moyennes de Perpignan

2.3 Description du prototype expérimental

2.3.1 Introduction

Dans le cadre du projet TACSOL, un prototype de réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à un stockage frigorifique a été conçu et construit. L’objectif de cette installation est de produire une puissance frigorifique crête d’environ 1 kW à -30 °C. La figure 2.13 représente un schéma de principe de l’installation expérimentale et de ses principaux composants. Celle-ci est principalement composée :

- d’un système optique de captation et de concentration du rayonnement solaire,
- d’un modulateur de flux solaire,
- d’une cavité absorbeur,
- d’une machine de réfrigération thermoacoustique,
- d’un stockage frigorifique.

Le dimensionnement et la construction des divers composants ont été réalisés par les différents partenaires du projet en fonction de leurs compétences. Ainsi, l’équipe du laboratoire PROMES a eu en charge l’adaptation du système de captation solaire et l’étude et la fabrication du modulateur de flux. Le personnel de la société Hekyom et les membres de l’équipe de l’IPNO ont dimensionné et fabriqué la machine de réfrigération thermoacoustique. Le LaTEP a conçu et construit la boucle de stockage frigorifique. Enfin, le bureau d’étude de l’IPNO a réalisé l’intégration mécanique de tous les composants du procédé.

L’ensemble a été assemblé sur le site du laboratoire PROMES à Odeillo (Pyrénées Orientale, France). Ce site expérimental, localisé sur le plateau Cerdan à environ 1500 m d’altitude, jouit de conditions d’ensoleillement très favorables pour l’étude des systèmes solaires à concentration. En effet, dans cette région, du fait de l’altitude, le flux solaire direct incident (DNI , Direct Normal Irradiation) peut dépasser les 1000 W/m².

Dans ce chapitre, une description des différents éléments du prototype et de leurs modes de fonctionnement est présentée et les principaux choix technologiques et de conception qui ont

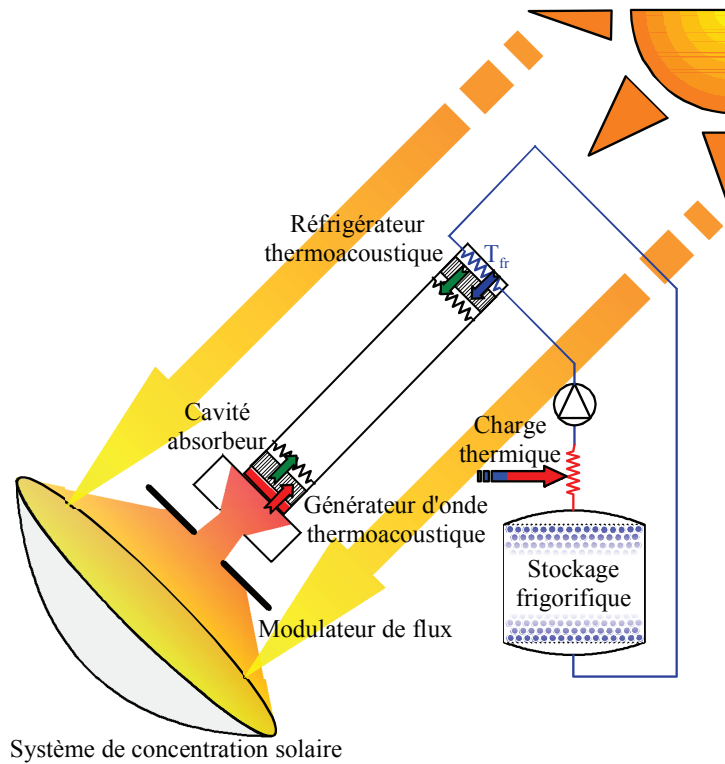


FIGURE 2.13: Schéma de principe du prototype de réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à un stockage frigorifique

été retenus sont discutés.

2.3.2 Le système de captation solaire

Introduction

Le système de captation solaire collecte et concentre le rayonnement solaire pour alimenter la source chaude du générateur d'onde thermoacoustique. Dès le début du projet, le choix a été fait de concevoir une machine de réfrigération thermoacoustique avec une source chaude à une température d'environ 700 °C. Cette température de source chaude élevée permet d'espérer atteindre de hauts Coefficients Opérationnels de Performance pour la machine de réfrigération thermoacoustique ($COP_{machine}^{3T}$) (voir 1.2.2). Cependant, pour atteindre ce niveau de température, un concentrateur solaire à haut taux de concentration est nécessaire. Il n'était pas question dans ce projet de concevoir un concentrateur solaire spécifique. Ainsi, un des concentrateurs paraboliques dont dispose le laboratoire PROMES a été mobilisé et modifié pour accueillir la machine thermoacoustique. Pour des raisons de disponibilité et de compatibilité des puissances, le concentrateur parabolique qui a été choisi est celui qui a été conçu et exploité pour le projet EnviroDish [78, 133]. Cette parabole est équipée d'un système de suivi solaire suivant deux axes qui permet d'orienter l'axe de la parabole continuellement en direction du soleil. Ce concentrateur avait été initialement conçu pour accueillir à son foyer un moteur Stirling. L'adaptation pour le projet TACSOL nécessite de remplacer ce moteur par la machine thermoacoustique.

Après que le moteur Stirling eut été retiré du châssis du concentrateur, le système automa-

tique de suivi solaire n'a plus fonctionné. Il semblerait que le programme de contrôle/commande qui pilote l'orientation de la parabole utilise des informations provenant de capteurs disposés sur le bloc moteur. L'écriture d'un nouveau programme de suivi solaire pour ce concentrateur nécessitait des moyens humains qui n'ont pas pu être mobilisés sur la période du projet. Une solution alternative a alors été proposée par l'équipe de PROMES. Le concentrateur est situé à proximité du champ d'héliostats du four solaire d'Odeillo. Il a donc été proposé d'orienter le concentrateur sur une position fixe en direction d'un des héliostats et d'utiliser ce dernier pour assurer le suivi solaire. Le système de captation et de concentration obtenu est alors un procédé à double réflexion analogue à ceux mis en œuvre pour les fours solaires. Cette solution technologique avait l'avantage d'être rapide et facile à mettre en place. Elle présente néanmoins deux inconvénients majeurs. L'alignement entre l'héliostat choisi et la parabole n'est pas dans l'axe nord/sud comme celui du four solaire mais un axe nord-ouest/sud-est. L'héliostat n'ayant pas été conçu pour fonctionner suivant cet axe, ses inclinaisons maximales permettent d'insoler le concentrateur uniquement durant quelques heures en milieu de journée (3 à 4 heures entre juillet et octobre). Le temps de fonctionnement quotidien moyen de la machine est donc fortement réduit. De plus, cette configuration rend l'ensemble complexe et augmente considérablement la surface de réflexion du système optique ce qui ne serait pas envisageable pour une application commerciale. Cette solution était donc attractive pour mener à bien les essais expérimentaux avant la fin du projet TACSOL mais elle ne peut être considérée que comme une étape avant l'étude d'une machine équipée d'un concentrateur à simple réflexion.

Les variations de flux solaire direct peuvent être extrêmement brutales et nombreuses au cours d'une journée. Le flux solaire concentré peut, à cause d'un passage nuageux, passer de la puissance crête à presque zéro en quelques secondes et inversement. Ross *et al.* [134] rapportent, après une campagne expérimentale d'un Dish-Stirling de 120 jours sur une période de 6 mois, que même dans le désert sec de Richland aux États-Unis et ce malgré la perception de temps clair, seulement 10 % des jours d'essais n'avaient pas été significativement impactés par de fortes variations du DNI. Pour protéger l'absorbeur solaire des risques de surchauffe liés à ces fortes fluctuations de flux et pour réguler la température de ce dernier, un modulateur de flux solaire a été placé entre le concentrateur et la cavité absorbeur.

Pour ce prototype le système optique est alors composé :

- d'un concentrateur à double réflexion,
- d'un modulateur de flux,
- d'une cavité absorbeur.

Dans la suite de ce paragraphe nous décrirons ces différents composants, excepté l'absorbeur solaire, qui sera présenté avec la description de la machine thermoacoustique solaire.

L'héliostat

L'héliostat utilisé est un des 63 héliostats du four solaire d'Odeillo (fig. 2.14). Il est composé de 180 miroirs plans fixés sur un châssis de 7 m de large sur 6,5 m de haut pour une surface de réflexion d'environ 45 m² (fig. 2.15). Il est orienté selon deux axes pour suivre le

soleil et réfléchir le rayonnement solaire direct en direction de l'axe de la parabole. Pour ces essais expérimentaux, il est piloté à partir des coordonnées calculées de la position de soleil. La distance entre le centre du concentrateur et l'héliostat choisi est d'environ 100 m.



FIGURE 2.14: Photographie du champ d'héliostats du four solaire d'Odeillo



FIGURE 2.15: Photographie d'un rang d'héliostats du four solaire d'Odeillo

Le concentrateur

Le concentrateur utilisé pour cette campagne expérimentale est un concentrateur qui a été fabriqué pour être couplé à un moteur Stirling dans le cadre du projet EnviroDish. La parabole est composée d'une structure en fibre de verre sur laquelle sont collés des miroirs de 8 mm d'épaisseur. C'est un concentrateur parabolique de 8,5 m de diamètre et de 4,52 m de distance focale (distance entre le centre de la parabole et son foyer) avec un taux de concentration géométrique (C_g) d'environ 2500 (pour la définition du taux de concentration voir 1.3.2). Sa surface réfléchissante n'est pas une parabole unique mais est composée de 10 anneaux paraboliques concentriques de focales légèrement différentes (fig. 2.16).

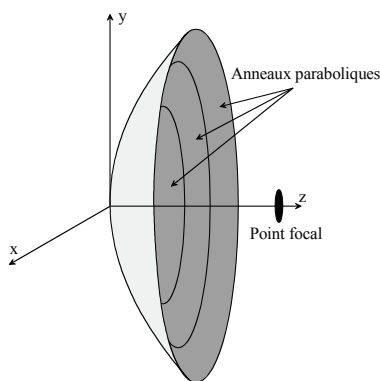


FIGURE 2.16: Schéma de principe du concentrateur parabolique

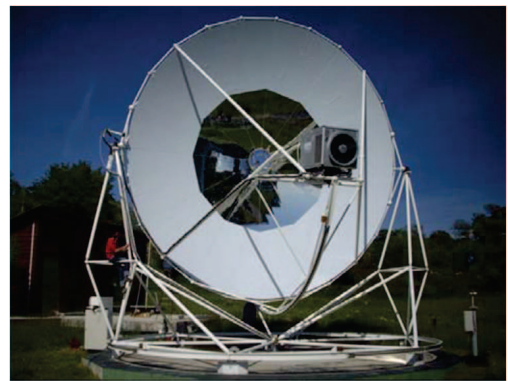


FIGURE 2.17: Photographie du concentrateur avec les bandes non réfléchissantes en périphérie du miroir avant le démontage du moteur Stirling [135]

Pour réduire le flux solaire réfléchi et le rendre conforme à celui nécessaire pour l'alimentation du générateur d'onde, le diamètre de la surface réfléchissante a été réduit à 4 m en collant des bandes opaques non réfléchissantes sur la périphérie du concentrateur (fig. 2.17).

Ainsi, seuls les trois anneaux paraboliques centraux sont utilisés. Ces éléments sont définis par leur diamètre intérieur et extérieur et l'équation 2.26 pour décrire leur courbure [67].

$$Z_s = A (X_s^2 + Y_s^2) + B \quad (2.26)$$

Où X_s , Y_s et Z_s sont les coordonnées de l'élément dans le repère (x, y, z) et A et B sont les coefficients pour décrire la courbure de l'élément (fig. 2.16). Les valeurs numériques de ces coefficients et des diamètres caractéristiques des anneaux sont présentées dans le tableau 2.4.

TABLE 2.4: Caractéristiques géométriques des anneaux du concentrateur [67]

Anneau	Diamètre intérieur (m)	Diamètre extérieur (m)	A (m^{-1})	B (m)
1	0	2,5982	$5,51450314 \cdot 10^{-2}$	0
2	2,5982	3,9196	$5,53423878 \cdot 10^{-2}$	$-3,33093007 \cdot 10^{-4}$
3	3,9196	4,7124	$5,53073074 \cdot 10^{-2}$	$-1,98357778 \cdot 10^{-4}$

Une campagne de mesures optiques a été menée sur ce concentrateur en 2005 dans le cadre des travaux de thèse de Nepveu [67]. Celle-ci a permis de déterminer la réflectivité totale de la parabole qui a été mesurée à 0,925 au lieu de 0,94 annoncé par le fabricant. Pour mesurer les erreurs macroscopiques (σ_{slope}) de la surface réfléchissante, il a mis en œuvre une méthode développée par le DLR (Centre Aérospatial Allemand) appelée “color coded target” (pour la définition des erreurs macroscopiques voir 1.3.2). Les mesures réalisées ont permis de caractériser les défauts optiques de 71 % de la surface utile de la parabole. Les erreurs macroscopiques moyennes pour les trois anneaux centraux de la parabole sont données dans le tableau 2.5.

TABLE 2.5: Erreurs macroscopiques moyennes par anneau du concentrateur parabolique [67]

Anneau	1	2	3
σ_{slope} (mrad)	4,5	3,5	3,5

Pour les essais du réfrigérateur thermoacoustique solaire, la parabole est orientée manuellement avant chaque session d'essais en direction du centre de l'héliostat (direction nord-ouest, 5° au dessus de l'horizontale). À la fin de la séance d'essais, la parabole est ramenée également manuellement à sa position de repos, encore appelée position de survie, qui limite sa prise au vent (surface réfléchissante orientée vers le sol).

Le modulateur de flux

Le modulateur de flux permet de contrôler le flux solaire concentré qui pénètre dans la cavité absorbeur. Il est composé d'un châssis octogonal de 255 mm de côté sur chacun desquels est fixé, par une liaison pivot, une pale triangulaire de 445 mm de hauteur (fig. 2.19 et fig. 2.19). Il est placé entre le concentrateur solaire et la cavité absorbeur 20 cm en amont du foyer de la parabole (fig. 2.13).

Il se trouve par conséquent dans le cône de concentration (formé par le rayonnement solaire concentré entre la parabole et son foyer). En fonction de son ouverture donc de la position de

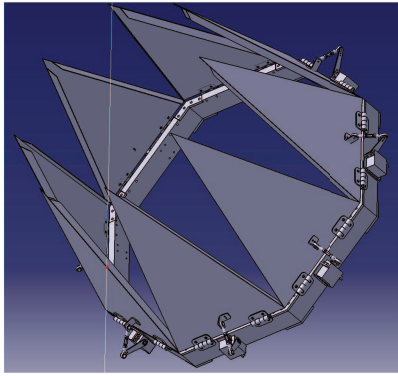


FIGURE 2.18: Vue du modulateur de flux totalement ouvert (image PROMES)

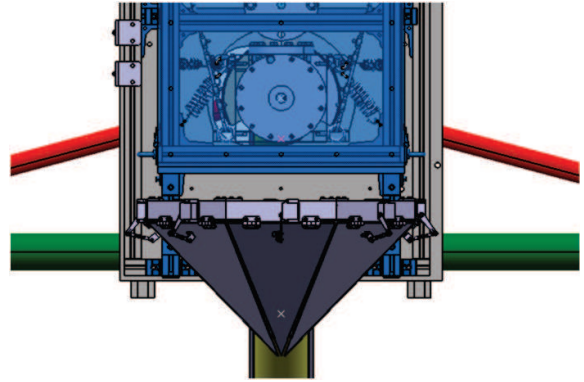


FIGURE 2.19: Vue d'ensemble du modulateur de flux totalement fermé et du générateur d'onde thermoacoustique (image IPNO)

ses pales, il laisse passer plus ou moins de flux solaire concentré en direction du foyer de la parabole. Lorsque le modulateur est totalement fermé, comme sur la figure 2.19, il intercepte l'intégralité des rayons solaires concentrés de manière à obtenir un flux nul au niveau de l'orifice de la cavité absorbeur. Quand il est totalement ouvert, tel que représenté sur la figure 2.18, l'intégralité du flux solaire réfléchi par le concentrateur le traverse et atteint de ce fait le foyer de la parabole. Bien que placé en amont du foyer, le flux solaire au niveau des pales est fortement concentré. Ainsi, afin d'éviter une surchauffe excessive du modulateur, la surface externe des pales (celle en contact avec le flux solaire concentré) est polie pour réfléchir une grande partie du flux qu'elle intercepte.

Chaque pale est pilotée individuellement par un servomoteur. Le contrôle de ces servomoteurs et donc de l'ouverture de modulateur est réalisé par une régulation en boucle fermée sur la température de l'échangeur chaud du générateur d'onde. Le flux solaire concentré est alors modulé pour maintenir la température de l'échangeur chaud à une température égale ou inférieure à une valeur de consigne. Ce mode de régulation permet de stabiliser la température de l'échangeur chaud lorsque le flux solaire est élevé mais fait également office de sécurité en cas de variations brutales de l'ensoleillement pour éviter une surchauffe de la cavité absorbeur.

Mesures des conditions météorologiques

Le laboratoire PROMES dispose d'une station météorologique sur son site d'Odeillo. Elle est installée sur le toit du four solaire de 1 MW et est équipée entre autre :

- d'un pyréliomètre pour la mesure de l'éclairement énergétique direct, c'est-à-dire le rayonnement solaire provenant de l'angle solide limité au disque solaire parvenant sur une surface unité perpendiculaire à l'axe de cet angle solide [86],
- de pyranomètres pour la mesure de l'éclairement énergétique global et de l'éclairement énergétique diffus par adjonction d'un dispositif d'occultation du disque solaire [86].

Les mesures réalisées par la station météorologique sont enregistrées avec une fréquence d'acquisition de 0,8 s. La mesure de la température ambiante est réalisée par un thermocouple

type T placé sur le châssis de la boucle de stockage avec une précision de mesure de $\pm 0,5$ °C.

2.3.3 La machine de réfrigération thermoacoustique solaire

Introduction

La machine de réfrigération thermoacoustique solaire est une machine tri-therme qui absorbe le rayonnement solaire concentré au niveau de sa source chaude pour produire un effet frigorifique à sa source froide en rejetant de la chaleur vers l'ambiance. Le procédé de conversion de l'énergie solaire concentrée en effet frigorifique est réalisée en plusieurs étapes par les différents composants de la machine (fig. 2.20). La machine de réfrigération thermoacoustique solaire est principalement composée :

- d'un absorbeur solaire placé dans une cavité réceptrice,
- d'un générateur d'onde thermoacoustique,
- d'un résonateur acoustique,
- d'un réfrigérateur thermoacoustique.

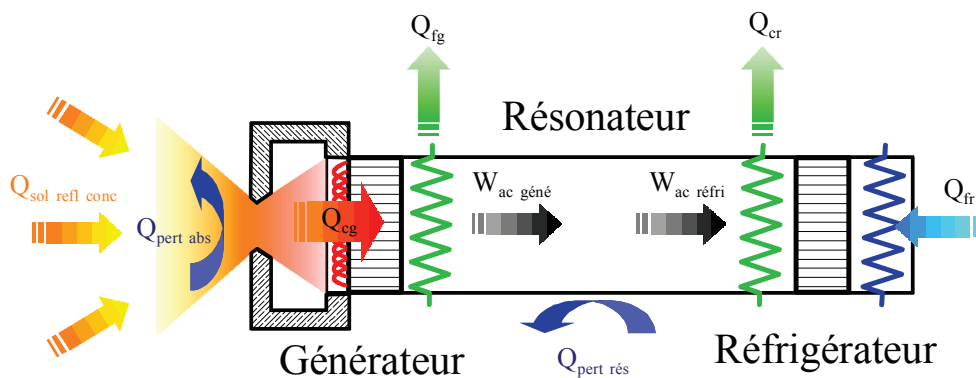


FIGURE 2.20: Schéma de principe d'une machine de réfrigération thermoacoustique solaire

Le flux solaire concentré réfléchi par la parabole ($Q_{sol\ refl\ conc}$) est en grande partie absorbé par la cavité absorbeur qui le convertit en chaleur. Une portion de cette chaleur est échangée avec l'ambiance sous forme de pertes thermiques ($Q_{pert\ abs}$) mais la majeure partie est transmise au fluide de travail à travers l'absorbeur qui fait également office pour le prototype, d'échangeur chaud du générateur (Q_{cg}). Cette chaleur est en partie convertie par le générateur d'onde thermoacoustique en travail acoustique ($W_{ac\ géné}$) alors que l'autre partie est évacuée à l'ambiance au niveau de l'échangeur froid du générateur (Q_{fg}). Ce travail acoustique en transitant dans le résonateur est partiellement dégradé par les frottements visqueux au sein du fluide de travail et avec les parois du résonateur. Le travail acoustique dans le réfrigérateur ($W_{ac\ réfri}$) permet de pomper de la chaleur au niveau de l'échangeur froid (Q_{fr}) pour en rejeter à l'ambiance à travers l'échangeur chaud du réfrigérateur (Q_{cr}).

Le fluide de travail utilisé dans la machine thermoacoustique est de l'hélium pressurisé à 4 MPa. La conception des machines à onde progressive est plus complexe que celles à onde stationnaire (forme du résonateur, gestion du déphasage entre pression et vitesse, etc...) mais elles permettent d'obtenir des meilleurs COP (voir 1.2.3). Nos partenaires de projet en charge

de la conception et de la construction de la machine thermoacoustique (l'IPNO et Hekyom) avaient déjà conjointement conçu des systèmes à onde progressive. Forts de ce savoir-faire, ils ont décidé de concevoir, pour ce prototype, un générateur et un réfrigérateur à onde progressive.

Le dimensionnement de la machine a été réalisé à l'aide du logiciel CRISTA (voir 1.2.5). Les critères de dimensionnement qui ont été imposés sont les suivants : produire environ 1 kW_{crête} de puissance frigorifique à -30 °C en évacuant la chaleur au milieu ambiant à 20 °C, avec une température maximale de source chaude inférieure ou égale à 700 °C, une fréquence de l'onde de 90 Hz et un rapport de pression inférieur ou égal à 5 % à l'entrée du réfrigérateur (pour la définition du rapport de pression voir 1.2.1).

La machine thermoacoustique est solidaire du châssis du concentrateur avec le générateur d'onde thermoacoustique fixé sur un plateau mobile (fig. 2.21). Ce plateau permet une translation de quelques centimètres suivant l'axe de la parabole afin de placer de manière précise l'ouverture de la cavité absorbeur dans le plan du foyer.

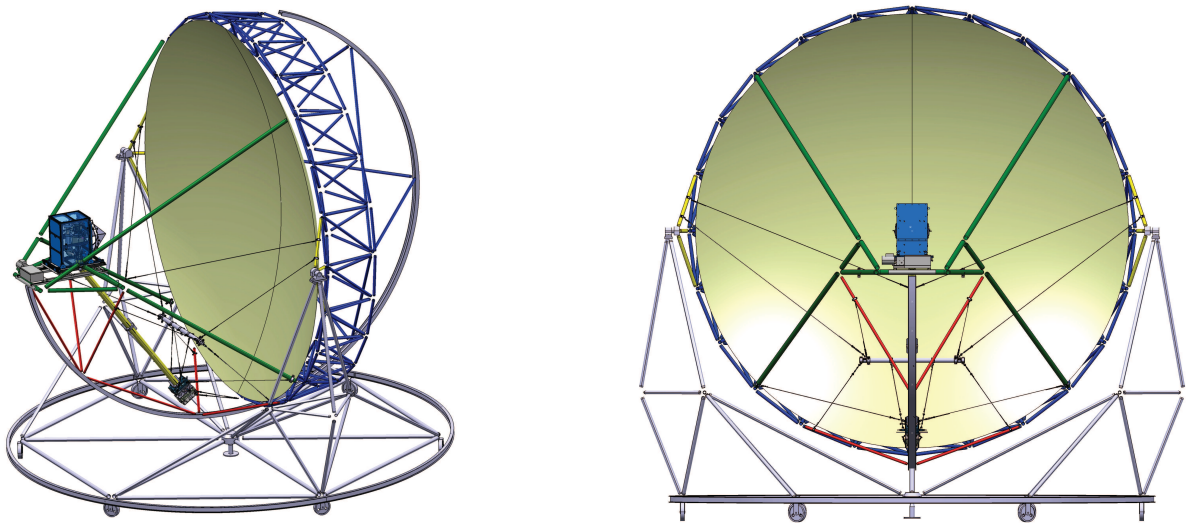


FIGURE 2.21: Vues CAO de côté (à gauche) et de face (à droite) de l'implantation de la machine thermoacoustique sur le châssis du concentrateur (images IPNO)

Une description des principaux composants de la machine thermoacoustique est proposée dans les paragraphes suivants.

Le récepteur et l'absorbeur solaire

Pour limiter ses déperditions thermiques, l'absorbeur solaire, qui est également pour cette machine l'échangeur chaud du générateur d'onde thermoacoustique, est placé dans une cavité (fig. 2.22). Cette dernière, de forme cylindrique, est composée de parois métalliques en inconel 625 isolées par 50 mm de fibres céramiques isolantes de type MAFTEC. La paroi latérale (cylindrique) est pourvue d'un orifice centré au foyer de la parabole qui permet au flux solaire concentré de pénétrer au sein de la cavité (fig. 2.24).

L'ouverture de la face avant est dimensionnée de manière à optimiser le rendement thermique de la cavité. En effet, l'orifice permet de laisser passer le rayonnement solaire mais il

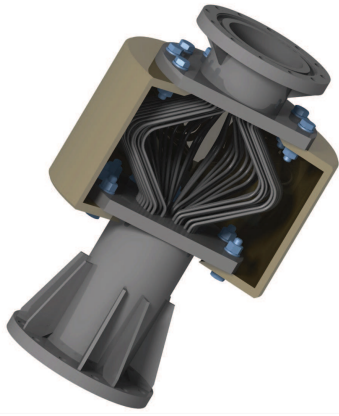


FIGURE 2.22: Vue CAO de la structure métallique de la cavité absorbeur et de l'échangeur chaud du générateur du prototype (image IPNO)



FIGURE 2.23: Vue CAO de l'échangeur chaud du générateur d'onde thermoacoustique du prototype (image IPNO)

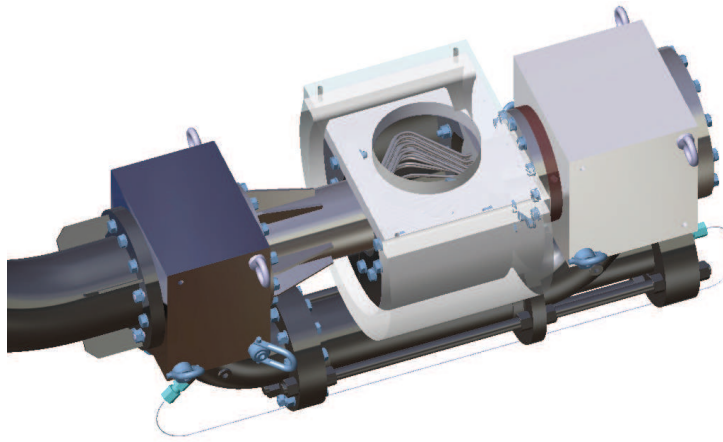


FIGURE 2.24: Vue CAO du générateur d'onde thermoacoustique avec l'isolant de la cavité absorbeur (image IPNO)

est également le siège d'échanges thermiques convectifs et radiatifs entre l'intérieur de la cavité et le milieu ambiant. Ces pertes thermiques sont directement proportionnelles à la surface de l'ouverture. Le flux solaire concentré au foyer du concentrateur n'est pas uniformément réparti sur la tache focale, la concentration de flux est beaucoup plus importante au centre que sur les bords. Si on considérait un concentrateur parabolique idéal (sans erreurs optiques), la densité de flux solaire serait répartie selon une distribution Gaussienne centrée au milieu de la tache focale. Dans le cas des concentrateurs réels, la densité de flux n'est pas répartie selon une loi parfaitement Gaussienne mais elle reste bien plus élevée au centre de la tache que sur les bords. Le flux solaire admis dans la cavité n'est donc pas proportionnel à la surface de l'ouverture et dépend des caractéristiques optiques du concentrateur tels que le taux de concentration et les erreurs optiques. Une étude d'optimisation de la surface d'ouverture de la cavité a été menée par l'équipe de PROMES en prenant en considération la température de l'absorbeur, la géométrie de la cavité et les caractéristiques optiques du concentrateur. Elle a réalisé cette étude en couplant un outil de simulation de la cavité qu'elle a développé au logiciel de simulation

optique Soltrace [135]. Suite à cette étude, le diamètre de l'orifice de la cavité absorbeur a été fixé à 150 mm.

L'absorbeur solaire est la pièce qui fait la jonction entre le système optique du procédé et la machine thermoacoustique. La conception de cet élément, qui a été réalisée par l'équipe de l'IPNO, s'est avérée extrêmement complexe. En effet, les contraintes mécaniques (confinement du fluide de travail à haute pression, dilatation différentielle des éléments, etc...) et thermiques (haute température, fortes variations de température, densité de flux solaire élevé et non uniformément répartie, etc...) sont très importantes. Des plus, cet élément doit satisfaire à la fois les contraintes imposées par l'utilisation de flux solaire concentré (taille de la tache focale dans le plan de l'absorbeur, distribution du flux solaire, etc...) et celles imposées par le fonctionnement de la machine thermoacoustique (longueur de l'échangeur, section de passage, homogénéité des températures de paroi, etc...). De nombreuses configurations ont été étudiées et différentes maquettes d'échangeur ont été construites. La configuration qui a été retenue (fig. 2.23) est constituée de 92 tubes cintrés en inconel 625. Ces tubes de 3 mm de diamètre interne et de 4 mm de diamètre externe sont brasés sur deux brides parallèles, distante de 140 mm l'une de l'autre, également en inconel 625.

Comme nous l'avons précédemment évoqué, le rayonnement solaire concentré n'est pas uniformément réparti au sein de la tache focale. Pour éviter la présence de point chaud à la surface des tubes et ainsi homogénéiser la température de l'absorbeur, un écran de quelques mm de MAFTEC est placé entre l'orifice de la cavité et l'absorbeur. Ce matériau, utilisé dans ces conditions, présente les propriétés d'un matériau semi-transparent qui permet de rendre diffus le rayonnement solaire directionnel réfléchi par le concentrateur. C'est au niveau de la paroi externe des tubes de l'échangeur chaud que la conversion photo-thermique est réalisée par l'absorption du rayonnement solaire rendu diffus par l'écran de MAFTEC. Cette chaleur est ensuite transférée au fluide de travail à travers l'échange conductif dans les parois des tubes et l'échange convectif entre ces dernières et le fluide de travail en mouvement oscillant.

Le générateur d'ondes thermoacoustique

Le générateur est composé d'un régénérateur aux bornes duquel sont disposés d'un côté l'échangeur chaud qui fait également office d'absorbeur solaire (qui est décrit dans le paragraphe précédent), et de l'autre côté l'échangeur à température intermédiaire. Ces trois éléments sont placés dans une des sections toriques du résonateur afin qu'à leurs niveaux, l'onde acoustique subisse une propagation de type progressive (fig. 2.25).

Le régénérateur est composé d'un empilement de grilles métalliques de 31,4 microns de rayon hydraulique avec un diamètre de fil de 36 microns. Il mesure 95 mm de diamètre pour 50 mm de long et sa porosité, définie comme le rapport entre le volume du gaz et le volume total du régénérateur, est de 77,7 %.

L'échangeur à température intermédiaire est un échangeur de chaleur de type tubes calandre à courants croisés. Le fluide de travail (l'hélium) circule avec un mouvement oscillant dans les tubes et le fluide de refroidissement circule dans la calandre (fig. 2.26). L'échangeur est

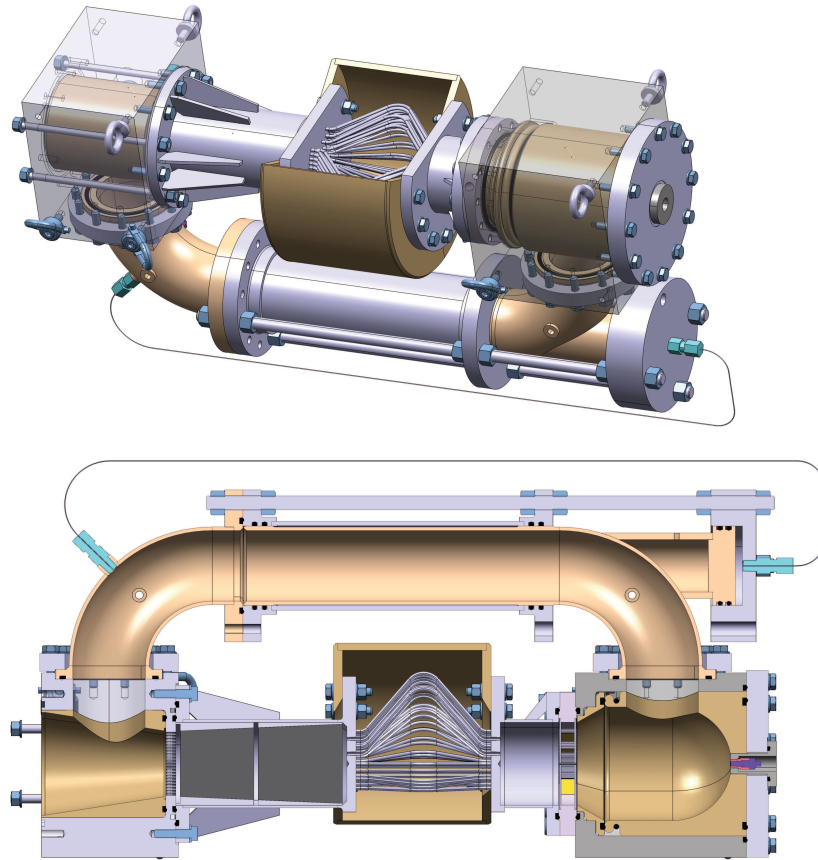


FIGURE 2.25: Vues CAO extérieur (dessus) et en coupe (dessous) du générateur d'onde thermoacoustique implanté dans une section torique du résonateur acoustique du prototype (images IPNO)

cylindrique de 95 mm de diamètre et de 20 mm de long. Il est composé de 952 tubes en cuivre de 1,6 mm de diamètre intérieur et de 2 mm de diamètre extérieur. Ces derniers forment un faisceau de tubes arrangés en quinconce. Ils sont disposés de manière à former des mailles régulières avec une distance de 2,9 mm entre les axes des tubes. Ils sont traversants et permettent aux particules d'hélium d'osciller d'un côté entre le régénérateur et l'échangeur et de l'autre entre le résonateur et l'échangeur. La surface d'échange entre le fluide de travail et la paroi de l'échangeur est de $9,57 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ et elle est de $9,79 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$ avec le fluide de refroidissement. La circulation de ce dernier dans la calandre est guidée par des chicanes. Nous avons travaillé avec l'équipe de l'IPNO pour définir le positionnement et la forme de ce chicanage à partir de simulations réalisées à l'aide du modèle d'échangeur présenté dans le paragraphe 3.3.2. Nous avons réalisé une étude numérique en considérant plusieurs options (deux ou trois circuits de circulation, chicanes parallèles ou perpendiculaires au sens de circulation, etc. . .) pour comparer les pertes de charges générées et les puissances thermiques échangées dans les différents cas. Suite à cette étude, nous avons opté pour un chicanage en "chevron" qui sépare deux circuits de circulation du fluide avec des chicanes parallèles au sens de circulation du fluide.

Le fluide de refroidissement qui passe dans l'échangeur froid du générateur, est pour ce prototype, l'eau du réseau de distribution de la commune d'Odeillo qui circule en circuit ouvert.

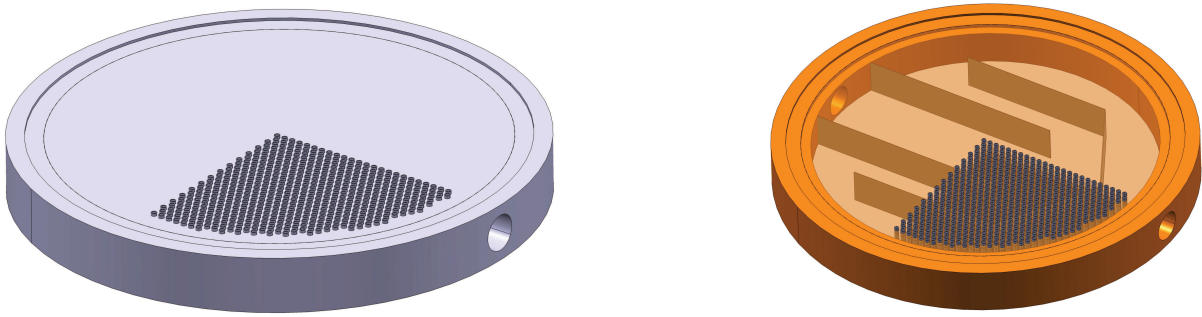


FIGURE 2.26: Vues CAO fermé (gauche) ouvert (droite) de l'échangeur froid du générateur d'onde thermoacoustique du prototype (images IPNO)

L'utilisation d'un circuit ouvert permet de maintenir une faible température de l'échangeur et évite l'installation d'une pompe et d'un aéroréfrigérant qu'il aurait fallu mettre en œuvre dans le cas d'un circuit fermé. Cependant, cette consommation d'eau ne peut être envisagée pour une installation commerciale. Dans ce cas, une boucle de refroidissement fermée devra être mise en œuvre.

Le réfrigérateur thermoacoustique

Comme le générateur d'onde, le réfrigérateur est composé d'un régénérateur aux bornes duquel sont placés deux échangeurs de chaleur. Ces trois éléments sont également installés dans une section torique du régénérateur qui impose à leur niveau une propagation progressive de l'onde acoustique (fig. 2.27).

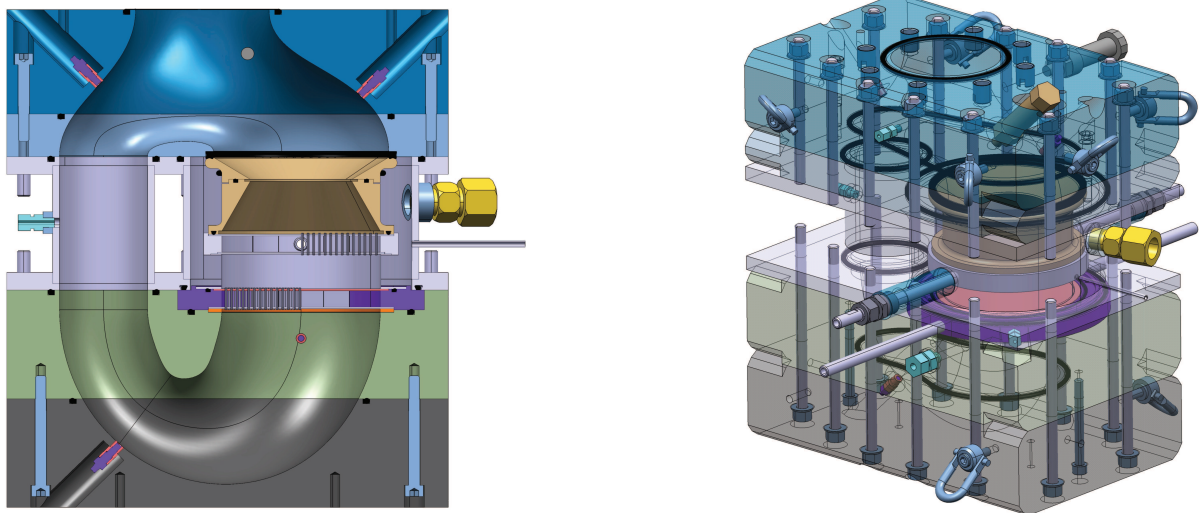


FIGURE 2.27: Vues CAO extérieur (gauche) et en coupe (droite) du réfrigérateur thermoacoustique du prototype implanté dans une des sections toriques du résonateur (images IPNO)

Le régénérateur est constitué d'un empilement de grilles en inox de 22,6 microns de diamètre hydraulique avec un diamètre de fil de 25 microns. Les caractéristiques géométriques de

cet élément sont les suivantes : un diamètre de 95 mm pour une longueur de 28 mm et une porosité de 78,3 %.

Les échangeurs disposés aux bornes du régénérateur sont d'un côté l'échangeur froid et de l'autre l'échangeur chaud du réfrigérateur. Ces deux éléments sont de conception identique à celui de l'échangeur froid du générateur, seul le diamètre total et le nombre de tubes diffèrent. Pour le réfrigérateur, les échangeurs ont un diamètre de 130 mm pour une longueur de 20 mm et sont composés de 1782 tubes. La surface d'échange avec le fluide de travail est alors de $1,8 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2$ et elle est de $1,84 \cdot 10^{-1} \text{ m}^2$ avec le fluide de refroidissement (échangeur chaud) ou le fluide frigoporteur (échangeur froid).

Le résonateur

Le résonateur est constitué de multiples éléments tubulaires et d'usinages en acier qui permettent de fixer les composants du générateur et du réfrigérateur. C'est un résonateur quart-d'onde qui impose une fréquence de résonance de 90 Hz. Il est composé, d'une partie linéaire aux bornes de laquelle sont connectées deux parties toriques dans lesquelles sont placés le générateur et le réfrigérateur (fig. 2.28 et fig. 2.29). La géométrie des parties toriques est spécialement étudiée pour générer, aux niveaux des cellules actives (régénérateurs et échangeurs) le déphasage entre pression et vitesse caractéristique des ondes progressives (voir paragraphe 1.2.3).

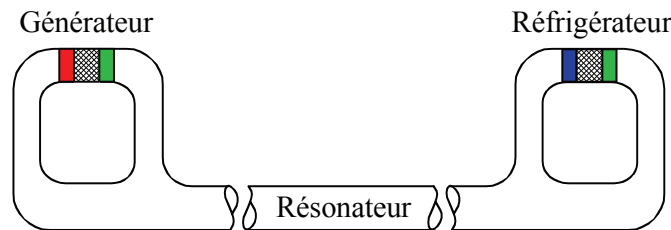


FIGURE 2.28: Schéma de principe du résonateur du prototype

Des mouvements de convection naturelle du fluide de travail peuvent être générés dans la machine à cause des gradients thermiques en présence. Ces mouvements convectifs transportent de la chaleur des parties chaudes vers les parties froides et réduisent donc les capacités de la machine à produire un effet frigorifique. Pour éviter la formation de ces déplacements de fluide, une membrane est placée dans les deux portions toriques du résonateur. Les parois de ces membranes bloquent les mouvement globaux du fluide mais leurs oscillations sous l'effet de l'onde acoustique permettent la transmission du travail acoustique.

2.3.4 La boucle de stockage frigorifique

Introduction

L'unique source de chaleur du réfrigérateur thermoacoustique étant le rayonnement solaire concentré, la production frigorifique est donc intermittente et directement dépendante de l'ensoleillement. Les besoins en effet frigorifique d'une installation industrielle augmentent avec

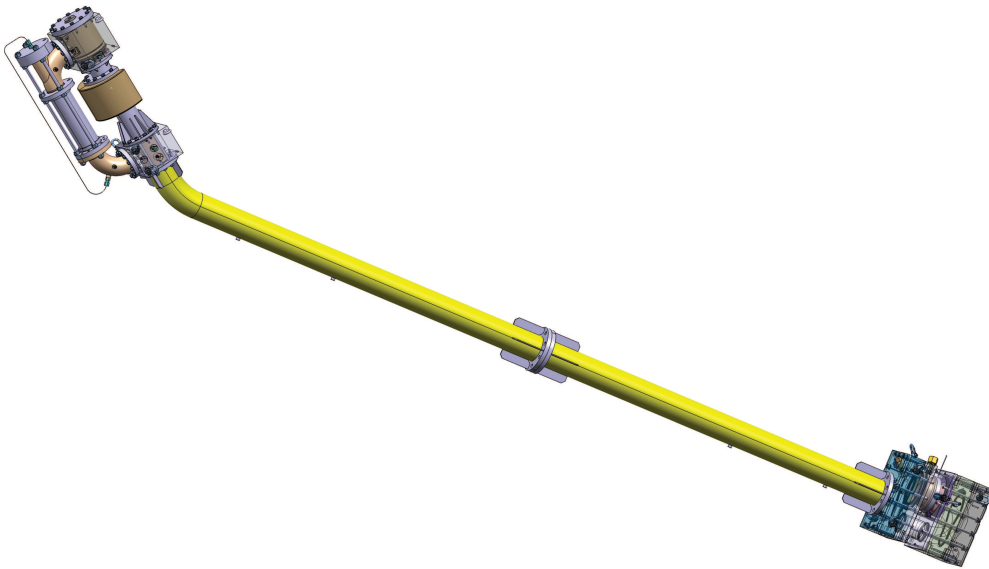


FIGURE 2.29: Vue CAO de l'ensemble générateur, réfrigérateur et résonateur du prototype (image IPNO)

l'accroissement de la température ambiante et donc généralement avec l'ensoleillement. Cependant, pour proposer une alternative crédible aux systèmes de production de froid électriques, les systèmes solaires doivent être en capacité de satisfaire les besoins en froid quelles que soient les conditions météorologiques. Plusieurs solutions technologiques peuvent alors être mises en œuvre pour atteindre cet objectif :

- l'utilisation d'une source d'énergie d'appoint pour alimenter le procédé lorsque l'ensoleillement n'est pas suffisant pour assurer le fonctionnement de la machine,
- l'utilisation de systèmes pour stocker l'énergie solaire thermique (stockage haute température) ou/et pour stocker l'effet frigorifique (stockage frigorifique).

Il a été décidé au début du projet de concevoir un système de réfrigération fonctionnant uniquement avec l'énergie solaire. L'hybridation avec une autre source d'énergie n'a donc pas été étudiée. Comme nous l'avons évoqué précédemment, il est possible de stocker l'énergie solaire sous forme de chaleur en amont de l'échangeur chaud ou de stocker l'effet frigorifique produit. Le stockage en amont du générateur présenterait de nombreux avantages. Il permettrait entre autres, de limiter les phases d'arrêt de la machine, de stabiliser les températures au niveau de l'échangeur chaud ou de diminuer la puissance de la machine thermoacoustique. Cependant aucune technologie mature ne permet actuellement de stocker de l'énergie thermique à plus de 700 °C (voir 1.4.3). L'utilisation d'un stockage frigorifique s'est donc imposée comme la seule solution technologique envisageable. C'est une technologie mature avec des systèmes commercialisés depuis de nombreuses années qui ont l'avantage de s'intégrer dans la boucle de distribution du froid.

En plus de comporter un stockage frigorifique qui permet de dissocier les phases de production et de consommation de l'effet frigorifique, la boucle de stockage permet d'acheminer le froid produit au niveau de l'échangeur froid de la machine thermoacoustique sur le lieu de

consommation. Pour cela, un fluide frigopporteur circule entre le lieu de production et celui de consommation de l'effet frigorifique en passant par la cuve de stockage.

La charge thermique qui simule un dispositif de consommation de l'effet frigorifique est, pour ce prototype, un réchauffeur de fluide en circulation électrique. En fonction de son mode de régulation (puissance constante ou température de fluide constante), il permet de simuler différents scénarios de consommation.

La boucle de stockage du prototype est composée (fig. 2.30) :

- d'une cuve de stockage frigorifique,
- d'une pompe de circulation,
- d'un réchauffeur de fluide en circulation électrique,
- de canalisations calorifugées.

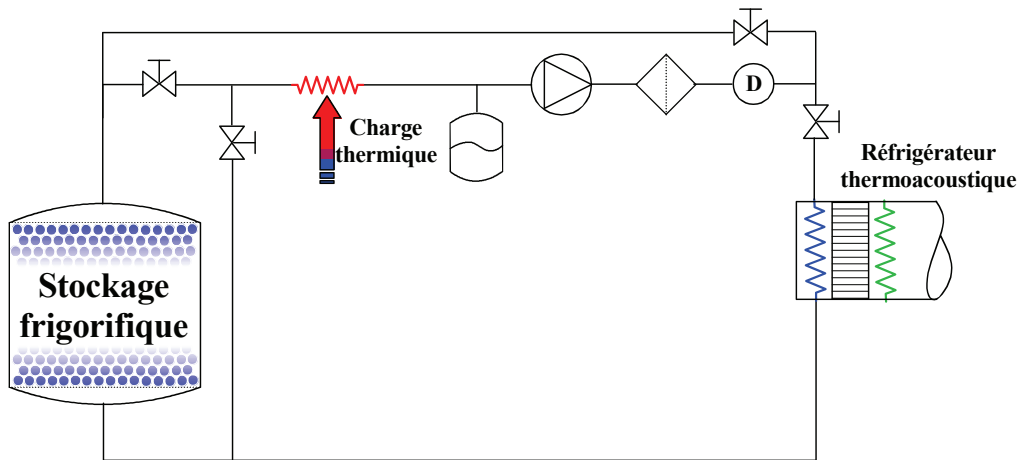


FIGURE 2.30: Schéma fluidique de la boucle de stockage frigorifique

Dans les paragraphes suivants, nous proposons une description des principaux éléments de la boucle de stockage et de son mode de fonctionnement.

La cuve de stockage

La cuve de stockage doit permettre de stocker l'effet frigorifique qui n'a pas été consommé pendant le temps de production pour le restituer durant les périodes sans ensoleillement. Parmi les différentes technologies de stockage frigorifique connues (voir 1.4.1), nous avons fait le choix d'utiliser un stockage par chaleur latente avec la technique d'encapsulation du Matériaux à Changement de Phase (MCP) dans des nodules sphériques (voir 1.4.2). Ce choix technologique permet de réduire le volume de stockage par rapport à un stockage sensible mais également de stabiliser la température de la source froide grâce à la présence du changement de phase qui est une transformation isotherme. Nous avons choisi de faire appel à la société Cristopia pour la conception et la fabrication de la cuve de stockage. Cette entreprise commercialise depuis de nombreuses années des systèmes de stockage utilisant des MCP encapsulés dans des nodules sphériques [100].

Le choix du MCP se fait principalement en fonction de la température de changement de phase souhaitée. Le choix de cette dernière fait l'objet d'un compromis. Elle doit être suffi-

samment basse pour que, durant la phase de déstockage, la température du fluide frigoporteur à la sortie de la cuve soit inférieure à la température de consommation de l'effet frigorifique. Mais elle doit être assez élevée pour que pendant les phases de stockage, la température du fluide en entrée de la cuve (qui dépend directement de la température de l'échangeur froid du réfrigérateur) soit inférieure à la température de cristallisation en considérant le phénomène de surfusion. La machine thermoacoustique a été dimensionnée pour produire une puissance frigorifique d'environ 1 kW à -30 °C. En considérant la différence de température entre le fluide frigoporteur et l'échangeur froid du réfrigérateur et le phénomène de surfusion qui diminue d'environ 4 K la température à atteindre pour initier la cristallisation, il faut que la température de fusion du MCP soit supérieure à -25 °C. La solution eutectique qui a la température de fusion la plus proche de cette limite est celui de la solution H₂O-NaCl, avec une température de fusion de -21,3 °C. C'est donc ce dernier qui a été retenu comme MCP pour notre installation.

La quantité d'énergie que l'on peut stocker dans la cuve est directement proportionnelle à son volume. Ainsi, le volume de la cuve doit être suffisamment grand pour stocker assez d'énergie pendant la phase de production pour pouvoir satisfaire la demande pendant les phases d'arrêts de la machine. Cependant, afin de limiter les pertes thermiques qui sont proportionnelles à la surface d'échange entre les parois de la cuve et le milieu ambiant, le volume de la cuve doit être dimensionné au plus juste. Il faut également, pour satisfaire des contraintes liées au temps d'expérimentation, que le refroidissement au démarrage de la campagne expérimentale ne soit pas trop long. Le dimensionnement d'un stockage pour un procédé solaire est un exercice relativement complexe car en plus de la variabilité possible de la consommation, il faut prendre en compte la variabilité de l'ensoleillement qui peut être extrêmement différent d'une journée à une autre. Pour définir le volume de la cuve du prototype en considérant les contraintes qui viennent d'être mentionnées, nous avons réalisé une étude de sensibilité paramétrique en faisant varier le volume de stockage et en imposant différentes conditions d'ensoleillement à l'aide de l'outil de simulation du procédé que nous avons développé (voir chapitre 3). Le dimensionnement de la cuve a été réactualisé à de nombreuses reprises au cours de la conception du prototype pour intégrer les différentes modifications qui ont été apportées sur le système de captation de l'énergie solaire et sur la machine thermoacoustique. Suite à ces différentes simulations nous avons retenu un volume utile pour la cuve de 0,1 m³.

La cuve utilisée est un élément cylindrique vertical de 400 mm de diamètre intérieur. Elle est équipée de deux diffuseurs de fluide (un à chaque extrémité) et elle contient 250 nodules. Les nodules sont des capsules sphériques en polymère de 96 mm de diamètre externe avec une épaisseur de paroi de 2 mm. Ils sont remplis à 96 % de leur volume par le MCP à l'état liquide. Les diffuseurs sont constitués d'un cylindre métallique de 100 mm de diamètre et 40 mm de hauteur, percés de quatre orifices de 2 mm de diamètre sur la face avant et de douze orifices également de 2 mm de diamètre sur la paroi latérale.

La paroi externe de la cuve est isolée par 100 mm de mousse de polyuréthane expansé afin de limiter les échanges thermiques entre la cuve et le milieu ambiant et d'éviter la condensation et la formation de givre sur la paroi externe.

Les auxiliaires

Les canalisations qui assurent les connections entre les différents éléments de la boucle sont des canalisations en HPF® commercialisées par la société Girpi sous la marque Kryoclim®. Ces matériaux sont utilisables pour des températures de fluide comprises entre -30 et 40 °C. Nous avons choisi pour cette installation des canalisations de diamètre extérieur de 20 mm avec une paroi de 2,3 mm d'épaisseur. Pour limiter les échanges thermiques avec le milieu ambiant et éviter la condensation et la formation de givre à la surface externe des canalisations, celles-ci sont isolées par un isolant flexible, produit par Armacell et commercialisé sous l'appellation AF/Armaflex, de 32 mm d'épaisseur et de conductivité thermique annoncée par le constructeur à 0,0355 W/m.K.

La circulation du fluide frigoporteur dans les différents éléments de la boucle est assurée par une moto-pompe volumétrique à palettes à entraînement magnétique. Elle est fabriquée par la société 3M Pumps et commercialisée par la société Diro Atlantique sous la référence VA03 IN LINE. Le moteur électrique associé est d'une puissance de 0,37 kW avec une vitesse de rotation de 1450 tr/min. Cette moto-pompe est capable de générer des débits de $1.10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ à une pression manométrique de 0,3 MPa pour des températures de fluide comprises entre -100 et 200°C. Elle est couplée à un variateur de fréquence qui permet de modifier la vitesse de rotation du moteur et donc le débit de fluide.

La charge thermique qui simule un dispositif de consommation de l'effet frigorifique est un réchauffeur de fluide en circulation électrique d'une puissance de 1 000 W. Cet équipement est commercialisé par la société Vulcanic sous le nom de réchauffeur de fluide faible débit type 10706. Il est piloté par une régulation de type train d'ondes qui permet, en mode manuel, de fixer la puissance de chauffe et en mode automatique de moduler la puissance de chauffe pour imposer la température du fluide à sa sortie. La puissance nominale de ce réchauffeur a été choisie pour pouvoir consommer l'intégralité de la puissance frigorifique produite par la machine thermoacoustique à la température froide de -30 °C.

Le fluide frigoporteur permet le transfert de l'effet frigorifique dans les différents éléments de la boucle. Il doit donc posséder de bonnes capacités de transfert (forte capacité thermique, faible viscosité, etc...) et les conserver à basse température. Un des critères de choix des fluides frigoporteurs est sa température de cristallisation ; elle doit absolument être inférieure à la température la plus basse de l'installation. Dans notre cas la température minimale est atteinte au niveau de l'échangeur froid du réfrigérateur thermoacoustique. Le prototype a été dimensionné pour fonctionner à une température froide minimale d'environ -30°C. Nous avons choisi d'utiliser un fluide à base de mono-éthylène glycol amérisé commercialisé par la société Dehon sous la nom de NEUTRAGEL® NEO. Cette solution concentrée est, dans l'installation, diluée avec de l'eau à une concentration de 50 % en volume. Le fluide frigoporteur ainsi obtenu a une température de cristallisation de -37 °C.

Mode de fonctionnement

Pendant les phases de production, le fluide frigoporteur doit transférer le froid produit au niveau de l'échangeur du réfrigérateur vers le stockage frigorifique et la charge thermique, il circule donc dans ces trois éléments (fig. 2.31). Pour limiter les pertes thermiques durant le période de déstockage, le fluide circule uniquement entre la cuve et le réchauffeur de fluide en circulation (fig. 2.32).

Il a été démontré par les travaux de recherche de Falcon *et al.* [136] que pour un fonctionnement optimal de la cuve de stockage, il faut établir une stratification thermique perpendiculaire à l'axe de l'écoulement au sein de cette dernière. Pour cela, le sens de circulation du fluide doit être du bas vers le haut de la cuve dans les phases de stockage et dans le sens inverse pour les phases de déstockage.

Pour assurer ces conditions de circulation, deux bypass et un jeu de quatre vannes sont utilisés. En fonction de la position des vannes (ouverte ou fermée), elles permettent de faire varier le sens de circulation du fluide dans la cuve et d'autoriser ou non la circulation dans l'échangeur froid du réfrigérateur. Grâce à ce circuit, il est également possible de fonctionner en mode "consommation directe", c'est-à-dire sans système de stockage, en court-circuitant la cuve (fig. 2.33).

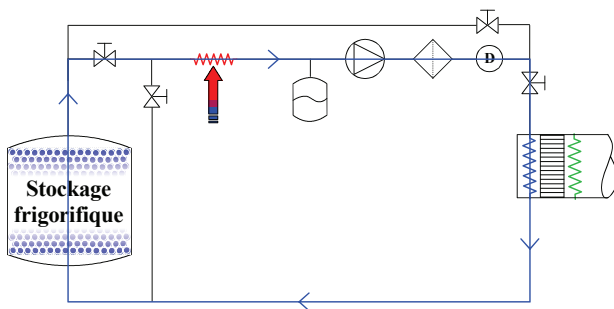


FIGURE 2.31: Circulation du fluide frigoporteur dans la boucle de stockage en mode "stockage"

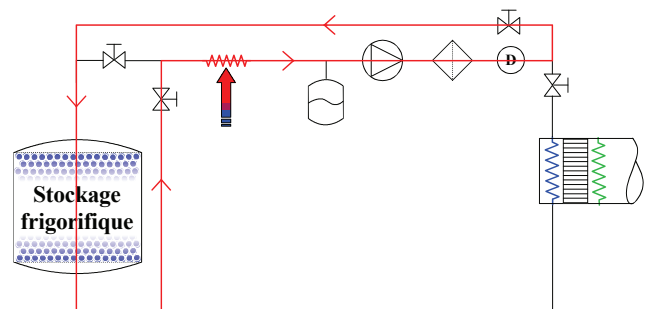


FIGURE 2.32: Circulation du fluide frigoporteur dans la boucle de stockage en mode "déstockage"

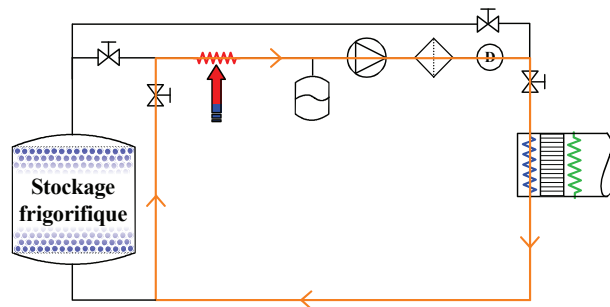


FIGURE 2.33: Circulation du fluide frigoporteur dans la boucle de stockage en mode "consommation directe"

L'instrumentation

Les mesures réalisées sur la boucle de stockage ont pour but de pouvoir étudier le comportement transitoire de cette dernière mais elles doivent également permettre d'établir les bilans thermiques sur les principaux composants. Les grandeurs qui sont mesurées sont :

- Le débit du fluide frigoporteur ; il est mesuré à l'aide d'un débitmètre électromagnétique Rosemount modèle 8711 DN8. L'erreur de mesure annoncée par le constructeur sur ce matériel est inférieure à 0,5 % pour des débits de fluide supérieurs à 0,03 kg/s.
- La température du fluide ; elle est mesurée à l'entrée et à la sortie des principaux composants (échangeur froid du réfrigérateur, cuve de stockage, réchauffeur de fluide en circulation et pompe de circulation) par 5 thermocouples T (cuivre/constantan) de classe 1 avec une gaine de protection en inox de 1,5 mm de diamètre. Leur précision de mesure est de $\pm 0,5$ °C entre - 40 et 125 °C et de $\pm 0,004$ % entre 125 et 350 °C.

L'acquisition de ces mesures est assurée par une centrale Fluke Netdaq reliée à un PC.

2.4 Conclusion

Un modèle statique d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à un stockage frigorifique a été décrit dans la première partie de ce chapitre. Un outil de simulation, réalisé à partir des équations de ce modèle, a été développé dans l'environnement EES (Engineering Equation Solver). Il permet, à partir de données sur la ressource solaire, d'évaluer l'intérêt de l'utilisation d'un système thermoacoustique solaire pour satisfaire une demande définie en puissance frigorifique et d'établir un premier dimensionnement par le calcul :

- des puissances échangées au niveau du système thermoacoustique,
- du rendement global de l'installation,
- du volume minimum du stockage.

Cet outil permet également de réaliser des études de sensibilité paramétriques pour déterminer l'impact de la modification des paramètres principaux sur les performances du système.

Les simulations qui ont été réalisées et qui sont présentées dans ce chapitre, ont permis d'établir le dimensionnement de l'installation pour satisfaire un besoin frigorifique défini en considérant différentes conditions météorologiques. Des études de sensibilités paramétriques ont également été présentées en considérant les variations successives du taux de concentration, de la température de la source chaude de la machine thermoacoustique et de la différence de température entre celle de la source froide et celle de consommation de l'effet frigorifique. Elles ont permis de mettre en évidence l'existence d'une température chaude de fonctionnement optimum en fonction du taux de concentration du collecteur solaire et la dégradation des performances globales du système avec l'augmentation de la différence de température entre celle de la source froide et celle de consommation de l'effet frigorifique.

Dans la seconde partie de ce chapitre, le prototype conçu et fabriqué dans le cadre du projet TACSOL est décrit. Les différentes solutions technologiques qui ont été retenues pour

la conception des éléments du procédé sont discutées et les principales caractéristiques géométriques et de fonctionnement des sous-systèmes sont fournies.

Chapitre 3

Modélisation globale transitoire du prototype

3.1 Introduction

Une des problématique scientifique du projet TACSOL est l'étude du comportement transitoire d'un réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à un stockage frigorifique. Afin de prédire le comportement et les performances du prototype, un modèle global est proposé. Celui-ci décrit le fonctionnement de chaque sous-système du procédé. Il a été développé selon une approche dite nodale, c'est-à-dire que chaque élément, excepté la cuve de stockage, est caractérisé par des grandeurs supposées uniformes (températures, réflectivité, etc...). Quant à la cuve de stockage, pour prendre en considération sa stratification thermique, elle est divisée en plusieurs volumes de contrôle dans lesquels les grandeurs sont considérées uniformes.

Pour présenter le modèle nous avons divisé le procédé en trois parties :

- le système optique avec le collecteur solaire et le modulateur de flux,
- le système de conversion thermodynamique de l'énergie solaire en effet frigorifique avec la machine de réfrigération thermoacoustique solaire et ses auxiliaires,
- le système de stockage frigorifique avec la cuve de stockage et ses auxiliaires (canalisations, pompe de circulation et réchauffeur de fluide en circulation).

La variation temporelle de la source d'énergie et de la consommation de l'effet frigorifique impose une approche transitoire. La partie solaire (le collecteur et le modulateur de flux) et le stockage frigorifique sont traités par des modèles qui décrivent le comportement dynamique des différents éléments qui les composent. Pour la machine de réfrigération thermoacoustique solaire, une approche quasi-stationnaire a été utilisée.

La modélisation du système de captation et de concentration du rayonnement solaire a été réalisée en deux étapes. Dans un premier temps, une modélisation du procédé a été développée à l'aide d'un logiciel de simulation optique des centrales solaires à concentration (Soltrace). Les résultats obtenus avec ces simulations ont permis d'établir des lois de comportement des composants qui ont ensuite été intégrées dans un modèle au niveau système.

Les hypothèses spécifiques et les équations du modèle sont présentées pour chaque sous-système dans les paragraphes suivants. Cependant, les hypothèses suivantes s'appliquent à tous les composants et ne seront pas reprises par la suite. On considère que :

- les fluides caloporteurs sont incompressibles et indilatables,
- les transferts conductifs sont négligés dans les fluides en circulation,
- les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle sont négligeables.

3.2 Le collecteur solaire et le modulateur de flux

Le système de captation et de concentration d'un rayonnement solaire du prototype est composé d'un héliostat, d'un concentrateur parabolique, d'un modulateur de flux et d'une cavité absorbeur (fig. 3.1). Une description complète du fonctionnement et des caractéristiques de ces éléments est disponible dans le paragraphe 2.3.2.

Les flux échangés entre les différents éléments du système de captation solaire du prototype sont représentés dans la figure 3.2.

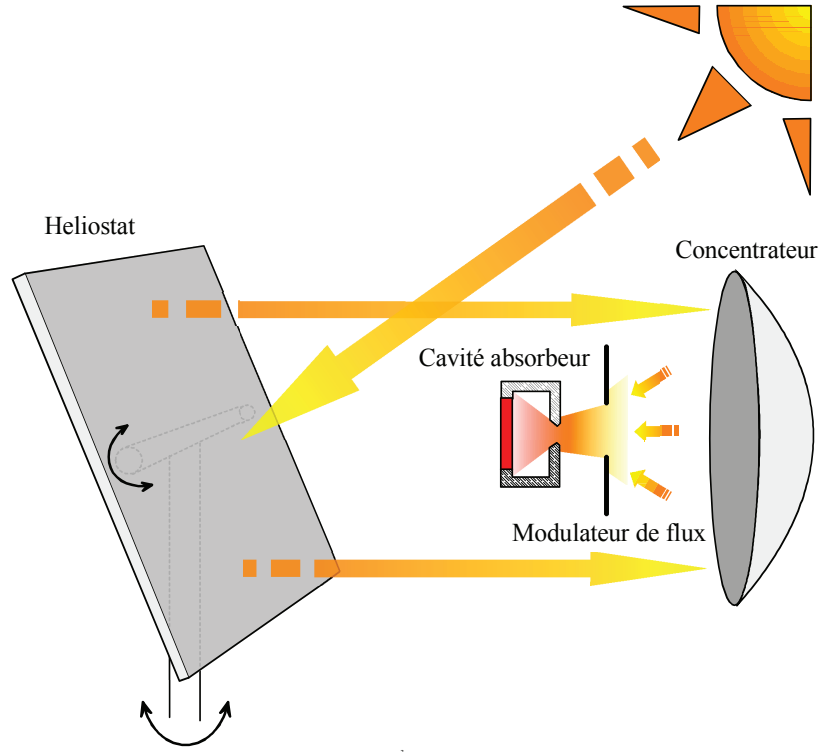


FIGURE 3.1: Schéma de principe du système optique de captation solaire du prototype

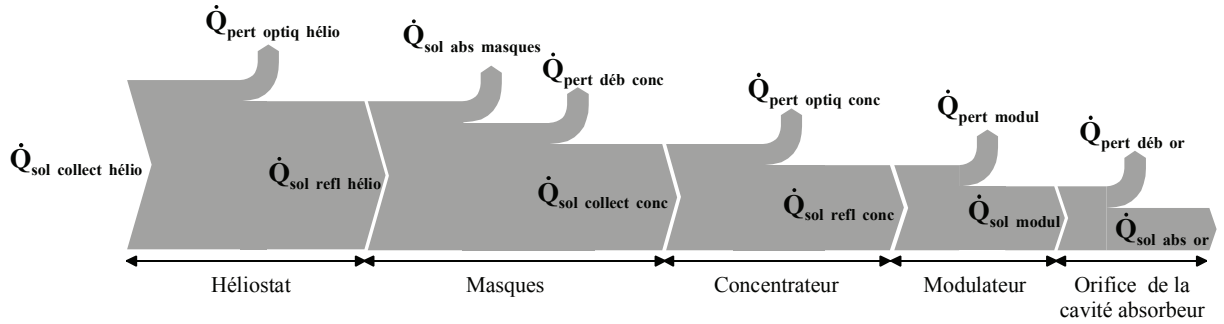


FIGURE 3.2: Flux échangés entre les différents éléments du système de captation solaire du prototype

L'héliostat est orienté selon deux axes pour collecter le rayonnement solaire ($\dot{Q}_{sol\ collect\ hélio}$) et réfléchir le rayonnement direct ($\dot{Q}_{sol\ refl\ hélio}$) de manière parallèle à l'axe du concentrateur durant toute la période de fonctionnement du prototype. Une partie du rayonnement solaire collecté est absorbée par la surface réfléchissante de l'héliostat ($\dot{Q}_{pert\ optiq\ hélio}$). Une portion du rayonnement réfléchi par l'héliostat est captée par les éléments du système qui se trouvent en amont du concentrateur comme la machine thermoacoustique, le récepteur solaire, le châssis du concentrateur, le modulateur de flux, etc... ($\dot{Q}_{sol\ abs\ masques}$). Ces éléments, que nous appellerons dans la suite de ce document "masques", réduisent la surface utile de l'ouverture du concentrateur et forment des ombres sur ce dernier. La surface d'ouverture de l'héliostat est plus grande que celle du concentrateur, ainsi une partie du flux réfléchi par l'héliostat débord de l'ouverture du concentrateur et n'est donc pas captée par ce dernier ($\dot{Q}_{pert\ déb\ conc}$).

Le concentrateur collecte le rayonnement solaire qui provient de l'héliostat ($\dot{Q}_{sol\,collect\,conc}$) et le réfléchit en le concentrant en direction de son foyer ($\dot{Q}_{sol\,refl\,conc}$). Comme pour la réflexion sur l'héliostat, une portion du rayonnement solaire collecté par le concentrateur est absorbée par sa surface réfléchissante ($\dot{Q}_{pert\,optiq\,conc}$). Le modulateur de flux, placé en amont de la cavité absorbeur, permet de réguler le flux solaire au foyer du concentrateur en occultant une partie du flux réfléchi par ce dernier ($\dot{Q}_{pert\,modul}$). En fonction de son ouverture (fig. 3.3), il modifie la puissance solaire reçue dans la plan focal ($\dot{Q}_{sol\,modul}$) mais également le diamètre de la tache focale et la distribution du flux solaire concentré. Au foyer, la tache focale peut être plus large que le diamètre de l'ouverture de la cavité absorbeur. Dans ce cas, seule une partie du rayonnement solaire concentré pénètre dans la cavité ($\dot{Q}_{sol\,abs}$). Pour la portion du flux qui déborde de l'orifice de la cavité, on parle de "pertes par débordement" ($\dot{Q}_{pert\,déb\,or}$).

Dans le plan du modulateur de flux comme au foyer, le flux solaire concentré n'est pas uniformément réparti sur la surface de la tache focale. Cette distribution du flux dépend de la géométrie du concentrateur, mais également des défauts géométriques des miroirs. Au niveau du foyer, elle dépend en plus de l'ouverture du modulateur. Ainsi, la détermination du flux modulé par le modulateur ($\dot{Q}_{sol\,modul}$), du flux perdu par débordement de la tache focale ($\dot{Q}_{pert\,déb\,or}$) et du flux absorbé par la cavité absorbeur ($\dot{Q}_{sol\,abs}$), nécessite un outil de modélisation qui permet de prendre en considération la géométrie des surfaces réfléchissantes et ses imperfections. Pour calculer les flux échangés entre les différents éléments du procédé de captation et de concentration du rayonnement solaire, nous avons utilisé le logiciel de modélisation des systèmes optiques des centrales solaires, Soltrace.

3.2.1 Modélisation optique

Le logiciel Soltrace

Le logiciel Soltrace a été développé par le National Renewable Energy Laboratory (NREL) aux États-Unis pour modéliser et analyser les performances des systèmes optiques des centrales solaires à concentration. Il permet d'étudier tous les types de concentrateurs à réflexion (paraboliques, cylindro-paraboliques, centrales à tour, fours solaires, etc...) mais également les concentrateurs à réfraction. Il utilise la méthode dite de "lancer de rayons" de Monte Carlo. L'utilisateur choisit le nombre de rayons issus de la source de rayonnement, le soleil, qu'il souhaite lancer. Le logiciel produit alors de manière aléatoire une série de rayons en respectant la distribution de flux à la surface du disque solaire choisie par l'utilisateur (homogène, Gaussienne, etc...). Le principe de base est ensuite de calculer la trajectoire de chaque rayon pour voir comment il interagit avec les différents éléments du système et de pouvoir ainsi déterminer le nombre de rayons qui impactent chaque surface. À toutes les étapes, le logiciel détermine l'angle de réflexion de chaque rayon en fonction de son point d'impact, de son angle d'incidence et de la géométrie de la surface en respectant une loi statistique de distribution d'erreurs correspondant aux imperfections de l'élément réfléchissant (erreurs macroscopiques ou microscopiques). Cette

méthode de calcul reproduit le parcours réel des photons. En utilisant un grand nombre de rayons, elle permet d'avoir des résultats précis même avec des systèmes optiques complexes.

Dans Soltrace, un système optique est divisé en étapes. Un rayon qui quitte une étape après avoir interagi avec le ou les éléments de cette dernière ne peut plus, et ce quel que soit sa trajectoire, impacter à nouveau une surface de cette étape. Cette propriété des étapes permet de faciliter le calcul des trajectoires et donc d'économiser du temps de calcul. Une étape est composée d'un ou plusieurs éléments qui sont définis par leurs caractéristiques géométriques (surface, ouverture) et leurs propriétés optiques (réflectivité, erreurs optiques, etc...).

Pour introduire un élément dans Soltrace, il faut définir :

- sa géométrie (forme de l'ouverture et de la surface réfléchissante),
- ses propriétés optiques (réflectivité, erreurs optiques, etc...),
- sa position et son orientation dans le système de coordonnées de l'étape, lui même dépendant d'un système de coordonnées globales.

Le code source n'est pas accessible mais un exécutable du logiciel est disponible sur le site internet du laboratoire NREL [137].

Modélisation du système optique du prototype

Pour modéliser sous Soltrace le système optique du prototype, nous l'avons divisé en trois étapes. La première étape est composée de l'héliostat, la seconde intègre les éléments des masques et du concentrateur, enfin la dernière étape regroupe les éléments du modulateur de flux et l'absorbeur.

L'héliostat utilisé pour la campagne expérimentale est un de ceux du four solaire d'Odeillo implanté à proximité du concentrateur. Bien que réellement composé de plusieurs miroirs disposés les uns à côté des autres sur un châssis plan, on modélise l'héliostat comme un seul miroir plan de la taille du châssis. Aucune mesure des erreurs optiques n'a été réalisée sur les héliostats du four solaire d'Odeillo. Il n'est donc pas possible d'obtenir des informations précises sur les erreurs optiques de ce dernier qui sont indispensables pour envisager une modélisation qui prendrait en considération les différents miroirs. On considère que le suivi solaire de l'héliostat est très précis et donc que son orientation est parfaite pour capter et réfléchir la rayonnement solaire direct dans l'axe du concentrateur. De plus, on suppose que la réflectivité du miroir est homogène sur toute la surface de l'héliostat.

Les masques, qui réduisent la surface utile de l'ouverture du concentrateur sont modélisés par des surfaces planes parfaitement absorbantes. Ces surfaces sont placées dans le plan focal et sont parallèles à l'ouverture du concentrateur.

Le concentrateur utilisé pour cette étude a déjà été modélisé sous Soltrace par Nepveu [67]. Il a réalisé des mesures précises des erreurs optiques de la surface réfléchissante qui lui ont permis de proposer trois niveaux de modélisation pour ce concentrateur. Le premier niveau consiste à considérer celui-ci comme un seul élément parabolique d'ouverture circulaire, en lui appliquant l'erreur optique moyenne globale mesurée lors de la campagne expérimentale. Cette modélisation est très simple à mettre en œuvre. Cependant, elle ne représente pas la géométrie

de la parabole, qui est constituée d'une série d'anneaux paraboliques concentriques (fig. 2.16). De plus, l'erreur optique moyenne globale est une valeur statistique (écart-type) qui ne permet pas de prendre en compte la forte disparité des erreurs mesurées sur la parabole. La seconde méthode de modélisation qui a été proposée, considère un concentrateur composé d'anneaux paraboliques concentriques en appliquant à chaque anneau une erreur optique moyenne calculée à partir des mesures. Chaque anneau est modélisé par un élément caractérisé par un diamètre intérieur, un diamètre extérieur et une courbure décrite par l'équation 2.26. Avec cette modélisation, la géométrie réelle du concentrateur est prise en compte mais l'attribution d'une erreur optique moyenne par anneau ne permet toujours pas de considérer la forte disparité des erreurs. L'objectif de l'étude de Nepveu était de déterminer la distribution de flux à la surface de la tache focale, pour cela il avait besoin de considérer avec précision les erreurs optiques de la parabole. Il a donc proposé un troisième niveau de modélisation où la parabole est divisée en 4 000 à 8 000 éléments. Ces derniers sont orientés en fonction de l'erreur optique mesurée sur la surface élémentaire. Cette modélisation permet d'obtenir des résultats de distribution de flux très précis mais le temps de calcul est considérablement augmenté par rapport à celui des deux autres méthodes.

Pour notre étude, nous avons choisi la seconde méthode en considérant uniquement les trois anneaux centraux du concentrateur, les autres étant masqués par des bandes collantes non réfléchissantes. Notre choix a été motivé par le fait que :

- Cette modélisation nous semble être un très bon compromis entre précision et temps de calcul d'autant plus que nous ne nous intéressons uniquement à la détermination des flux échangés entre les différents éléments et non à la distribution précise du flux concentré.
- La campagne de mesure des erreurs optiques a été réalisée en 2005. Depuis, il est fort probable que les fortes contraintes météorologiques qu'a subies le concentrateur (variation de température, neige, etc. . .) aient altéré localement les caractéristiques de la parabole et donc que les mesures des erreurs locales ne soient plus représentatives de celles du concentrateur à ce jour.
- Nous ne disposons pas de mesures précises des erreurs optiques de l'héliostat ; il ne nous semble donc pas pertinent de traiter différemment l'héliostat et le concentrateur.

Le modulateur de flux est composé d'un châssis et de huit pales triangulaires qui peuvent se mouvoir grâce à une liaison pivot entre leur base et le châssis (fig. 2.18). Le rôle des pales est d'obturer une portion de l'ouverture du modulateur pour réduire la flux solaire qui le traverse (fig. 3.3). La hauteur des pales étant faible par rapport à la distance focale du concentrateur, nous avons modélisé chaque pale par sa projection dans le plan du châssis. Ainsi, une pale est représentée par une surface plane triangulaire parfaitement absorbante placée dans le plan du châssis et parallèle à ce dernier. La position du sommet du triangle varie en fonction de l'ouverture du modulateur.

L'ouverture de la cavité de l'absorbeur est modélisée par une surface plane circulaire parfaitement absorbante placée au point focal du concentrateur. Cette surface est la dernière

étape de la modélisation optique.

3.2.2 Modélisation globale

Le temps de simulation du système optique avec le logiciel Soltrace ne permet pas d'envisager de coupler la modélisation réalisée avec ce logiciel avec les modèles développés pour les autres procédés du prototype pour réaliser des simulations en régime transitoire de l'ensemble de la machine. C'est pourquoi nous avons développé une modélisation globale du procédé de captation et de concentration du rayonnement solaire du prototype. Ce modèle utilise les lois de comportement du modulateur de flux établies grâce aux simulations réalisées avec le logiciel Soltrace.

L'héliostat peut se mouvoir selon deux axes et on suppose que le suivi solaire est suffisamment précis pour qu'il puisse collecter et réfléchir le rayonnement solaire direct de manière parallèle à l'axe du concentrateur. On considère que la surface de l'héliostat est suffisamment grande pour insoler l'intégralité de la surface d'ouverture du concentrateur durant les phases de test quelle que soit la position du soleil. Le concentrateur solaire est un miroir parabolique dont la surface d'ouverture ($A_{ouv\ conc}$) est circulaire. La présence d'éléments tels que la machine thermoacoustique, le châssis du concentrateur, les tuyaux d'écoulement, etc ... en amont du concentrateur occultent une partie de l'ouverture du concentrateur ($A_{masques}$). Les réflectivités de l'héliostat ($\chi_{h\acute{e}lio}$) et du concentrateur (χ_{conc}) sont supposées être constantes et uniformes. Avec ces hypothèses, la puissance solaire réfléchiée par le concentrateur ($\dot{Q}_{sol\ refl\ conc}$) est calculée par :

$$\dot{Q}_{sol\ refl\ conc} = A_{ouv\ conc\ utile} \chi_{h\acute{e}lio} \chi_{conc} DNI \quad (3.1)$$

Où, DNI est le flux solaire normal direct incident et $A_{ouv\ conc\ utile}$ est la surface utile d'ouverture du concentrateur calculée par $A_{ouv\ conc\ utile} = A_{ouv\ conc} - A_{masques}$.

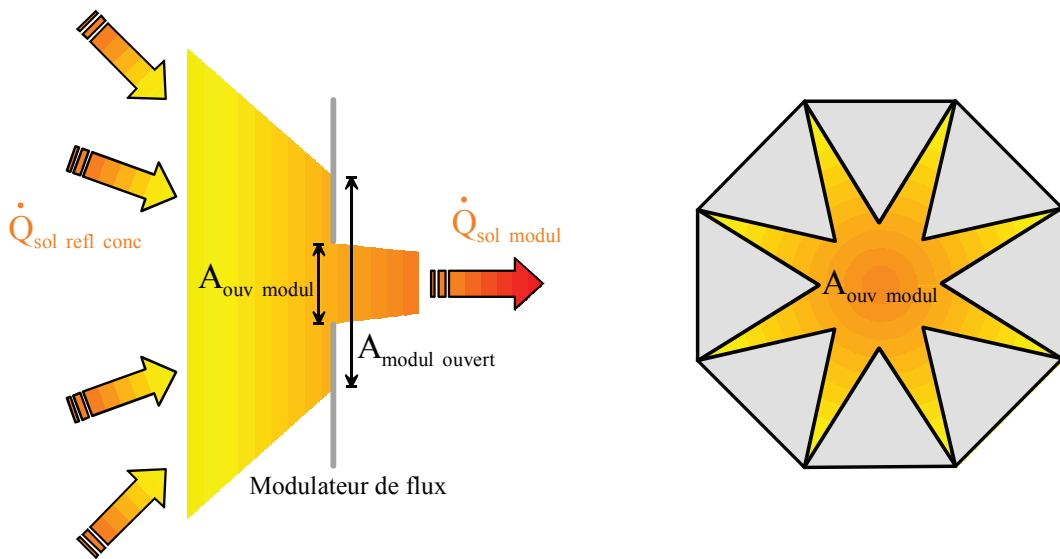


FIGURE 3.3: Schéma de principe du modulateur de flux vu de côté (gauche) et vu de face (droite)

Le modulateur est modélisé par une loi de comportement qui a été établie à partir des simulations optiques réalisées avec le logiciel Soltrace. Cette loi permet de déterminer le taux de modulation (τ_{modul}), c'est-à-dire le rapport entre le flux solaire concentré à l'aval ($\dot{Q}_{sol\ modul}$) et celui en amont ($\dot{Q}_{sol\ refl\ conc}$) du modulateur en fonction du taux d'ouverture de celui-ci ($\tau_{ouv\ modul}$).

$$\tau_{modul} = \frac{\dot{Q}_{sol\ modul}}{\dot{Q}_{sol\ refl\ conc}} = f(\tau_{ouv\ modul}) \quad (3.2)$$

Où, $\tau_{ouv\ modul}$ est le taux d'ouverture du modulateur défini comme le rapport entre la surface d'ouverture du modulateur ($A_{ouv\ modul}$) et la surface d'ouverture du modulateur lorsqu'il est totalement ouvert ($A_{modul\ ouvert}$) :

$$\tau_{ouv\ modul} = \frac{A_{ouv\ modul}}{A_{modul\ ouvert}} \quad (3.3)$$

Nous avons décrit la modélisation du système optique dans sa configuration la plus complexe, c'est-à-dire avec l'utilisation d'un héliostat et d'un concentrateur fixe. Ce système est effectivement celui qui est utilisé pour la campagne expérimentale (à cause de la panne du dispositif du suivi solaire de la parabole) mais il ne correspond pas à celui qui pourrait être mis en œuvre dans le cas d'une unité pilote ou d'une commercialisation du système. À partir de la modélisation de ce système à double réflexion, il est possible de simuler un système de captation solaire comprenant uniquement le concentrateur parabolique orienté suivant deux axes. Pour cela, il suffit de ne pas considérer la réflectivité associée à l'héliostat dans l'équation 3.1 et d'établir les lois de comportement du modulateur à partir de simulations Soltrace sans prendre en compte l'étape de l'héliostat. Dans ce cas le système optique est composé d'un concentrateur parabolique, d'un modulateur de flux et d'un récepteur solaire (fig. 2.13) et les flux échangés entre ces éléments sont présentés dans la figure 3.4.

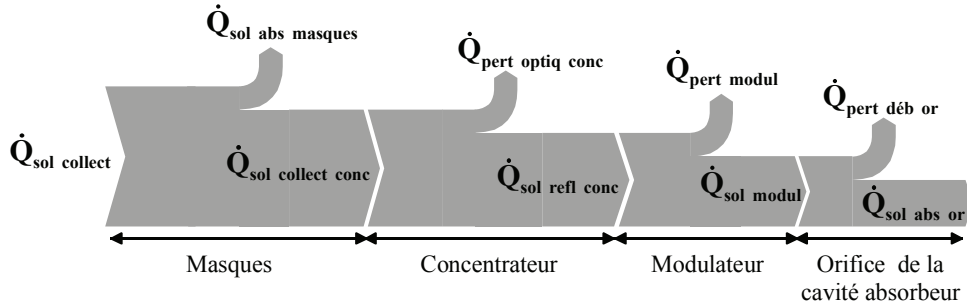


FIGURE 3.4: Flux échangés entre les différents éléments du système de captation solaire à simple réflexion

3.3 La machine de réfrigération thermoacoustique solaire

D'un point de vue du système, une machine de réfrigération thermoacoustique solaire peut être considérée comme la combinaison d'un cycle moteur, recevant de la chaleur provenant d'une source à haute température et rejetant de l'énergie thermique à l'environnement, couplé à un

cycle récepteur pompant de la chaleur à basse température et évacuant de l'énergie thermique à l'ambiance. La machine globale est alors composée de quatre échangeurs de chaleur et se comporte comme un cycle tri-therme. La modélisation de la machine thermoacoustique proposée est basée sur l'application du premier principe de la thermodynamique en régime transitoire sur les quatre échangeurs de chaleur de la machine. Les masses considérées pour ces derniers sont alors des masses thermiques équivalentes prenant en compte la masse de l'échangeur mais également celle des éléments qui l'entourent et dont la température est influencée par celle de ce dernier (portion de tube de résonateur, régénérateur, fluide de travail,...). Le modèle proposé pour la machine thermoacoustique est un modèle quasi-stationnaire. Les bilans thermiques sur les échangeurs sont écrits en régime transitoire mais ils font appel, pour le calcul des échanges thermiques entre le fluide de travail et la paroi des échangeurs, aux résultats de simulation en régime stationnaire de la machine thermoacoustique réalisées avec le logiciel CRISTA (voir 1.2.5) par la société Hekyom.

3.3.1 La cavité absorbeur et l'échangeur chaud du générateur

Le rayonnement solaire concentré après avoir traversé le modulateur atteint le plan de l'orifice de l'absorbeur situé au foyer de la parabole (fig 3.5). Pour des raisons d'optimisation thermique de la cavité (voir 2.3.3), la surface de l'orifice de celle-ci peut être plus petite que l'aire de la tache focale. On suppose que l'absorptivité de la paroi extérieure de la cavité est nulle, ainsi le flux solaire qui déborde de l'orifice ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$) est considéré comme perdu et seul celui qui arrive au niveau de l'orifice est absorbé ($\dot{Q}_{sol\ abs}$) de sorte que :

$$\dot{Q}_{sol\ abs} = \dot{Q}_{sol\ modul} - \dot{Q}_{pert\ déb\ or} \quad (3.4)$$

Où $\dot{Q}_{sol\ modul}$ est le flux solaire modulé calculé à partir de l'équation 3.2 et $\dot{Q}_{sol\ déb}$ est déterminé à partir d'une loi de comportement établie à partir des résultats de simulations réalisées avec Soltrace. Cette loi permet de calculer le taux de débordement ($\tau_{déb}$), défini comme le rapport entre le flux solaire qui déborde de l'orifice ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$) et le flux solaire réfléchi par le concentrateur ($\dot{Q}_{sol\ refl\ conc}$), en fonction du taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{ouv\ modul}$) et du diamètre de l'orifice de la cavité (D_{or}).

$$\tau_{déb} = \frac{\dot{Q}_{pert\ déb\ or}}{\dot{Q}_{sol\ refl\ conc}} = f(\tau_{ouv\ modul}, D_{or}) \quad (3.5)$$

Le flux solaire absorbé par la cavité ($\dot{Q}_{sol\ abs}$) est en grande partie transmis au fluide de travail de la machine thermoacoustique à travers l'échangeur chaud du générateur ($\dot{Q}_{hel-paroi\ cg}$). L'autre partie est échangée avec le milieu ambiant sous forme de pertes thermiques à travers l'orifice ($\dot{Q}_{pert\ or}$) et à travers les parois de la cavité ($\dot{Q}_{pert\ paroi}$). On suppose que la température de la paroi de la cavité est égale à celle de l'échangeur chaud du générateur d'onde (T_{cg}). Cette

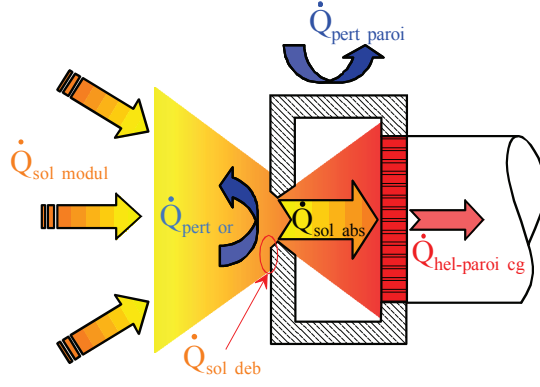


FIGURE 3.5: Schéma de principe et flux thermiques de la cavité et de l'échangeur chaud du générateur d'onde

dernière est considérée comme une masse thermique équivalent à l'échangeur chaud. L'écriture du bilan thermique en régime transitoire sur ces éléments donne :

$$\frac{dU_{cav+cg}}{dt} = \dot{Q}_{sol\ abs} + \dot{Q}_{pert\ or} + \dot{Q}_{pert\ paroi\ cav} + \dot{Q}_{hel-paroi\ cg} \quad (3.6)$$

On considère, au niveau de l'orifice, les échanges thermiques, convectifs et radiatifs entre la cavité et l'ambiance. Les pertes thermiques par l'ouverture de la cavité sont alors calculées par :

$$\dot{Q}_{pert\ or} = A_{or} [\alpha_{or} (T_{amb} - T_{cg}) + \varepsilon_{or} \sigma (T_{amb}^4 - T_{cg}^4)] \quad (3.7)$$

Où A_{or} est la surface de l'orifice de la cavité, T_{amb} est la température ambiante, ε_{or} est l'émissivité de l'orifice et σ est la constante de Stefan-Boltzmann. L'échange convectif au niveau de l'orifice est caractérisé par un coefficient de transfert convectif (α_{or}) calculé à partir des équations 2.7 et 2.8.

On suppose que l'isolation des parois de la cavité est suffisamment efficace pour qu'à la surface de l'isolant, on puisse estimer que l'échange radiatif est négligeable devant l'échange convectif. Pour le calcul, on dissocie les pertes par la paroi latérale (paroi cylindrique) ($\dot{Q}_{pert\ paroi\ lat}$) des pertes par les bords de la cavité (parois planes) ($\dot{Q}_{pert\ paroi\ bords}$) avec $\dot{Q}_{pert\ paroi\ cav} = \dot{Q}_{pert\ paroi\ lat} + \dot{Q}_{pert\ paroi\ bords}$. Ces échanges thermiques sont respectivement calculés par :

$$\dot{Q}_{pert\ paroi\ lat} = \left(1 - \frac{A_{or}}{A_{ext\ lat\ cav}}\right) \frac{T_{amb} - T_{cg}}{\frac{1}{2\pi L_{cav} k_{isol}} \ln \frac{D_{ext\ cav}}{D_{int\ cav}} + \frac{1}{\pi D_{ext\ cav} L_{cav} \alpha_{ext}}} \quad (3.8)$$

et

$$\dot{Q}_{pert\ paroi\ bords} = 2 \frac{T_{amb} - T_{cg}}{\frac{4}{\pi} \left(\frac{e_{isol}}{D_{int\ cav}^2 k_{isol}} + \frac{1}{D_{ext\ cav}^2 \alpha_{ext}} \right)} \quad (3.9)$$

Où, $A_{ext\ lat\ cav}$ est la surface extérieure totale de la cavité qui est définie comme la somme de la surface de la paroi et celle occupée par l'orifice, D et L sont respectivement la longueur et le diamètre de la cavité, k_{isol} est la conductivité thermique de l'isolant, α_{ext} est le coefficient de convection externe que l'on considère ici comme constant et e_{isol} est l'épaisseur de l'isolant au fond de la cavité.

Le terme $\dot{Q}_{hel-paroi\ cg}$ représente l'échange thermique convectif entre la paroi de l'échangeur chaud du générateur d'onde et le fluide de travail de la machine thermoacoustique. Il est déterminé, pour chaque pas du temps de calcul, par une loi de comportement qui a été établie à partir des résultats des simulations de la machine thermoacoustique en régime stationnaire réalisées avec le logiciel CRISTA. Les conditions de simulations de la machine avec ce logiciel sont d'écrites dans le paragraphe 3.3.3.

3.3.2 Les échangeurs à températures intermédiaires et l'échangeur froid

L'échangeur froid assure le transfert de chaleur entre l'hélium et le fluide frigoporteur qui circule dans la boucle de stockage. Les échangeurs à température intermédiaire assurent eux le transfert entre le fluide de travail et le fluide de refroidissement pour évacuer la chaleur vers la source à température intermédiaire.

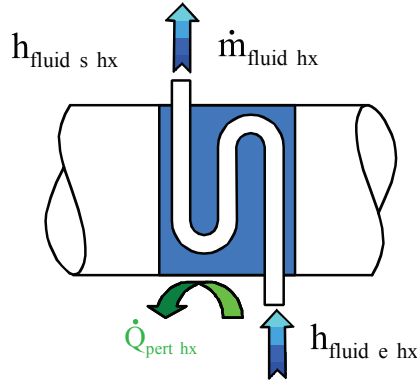


FIGURE 3.6: Schéma de principe et flux thermiques pour l'échangeur froid et les échangeurs à température intermédiaire

Ces trois échangeurs sont de type “courants croisés” avec l'hélium qui circule en mouvement oscillant dans les tubes et le fluide frigoporteur ou de refroidissement qui passe dans la calandre (fig. 2.26). Ils échangent donc d'un côté avec l'hélium ($\dot{Q}_{hel-paroi\ hx}$) de l'autre avec le fluide qui circule dans la calandre ($\dot{Q}_{fluid-paroi\ hx}$). L'échangeur froid est également soumis à des échanges thermiques avec le milieu ambiant à travers la paroi du résonateur acoustique ($\dot{Q}_{pert\ hx}$). Ces échanges sont considérés comme négligeables pour les deux échangeurs à température intermédiaire du fait de leur faible différence de température avec l'ambiance. L'application du premier principe de la thermodynamique sur la paroi et sur le fluide pour ces trois échangeurs donne :

$$\begin{cases} \frac{dU_{paroi\ hx}}{dt} = \dot{Q}_{fluid-paroi\ hx} + \dot{Q}_{hel-paroi\ hx} + \dot{Q}_{pert\ hx} \\ \frac{dU_{fluid\ hx}}{dt} = \dot{Q}_{paroi-fluid\ hx} + \dot{m}_{fluid\ hx} (h_{fluid\ e\ hx} - h_{fluid\ s\ hx}) \end{cases} \quad (3.10)$$

Où, $U_{paroi\ hx}$ et $U_{fluid\ hx}$ sont respectivement l'énergie interne de la paroi de l'échangeur et celle du fluide contenu dans l'échangeur, $\dot{m}_{fluid\ hx}$ est le débit massique de fluide circulant dans

l'échangeur et $h_{fluid\,e\,hx}$ et $h_{fluid\,s\,hx}$ sont respectivement l'enthalpie du fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

L'échange thermique entre le fluide et la paroi ($\dot{Q}_{fluid-paroi\,hx}$) est un échange convectif dont le coefficient ($\alpha_{fluid-paroi}$) est déterminé par une corrélation proposée par Zukauskas et rapportée par Çengel [138] pour calculer les échanges convectifs entre un fluide et un faisceau de tubes :

$$Nu_D = \frac{\alpha_{fluid-paroi} D_{tube}}{k_{fluid}} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3.11)$$

Où, Nu_D est le nombre de Nusselt rapporté à D_{tube} le diamètre externe des tubes, k_{fluid} est la conductivité thermique du fluide, Re_D le nombre de Reynolds à la vitesse maximale du fluide (V_{max}) avec comme grandeur caractéristique D_{tube} et Pr le nombre de Prandtl. Les coefficients C , m , et n sont déterminés en fonction de Re_d et de l'alignement des tubes (en ligne ou en quinconce). A titre d'exemple pour un faisceau de tubes en quinconce avec $Re_D < 500$, $C = 1,04$ $m = 0,4$ et $n = 0,36$.

Les pertes de charge côté calandre (ΔP_{fluid}) sont calculées à partir de la corrélation établie par Zukauskas et citée par Çengel [138] pour un fluide traversant un faisceau de tubes.

$$\Delta P_{fluid} = N_L f \chi \frac{\rho_{fluid} V_{max}^2}{2} \quad (3.12)$$

Où, N_L est le nombre de rangs du faisceau, ρ_{fluid} est la masse volumique du fluide, V_{max} est la vitesse maximale du fluide dans la faisceau de tubes et f et χ sont respectivement le facteur de frottement et le facteur de correction qui sont déterminés par des abaques en fonction de Re_D , de l'alignement et de la distance entre les tubes.

Le terme $\dot{Q}_{hel-paroi\,hx}$ représente les échanges thermiques entre le fluide de travail et la paroi des échangeurs. Comme pour l'échangeur chaud du générateur d'onde, ces flux thermiques échangés sont déterminés à partir de lois des comportement établies avec les résultats des simulations de la machine thermoacoustique en régime établi obtenus avec le logiciel CRISTA.

3.3.3 Modélisation et conditions de simulation de la machine thermoacoustique avec le logiciel CRISTA

La modélisation de la machine a été réalisée par la société Hekyom à l'aide du logiciel CRISTA. La géométrie spécifique de la machine thermoacoustique a été programmée avec comme principales conditions aux limites thermiques, la température des échangeurs à température intermédiaire et celle de l'échangeur froid. La température de l'échangeur chaud comme les puissances thermiques échangées entre l'hélium et la paroi des échangeurs sont des données de sortie. Ces dernières sont fonction du rapport de pression (drive ratio) qui est lui également une donnée d'entrée (pour la définition de rapport de pression voir 1.2.1). La pression moyenne du fluide de travail est également une donnée d'entrée, elle a été fixée pour cette machine à 40 bar. La température du résonateur est considérée comme égale à la température ambiante.

Le temps de simulation de la machine thermoacoustique avec ce logiciel ne permet pas de coupler la modélisation réalisée avec ce dernier avec les modèles proposés pour les autres

sous-systèmes pour réaliser des simulations dynamiques de l'ensemble de l'installation. C'est pourquoi, dans le modèle global, on considère des lois de comportement de la machine thermoacoustique établies à partir des simulations en régime stationnaire de cette dernière.

Les simulations ont été réalisées en imposant différentes températures de l'échangeur froid (de - 40 à 20 °C avec un pas de 10 °C), pour différentes températures de paroi des échangeurs à température intermédiaire (de 0 à 40 °C avec un pas de 5 °C) et pour plusieurs rapports de pression (drive ratios de 0,5 à 5 % avec un pas de 0,5 %). Au total, 1140 simulations ont été réalisées avec des températures chaudes variant de 233,5 °C à 704 °C. Elles ont permis d'établir une cartographie des puissances échangées au niveau des quatre échangeurs de chaleur en fonction des trois niveaux de température (chaude, intermédiaire et froide). À titre d'exemple, la figure 3.7 montre l'évolution de la puissance échangée entre le fluide de travail et la paroi de l'échangeur chaud du générateur ($\dot{Q}_{hel-paroi\ cg}$), en fonction de la température de paroi de l'échangeur chaud du générateur (T_{cg}) et de celle de l'échangeur froid du réfrigérateur (T_{fr}) pour deux températures d'échangeur intermédiaire ($T_{hx\ amb}$) différentes.

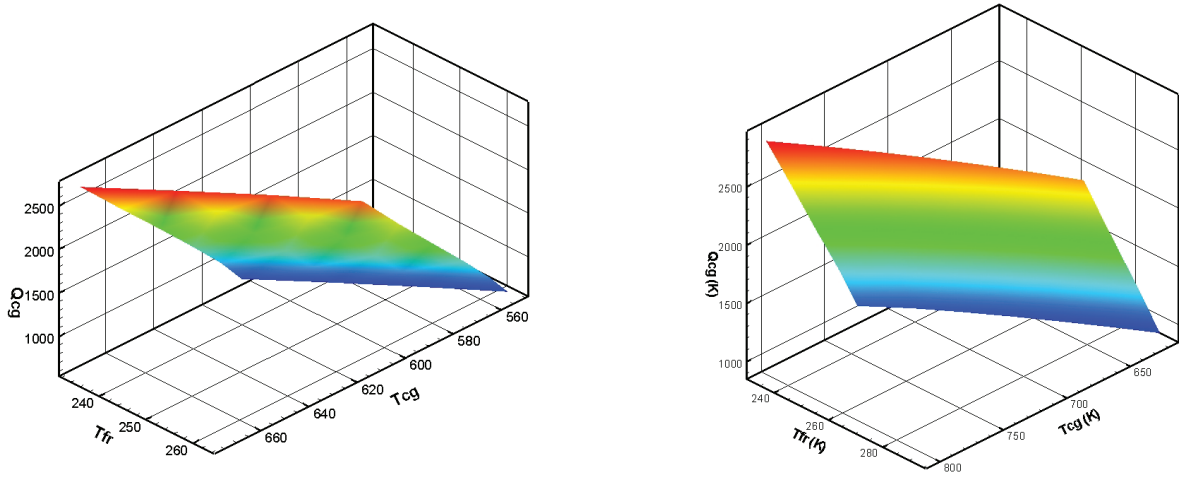


FIGURE 3.7: Évolution de la puissance échangée entre l'hélium et la paroi de l'échangeur chaud du générateur ($\dot{Q}_{hel-paroi\ cg}$) en fonction de la température de l'échangeur chaud du générateur (T_{cg}) et de la température de l'échangeur froid du réfrigérateur (T_{fr}) pour deux températures des échangeurs intermédiaires ($T_{hx\ amb}$), 273 K (à gauche) et de 303 K (à droite)

Un post-traitement de ces résultats de simulations a permis d'établir des relations polynomiales qui permettent de calculer les puissances échangées entre l'hélium et la paroi au niveau des quatre échangeurs de la machine thermoacoustique ($\dot{Q}_{hel-paroi\ hx}$), en fonction de la température de l'échangeur chaud du générateur (T_{cg}), des échangeurs à température intermédiaire ($T_{hx\ amb}$) et de l'échangeur froid (T_{fr}). On obtient ainsi :

$$\dot{Q}_{hel-paroi\ hx} = f(T_{cg}, T_{hx\ amb}, T_{fr}) \quad (3.13)$$

Ces relations sont utilisées à chaque pas de temps de calcul, pour déterminer les flux échangés dans les bilans thermiques établis sur les échangeurs de la machine thermoacoustique (eq. 3.6 et eq. 3.10). Par cette approche quasi-stationnaire, qui considère la modélisation transitoire des échangeurs avec les flux échangés avec l'hélium calculés à partir d'une modélisation

stationnaire, on suppose de fait que les constantes de temps associées à l'acoustique sont faibles par rapport à la thermique des échangeurs.

3.3.4 Les auxiliaires

Bien que le prototype ne soit pas équipé d'aéroréfrigérants (voir 2.3.3), nous avons intégré la possibilité d'utiliser cet élément pour évacuer vers le milieu ambiant, la chaleur rejetée au niveau de l'échangeur froid du générateur et de l'échangeur chaud du réfrigérateur. Il est ainsi possible de simuler le fonctionnement du prototype en imposant un débit massique d'eau avec une température d'entrée constante ou d'étudier le comportement d'une machine équipée d'un aéroréfrigérant comme ce serait le cas pour une machine commerciale. L'aéroréfrigérant considéré est alors un échangeur à fluides séparés (fig. 3.8).

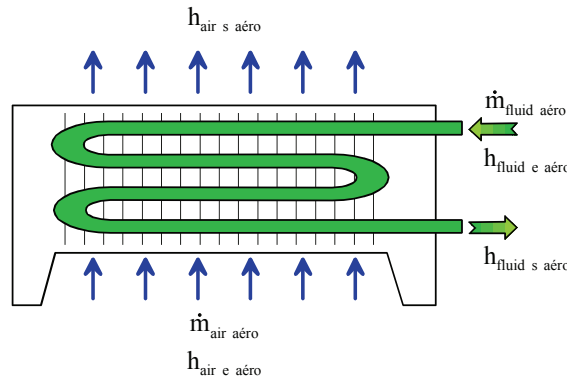


FIGURE 3.8: Schéma de principe d'un aéroréfrigérant à fluides séparés

La paroi métallique de l'échangeur est considérée comme une masse thermique équivalente en fluide de refroidissement. En application du premier principe en régime transitoire sur le fluide et sur la paroi de l'échangeur avec les hypothèses du modèle, on obtient :

$$\frac{dU_{fluid+paroi aéro}}{dt} = \dot{m}_{fluid aéro} (h_{fluid e aéro} - h_{fluid s aéro}) + \dot{Q}_{aéro} \quad (3.14)$$

Où $U_{fluid+paroi aéro}$ est l'énergie interne du fluide et de la paroi de l'aéroréfrigérant, $\dot{m}_{fluid aéro}$ est le débit massique de fluide de refroidissement qui circule dans l'aéroréfrigérant, ce débit est équivalent à la somme des débits qui circulent dans l'échangeur froid du générateur ($\dot{m}_{fluid fg}$) et dans l'échangeur chaud du réfrigérateur ($\dot{m}_{fluid cr}$), $h_{fluid e aéro}$ et $h_{fluid s aéro}$ sont respectivement l'enthalpie d'entrée et l'enthalpie de sortie du fluide de refroidissement et $\dot{Q}_{aéro}$ est la puissance thermique échangée avec le milieu ambiant. Le calcul de cette dernière repose sur la notion d'efficacité ($E_{aéro}$) :

$$E_{aéro} = \frac{\dot{Q}_{aéro}}{\dot{Q}_{max aéro}} \quad (3.15)$$

Où $\dot{Q}_{max aéro}$ est le flux thermique maximum transférable par l'échangeur :

$$\dot{Q}_{max aéro} = C_{min} (T_{fluid e aéro} - T_{air e aéro}) \quad (3.16)$$

avec C_{min} le débit de capacité thermique minimum calculé par :

$$C_{min} = \min [\dot{m}_{fluidaéro} C_{pfluid} ; \dot{m}_{airaéro} C_{pair}] \quad (3.17)$$

Où $T_{fluidaéro}$ et $T_{airaéro}$ sont respectivement la température d'entrée du fluide de refroidissement et la température d'entrée de l'air dans l'aéroréfrigérant, $\dot{m}_{airaéro}$ est le débit massique d'air qui traverse l'aéroréfrigérant et C_{pfluid} et C_{pair} sont respectivement les capacités thermiques massiques à pression constante du fluide de refroidissement et de l'air.

Dans ce modèle, on considère que l'efficacité de l'aéroréfrigérant ($E_{aéro}$) est constante. De plus on ne considère pas les canalisations entre les échangeurs à température ambiante de la machine thermoacoustique et l'aéroréfrigérant, ainsi :

$$\dot{m}_{fluidaéro} h_{fluidaéro} = \dot{m}_{fluidfg} h_{fluidsfg} + \dot{m}_{fluidcr} h_{fluidscr} \quad (3.18)$$

et

$$h_{fluidsaéro} = h_{fluidsfg} = h_{fluidscr} \quad (3.19)$$

3.4 La boucle de stockage

3.4.1 La cuve de stockage

Description du modèle

La modélisation de la cuve de stockage frigorifique établie pour cette étude, est inspirée des travaux réalisés par Bédécarrats *et al.* [139] sur les systèmes de stockage par chaleur latente.

La cuve est un élément cylindrique vertical rempli de nodules contenant un Matériau à Changement de Phase (MCP) (voir 2.3.4). Le fluide frigoporteur circule :

- du bas vers le haut de la cuve en mode stockage (lorsque la température du fluide frigoporteur est inférieure à la température des nodules),
- du haut vers le bas de la cuve lors des phases de déstockage (lorsque la température du fluide frigoporteur est supérieure à la température des nodules).

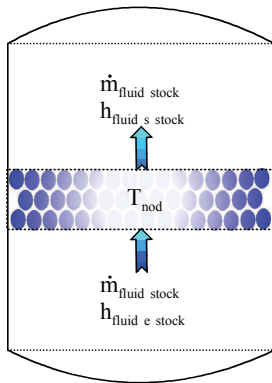


FIGURE 3.9: Schéma d'un volume de contrôle de la cuve de stockage

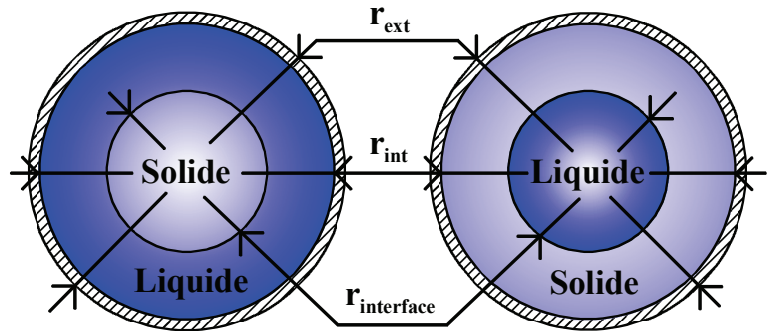


FIGURE 3.10: Schéma d'un nodule en cours de fusion (gauche) et en cours de cristallisation (droite)

On considère que l'écoulement du fluide frigopporteur dans la cuve est de type piston, c'est-à-dire que les variations de température du fluide frigopporteur sont supposées être uniquement selon l'axe débitant. Pour prendre en considération la stratification thermique au sein de la cuve, cette dernière est divisée en volumes de contrôle suivant l'axe de la cuve (fig. 3.9). On considère que la température du fluide est uniforme dans chaque volume de contrôle et qu'elle est égale à sa température de sortie. En circulant, le fluide frigopporteur échange avec les nœuds $\left(\sum_{i=1}^{N_{nod}} \dot{Q}_{i\ fluid-nod}\right)$ et avec l'ambiance à travers la paroi et l'isolation de la cuve $\left(\dot{Q}_{pert\ paroi\ stock}\right)$. On considère les éléments métalliques de la cuve, (la paroi, les diffuseurs, etc...) et les enveloppes en polymère des nœuds comme une masse thermique équivalente en fluide. Ainsi, l'application du premier principe sur le fluide et les éléments de la cuve sur un volume de contrôle donne :

$$\frac{dU_{fluid+élém\ stock}}{dt} = \dot{m}_{fluid\ stock} (h_{fluid\ e\ stock} - h_{fluid\ s\ stock}) + \sum_{i=1}^{N_{nod}} \dot{Q}_{i\ fluid-nod} + \dot{Q}_{pert\ paroi\ stock} \quad (3.20)$$

Où $U_{fluid+élém\ stock}$ est l'énergie interne du fluide et des éléments de la cuve contenus dans le volume de contrôle, $\dot{m}_{fluid\ stock}$ est le débit massique de fluide frigopporteur dans la cuve, $h_{fluid\ e\ stock}$ et $h_{fluid\ s\ stock}$ sont respectivement les enthalpies du fluide à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle et N_{nod} est le nombre de nœuds contenus dans le volume de contrôle.

On suppose que l'isolation des parois de la cuve est parfaitement étanche de manière à éviter la présence de condensation ou de givre sur la paroi externe du tube. La puissance thermique échangée entre le fluide frigopporteur et le milieu ambiant est alors calculée par :

$$\dot{Q}_{pert\ paroi\ stock} = K_{paroi\ stock} A_{paroi\ stock} (T_{fluid\ s\ stock} - T_{amb}) \quad (3.21)$$

Où $K_{paroi\ stock}$ est le coefficient d'échange global entre le fluide et le milieu ambiant, $A_{paroi\ stock}$ est la surface interne de la paroi de la cuve, $T_{fluid\ s\ stock}$ est la température du fluide et T_{amb} est la température ambiante.

Le MCP utilisé est une solution aqueuse saline à sa composition eutectique. Ainsi, les changements de phases sont réalisés à température constante comme ceux d'un corps pur. À cause du phénomène de surfusion et du caractère aléatoire de la cristallisation du MCP (voir 1.4.2), bien que la température du fluide soit homogène, les nœuds contenus dans un même volume de contrôle peuvent être à des états (non cristallisé, cristallisé ou partiellement cristallisé) et à des températures différents. Ces phénomènes imposent la modélisation de chacun des nœuds de la cuve. On suppose que les échanges conductifs et radiatifs entre les nœuds sont négligeables par rapport aux échanges convectifs entre le fluide et les nœuds $\left(\dot{Q}_{fluid-nod}\right)$. Dans ces conditions, l'écriture du bilan thermique en régime transitoire sur un nœud donne :

$$\frac{dU_{nod}}{dt} = m_{nod} \frac{du_{nod}}{dt} = \dot{Q}_{nod-fluid} \quad (3.22)$$

Où, U_{nod} est l'énergie interne du MCP contenu dans un nœud, m_{nod} est la masse du MCP contenu dans un nœud et u_{nod} est l'énergie interne spécifique du MCP. Cette dernière

est déterminée, en fonction de l'état du nodule en considérant comme état de référence le MCP cristallisé à la température T_{ref} et en supposant constantes les capacités calorifiques à volume constant du MCP à l'état solide et à l'état liquide ($Cv_{MCP\ solid}$ et $Cv_{MCP\ liq}$) :

$$u_{nod} = \begin{cases} u_{ref} + Cv_{MCP\ solid} (T_{nod} - T_{ref}) & si \quad x_{nod,i} = 1 \\ u_{ref} + Cv_{MCP\ solid} (T_{fusion} - T_{ref}) + x_{solid} L_{MCP} & si \quad 0 < x_{nod,i} < 1 \\ u_{ref} + Cv_{MCP\ solid} (T_{fusion} - T_{ref}) + L_{MCP} + Cv_{MCP\ liq} (T_{nod} - T_{ref}) & si \quad x_{nod,i} = 0 \end{cases} \quad (3.23)$$

Où u_{ref} est l'énergie interne spécifique du nodule à l'état de référence, x_{solid} est le titre solide défini comme le rapport entre la masse de MCP cristallisé sur la masse totale du MCP et L_{MCP} est la chaleur latente de fusion du MCP.

La cristallisation du MCP contenu dans un nodule est soumise au phénomène de surfusion et est de ce fait aléatoire. Pour déterminer le nombre de nodules qui cristallisent à chaque pas de temps de calcul, on utilise la loi de nucléation proposée par Turnbull [140]. D'après cette loi, le nombre de nodules nouvellement cristallisés (ΔN_{crista}) est proportionnel à la probabilité de cristallisation par unité de temps $J(T_{nod})$ et au nombre de nodules encore à l'état non-cristallisé ($N_{nod} - N_{crista}$).

$$\Delta N_{crista} = J(T_{nod}) \cdot [N_{nod} - N_{crista}] \cdot \Delta t \quad (3.24)$$

Où Δt est le pas de temps de calcul et $J(T_{nod})$ est la probabilité de cristallisation par unité de temps calculée, d'après les théories classiques de la nucléation par :

$$J(T_{nod}) = A(T_{nod}) \exp\left(-\frac{B}{T_{nod}(T_{fusion} - T_{nod})^2}\right) \quad (3.25)$$

Où $A(T_{nod})$ que nous considérons dans notre modélisation comme constant et B sont des coefficients qui ont été déterminés expérimentalement par Bédécarrats et Dumas [90].

Lorsque le nombre de nodules nouvellement cristallisés calculé n'est pas un nombre entier, la partie entière de ce nombre correspond au nombre de nodule qui sont sûr de cristalliser. Si on appelle X la partie décimale de ce nombre, la probabilité qu'on ait une cristallisation supplémentaire vaut X . Pour prendre en considération cette probabilité, on réalise un tirage aléatoire d'un nombre réel entre 0 et 1. Si ce nombre est inférieur à X , on ajoute une cristallisation supplémentaire.

Il a été démontré expérimentalement, notamment par Bédécarrats et Dumas [141] et Chan et Tan [142], que la cristallisation est initiée sur l'enveloppe des nodules et qu'elle se propage de manière concentrique vers le centre (fig. 3.11 et fig. 3.10). L'initiation de la cristallisation du MCP a lieu à une température inférieure à sa température de fusion (T_{fusion}). Avant la cristallisation, le nodule est à la température T_{nod} et juste après l'apparition des premiers cristaux la température du nodule remonte à la température de fusion grâce à la chaleur dégagée par la formation d'une couche de solide sur la paroi interne du nodule. La formation de cette couche étant très rapide, on considère cette transformation comme adiabatique. On calcule

donc le titre solide x_{solid} au moment de la cristallisation de nodule par :

$$x_{solid} = \frac{Cv_{MCPliq} (T_{fusion} - T_{nod})}{L_{MCP}} \quad (3.26)$$

Pendant la cristallisation du nodule, on calcule le rayon de l'interface solide/liquide ($r_{interface}$) (fig. 3.10) par l'équation :

$$r_{interface} = [r_{int}^3 (1 - x_{solid})]^{1/3} \quad (3.27)$$

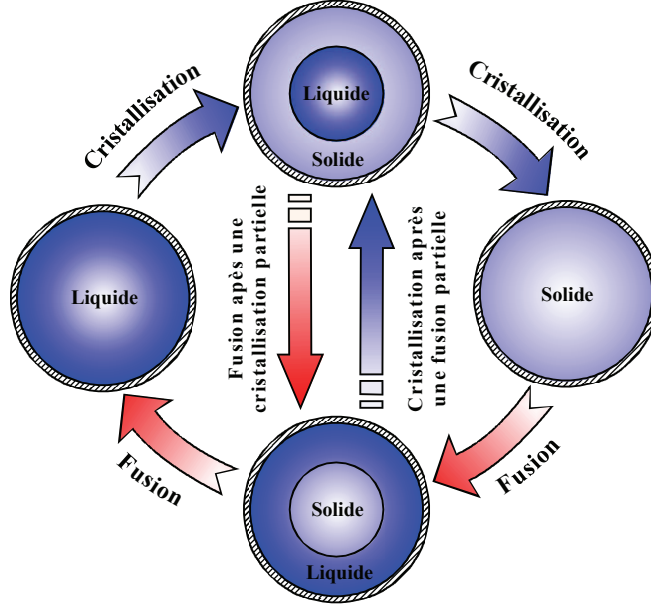


FIGURE 3.11: Schéma du parcours de la cristallisation et de la fusion des nodule

On considère que la fusion des nodule est initiée à partir de la paroi et que le front de fusion se propage de manière concentrique en direction du centre (fig. 3.11 et fig. 3.10). Ce changement de phase débute dès que la température du MCP cristallisé devient supérieure à la température de fusion et est réalisé à température constante (T_{fusion}). Pendant la fusion du nodule, la propagation du front de fusion est calculée par la détermination du l'interface liquide/solide ($r_{interface}$) grâce à l'équation :

$$r_{interface} = [r_{int}^3 x_{solid}]^{1/3} \quad (3.28)$$

On considère dans le cas de la cristallisation d'un nodule après qu'il a subi une fusion partielle, que la partie cristallisée du MCP est attachée à l'enveloppe du nodule et que le front de cristallisation se propage de manière concentrique en direction du centre (fig. 3.11). De la même manière, dans le cas d'une fusion après une cristallisation incomplète, on considère que la partie cristallisée est au centre du nodule et que le front de fusion se propage de l'enveloppe vers le centre (fig. 3.11).

La détermination du flux échangé entre le fluide et un nodule est réalisée en considérant que durant le changement de phase, la chaleur sensible est négligeable devant la chaleur latente (hypothèse de transformation quasi-stationnaire). En considérant les propriétés thermiques de

chaque phase constantes, la puissance thermique échangée entre le fluide frigoporteur et le MCP contenu dans un nodule est calculée par :

$$\dot{Q}_{fluid-nod} = \frac{T_{nod} - T_{fluid}}{R_{ext} + R_{env} + R_{int}} \quad (3.29)$$

Où R_{ext} , R_{env} et R_{int} sont respectivement les résistances thermiques externe, de l'enveloppe et interne du nodule. Elles sont calculées par les équations suivantes :

$$R_{ext} = \frac{1}{4 \pi r_{ext}^2 \alpha_{ext}} \quad (3.30)$$

Où r_{ext} est le rayon externe de l'enveloppe du nodule et α_{ext} est le coefficient d'échange convectif entre la paroi du nodule et le fluide. Il est calculée par l'équation suivante [139] :

$$\alpha_{ext} = \frac{k_{fluid}}{2 r_{ext}} Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad (3.31)$$

Où le nombre de Reynolds est calculé avec comme grandeur caractéristique le diamètre externe des nodules et comme vitesse de fluide la vitesse débitante dans le lit de nodules.

La résistance thermique de l'enveloppe est calculé par :

$$R_{env} = \frac{1}{4 \pi k_{env}} \left(\frac{1}{r_{int}} - \frac{1}{r_{ext}} \right) \quad (3.32)$$

Où k_{env} est la conductivité thermique de l'enveloppe et r_{int} est le rayon interne de l'enveloppe du nodule.

Le calcul de la résistance interne nécessite de considérer trois cas différents :

- le nodule est intégralement fondu ou cristallisé : nous considérons dans ce cas que la température du MCP est uniforme et donc que la résistance interne est nulle ($R_{int} = 0$).
- le nodule est en cours de cristallisation : dans ce cas la couche de solide qui se forme sur la surface interne de la paroi introduit une résistance thermique entre l'enveloppe et le MCP à l'état liquide au centre du nodule.

$$R_{int} = \frac{1}{4 \pi k_{MCP solid}} \left(\frac{1}{r_{interface}} - \frac{1}{r_{int}} \right) \quad (3.33)$$

Où $k_{MCP solid}$ est la conductivité thermique du MCP à l'état solide et $r_{interface}$ est le rayon de l'interface solide/liquide.

- le nodule est en cours de fusion : dans ce cas la couche de liquide qui se forme à la surface interne de la paroi introduit une résistance thermique entre l'enveloppe et le MCP à l'état solide au centre du nodule. Les mouvements de convection naturelle qui se mettent en place dans la couche de liquide sont pris en considération par l'utilisation d'une conductivité thermique équivalente pour le MCP liquide ($k_{MCP liqeq}$). Cette dernière a été déterminée expérimentalement par Bédécarrats *et al* [139].

$$R_{int} = \frac{1}{4 \pi k_{MCP liqeq}} \left(\frac{1}{r_{interface}} - \frac{1}{r_{int}} \right) \quad (3.34)$$

Pour le calcul des pertes de charge dans la cuve de stockage, on considère les pertes de charge singulières (ΔP_{sing}) liées :

- à l'élargissement brusque à l'entrée de la cuve,
- aux diffuseurs,
- au lit de nodules,
- au rétrécissement brusque à la sortie de la cuve.

Elles sont calculées à partir des équations suivantes :

$$\Delta P_{sing} = \zeta \rho_{fluid} \frac{V_{fluid}^2}{2} \quad (3.35)$$

Où ρ_{fluid} est la masse volumique du fluide frigoporteur, V_{fluid} est la vitesse débitante du fluide en amont de l'obstacle et ζ est le coefficient de pertes de charge singulière. Ce dernier est fonction de la géométrie de la singularité, dans ce modèle nous avons considéré les corrélations suivantes :

- Pour l'élargissement brusque : $\zeta = 1$ [143]
- Pour le rétrécissement brusque : $\zeta = 0,5$ [143]
- Pour le diffuseur, nous avons considéré le coefficient de perte de charge d'une plaque plane perforée dont les ouvertures sont à bords vifs [144] :

$$\zeta = (0,707\sqrt{1-\kappa} + 1 - \kappa)^2 \frac{1}{\kappa^2} \quad (3.36)$$

Où κ est le rapport de surface entre la surface débitante de la plaque (A_0) et la surface totale de la plaque (A_1), $\kappa = A_0/A_1$.

La perte de charge à travers le lit de nodules $\Delta P_{lit\,nod}$ est calculée à partir de l'équation d'Ergun : [145]

$$\Delta P_{lit\,nod} = L_{lit\,nod} \left[\frac{150 \mu_{fluid}}{D_{nod}^2} \frac{\varepsilon_{lit\,nod}^2}{(1 - \varepsilon_{lit\,nod})^3} V_{fluid\,lit\,nod} + \frac{1,75 \rho_{fluid}}{D_{nod}} \frac{\varepsilon_{lit\,nod}}{(1 - \varepsilon_{lit\,nod})^3} V_{fluid\,lit\,nod}^2 \right] \quad (3.37)$$

Où $L_{lit\,nod}$ est la hauteur du lit de nodule, μ_{fluid} est la viscosité dynamique du fluide, D_{nod} est le diamètre des nodules, $\varepsilon_{lit\,nod}$ est la fraction volumique des nodules dans le lit et $V_{fluid\,lit\,nod}$ est la vitesse débitante du fluide dans le lit.

La perte de charge de la cuve de stockage (ΔP_{cuve}) est la somme des pertes de charge singulières précédemment mentionnées, $\Delta P_{cuve} = \Delta P_{lit\,nod} + \sum \Delta P_{sing}$.

Validation expérimentale

Les équations proposées pour modéliser le fonctionnement de la cuve de stockage qui sont décrites dans le paragraphe précédent ont été discrétisées en temps selon la méthode Euler explicite et programmées dans un environnement Delphi. L'outil de simulation obtenu a été utilisé pour simuler le comportement d'une cuve de stockage frigorifique dans les conditions de dimensionnement et de fonctionnement de l'étude expérimentale réalisée par Bédécarrats *et al.* et rapportées dans [146]. Le système de stockage qui a été testé lors de cette campagne

expérimentale est de technologie identique à celui qui sera couplé au réfrigérateur thermoacoustique solaire, cependant le volume de la cuve et les températures de fonctionnement sont différents. L'objectif ici est de simuler le comportement de la cuve dans différentes conditions de fonctionnement qui ont été étudiées expérimentalement afin de confronter les résultats de simulations aux résultats expérimentaux et ainsi vérifier la validité du modèle.

Le système de stockage qui a été étudié expérimentalement est une cuve métallique de 1 m^3 de volume utile (volume rempli de nodules). Elle mesure 1,42 m de haut et 0,95 m de diamètre. Elle est équipée au deux extrémités du volume utile (en haut et en bas) de disques métalliques percés de 48 trous appelés diffuseurs. Ils permettent de contenir les nodules mais également de répartir la circulation du fluide sur toute la largeur du lit. Aux deux extrémités de la cuve (entre les diffuseurs et la paroi), il y a deux volumes sans nodule de $0,13 \text{ m}^3$ chacun. Le fluide frigoporteur utilisé est une solution aqueuse à base de mono-éthylène glycol. Le volume utile contient 2 400 nodules de 77 mm de diamètre avec une épaisseur de l'enveloppe de 2 mm. Les nodules sont remplis à 96 % d'eau avec un agent nucléant ($T_{fusion} = 0^\circ\text{C}$).

La mesure du débit volumique du fluide frigoporteur est assurée par un débitmètre électromagnétique de type KOBOLD VKM-ZA-80 avec une précision de mesure de 2 % dans la gamme de débit utilisée. Les mesures de températures sur le fluide sont réalisées par des thermocouples de type K placés dans des gaines de 2 mm de diamètre.

Les données d'entrées utilisées pour les simulation sont :

- les caractéristiques géométriques de la cuve mentionnés ci-dessus,
- les propriétés thermophysiques du fluide frigoporteur,
- les propriétés thermophysiques du MCP,
- les propriétés thermophysiques de l'isolant de la cuve,
- la température ambiante,
- le débit et la température d'entrée du fluide frigoporteur.

Les valeurs utilisées pour ces différents paramètres sont présentées dans le tableau 3.1.

TABLE 3.1: Propriétés principales du fluide frigoporteur, du MCP et le l'isolation de la cuve utilisées pour les simulations de la cuve étudiée par Bédécarrats et al.

Données d'entrées	Valeurs
Masse volumique du fluide frigoporteur	1077 kg/m^3
Capacité thermique massique du fluide frigoporteur	3300 J/kg.K
Conductivité thermique du fluide frigoporteur	$0,42 \text{ W/m.K}$
Capacité thermique massique du MCP cristallisé	2100 J/kg.K
Capacité thermique massique du MCP liquide	4185 J/kg.K
Chaleur latente de cristallisation	333.10^3 J/kg
Masse volumique du MCP liquide	1000 kg/m^3
Conductivité thermique du MCP cristallisé	$2,1 \text{ W/m.K}$
Conductivité thermique équivalente du MCP liquide	$1,1 \text{ W/m.K}$
Coefficient d'échange thermique globale entre le fluide et l'ambiance	$1,35 \text{ W/m}^2.\text{K}$
Température ambiante	20°C

Une série de simulations de stockage avec un profil de température d'entrée du fluide

imposé a été réalisée pour différents débits (de 1,1 à 2,5 m³/h). À l'état initial, les températures du fluide frigoporteur et de la cuve de stockage sont de 6,2 °C et la totalité du MCP est liquide. Le fluide frigoporteur en entrée de cuve est refroidi avec une vitesse de refroidissement de - 4 K/h pour être stabilisé à la température de - 6,0 °C. La figure 3.12, représente l'évolution au cours du temps de la température d'entrée du fluide frigoporteur et des températures de sortie mesurées expérimentalement et obtenues par les simulations pour les différents débits étudiés. Quel que soit le débit du fluide frigoporteur utilisé, les courbes de températures de sortie obtenues ont la même allure. Dans un premier temps, la température de sortie diminue avec une vitesse de refroidissement proche de celle de la température d'entrée. Cette première étape correspond à une phase de stockage sensible où les nodules sont refroidis jusqu'à atteindre leur température de cristallisation. Le début de la cristallisation des nodules se caractérise par une rupture de pente de la courbe représentant la température de sortie pour former quasiment un palier de température aux alentours de -1.5 °C. Cette stabilisation de la température de sortie est due au changement de phases du MCP qui se fait à température constante. C'est donc l'étape où l'énergie est stockée sous forme de chaleur latente. Au fur et à mesure que la cristallisation s'achève dans les nodules, la différence de température entre l'entrée et la sortie du fluide se réduit pour être quasiment nulle à la fin du cycle de stockage. Cette dernière étape correspond également à une phase de stockage sensible où les nodules cristallisés sont refroidis pour atteindre la température de stabilisation du fluide.

Les profils de températures de sortie obtenus par la simulation sont relativement proches de ceux mesurés lors de la campagne expérimentale et cela dans toutes les étapes du stockage. On notera la très bonne détermination du début de la cristallisation et de la fin de la phase de stockage. On remarque cependant qu'au début de l'étape de cristallisation la température de sortie du fluide est légèrement surestimée par les simulations alors qu'elle est faiblement sous-estimée à la fin du stockage. Cette différence de température n'impacte pas de manière significative le comportement du stockage. D'un point de vue énergétique, l'effet frigorifique cédé par le fluide frigoporteur est sur les quatre simulations en moyenne, de 61,4 kWh et de 59 kWh pour les essais expérimentaux soit une différence de 4 %.

Des simulations ont également été réalisées et les résultats obtenus ont été comparés aux résultats expérimentaux de Bédécarrats *et al.* pour le fonctionnement de la cuve en mode déstockage. Ces expériences ont été menées avec un profil de température d'entrée du fluide imposé et avec différents débits de fluide frigoporteur. La figure 3.13 représente les profils de température en fonction du temps, du fluide en entrée et en sortie obtenus par les simulations et mesurés aux cours de la campagne expérimentale pour différents débits (de 1 à 2,3 m³/h). À l'état initial, la température du fluide frigoporteur et de la cuve de stockage est de -6,3 °C et la totalité du MCP est cristallisée. La température du fluide à l'entrée de la cuve est progressivement augmentée à une vitesse de 4 K/h pour être stabilisée à 6 °C. Avant d'atteindre la température de fusion du MCP, la température du fluide à la sortie de la cuve du fluide augmente de manière analogue à celle de l'entrée. Dans cette première étape, le MCP déstocke de l'énergie sensible. Lorsque la température de fusion du MCP est atteinte, l'augmentation de température du fluide à la sortie

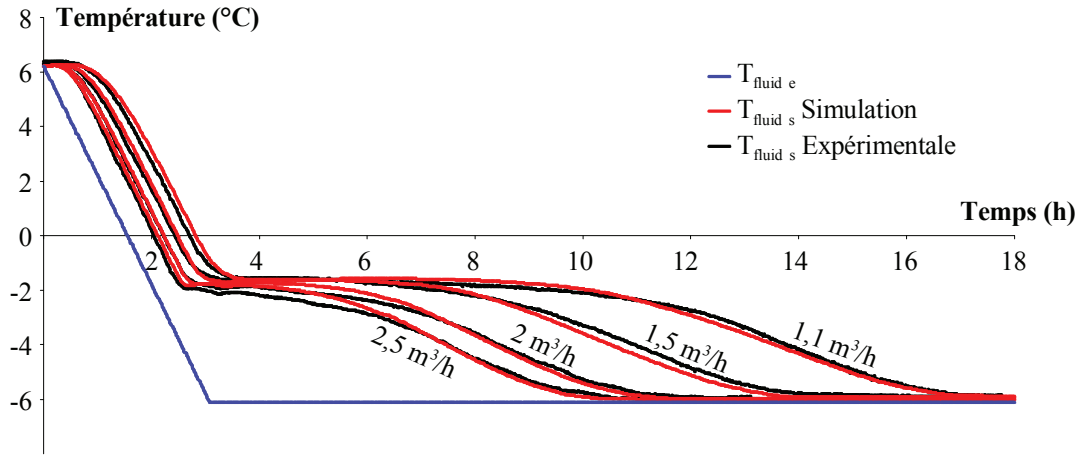


FIGURE 3.12: Comparaison de l'évolution des températures de sortie obtenues par les simulations et par les essais expérimentaux menés par Bédécarrats et al. pour différents débits de fluide frigoporteur lors d'un stockage où la température d'entrée du fluide est imposée

de la cuve est infléchi. La fusion a lieu à température constante, cependant, du fait de la faible conductivité du MCP liquide comparé au MCP solide, le palier de température est, pour le mode déstockage de la cuve, moins marqué que celui observé lors du stockage. Progressivement le MCP fond et se réchauffe afin qu'à la fin de la période de déstockage, la température de sortie du fluide frigoporteur soit quasiment égale à celle de l'entrée.

La figure 3.13 montre un bon accord entre les profils de températures de sortie obtenus par les simulations et ceux mesurés lors de la campagne expérimentale de Bédécarrats *et al.* [146]. On notera cependant que le modèle surestime légèrement la température du fluide au début de la phase de fusion et qu'en fin de fusion, le modèle génère quelques instabilités numériques. Du point de vue énergétique, l'énergie échangée entre le fluide et le système de stockage est en moyenne, sur les quatre simulations, de 55,6 kW.h et de 52,7 kW.h pour les essais expérimentaux soit une différence de 5 %.

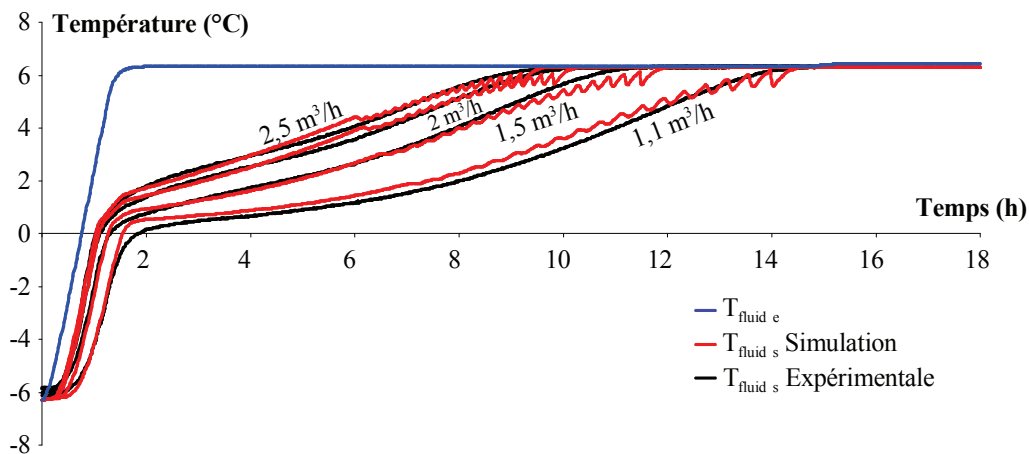


FIGURE 3.13: Comparaison de l'évolution des températures de sortie obtenues par les simulations et par les essais expérimentaux menés par Bédécarrats et al. pour différents débits de fluide frigoporteur lors d'un déstockage où la température d'entrée du fluide est imposée

La confrontation entre les résultats de simulations et ceux obtenus expérimentalement par

Bédécarrats *et al.* [146] a permis de vérifier que le modèle proposé représente bien la dynamique du système de stockage par chaleur latente avec la technologie des nodules encapsulés en mode stockage et en phase de déstockage.

3.4.2 Les canalisations

Les canalisations assurent la connexion entre les différents éléments de la boucle de stockage. Le fluide qui les traverse échange de la chaleur avec le milieu ambiant à travers la paroi du tube et l'isolant ($\dot{Q}_{pert\ paroi\ canal}$). On suppose que la température du fluide dans la canalisation est égale à celle du fluide en sortie ($T_{fluid\ s\ canal}$). On considère la paroi du tube comme une masse thermique équivalent que l'on ajoute à celle du fluide frigoporteur. Dans ces conditions, l'application du premier principe de la thermodynamique sur un tronçon de canalisation donne :

$$\frac{dU_{fluid+paroi\ canal}}{dt} = \dot{Q}_{pert\ paroi\ canal} + \dot{m}_{fluid\ canal} (h_{fluid\ e\ canal} - h_{fluid\ s\ canal}) \quad (3.38)$$

Où $U_{fluid+paroi\ canal}$ est l'énergie interne du fluide et de la paroi du tube, $\dot{m}_{fluid\ canal}$ est le débit massique de fluide et $h_{fluid\ e\ canal}$ et $h_{fluid\ s\ canal}$ sont respectivement l'enthalpie d'entrée et de sortie du fluide.

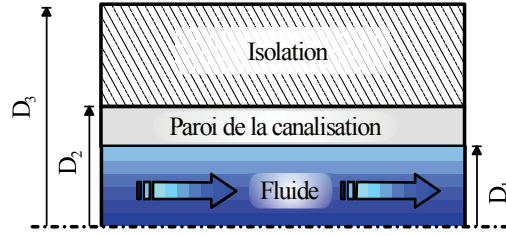


FIGURE 3.14: Schéma de principe des canalisations

On suppose que l'isolation est parfaitement étanche de manière à éviter la présence de condensation ou de givre sur la paroi externe du tube. La puissance thermique échangée entre le fluide en circulation et le milieu ambiant ($\dot{Q}_{pert\ paroi\ canal}$) est alors calculée par :

$$\dot{Q}_{pert\ paroi\ canal} = K_{canal} A_{canal\ int} (T_{fluid\ s\ canal} - T_{amb}) \quad (3.39)$$

Où $A_{canal\ int}$ est la surface interne de la paroi de la canalisation, T_{amb} est la température ambiante et K_{canal} est le coefficient d'échange global entre le fluide et le milieu ambiant. Ce coefficient prend en compte l'échange convectif entre le fluide et la paroi interne de la canalisation, la conduction dans la paroi et dans l'isolant et le transfert convectif entre la surface externe de l'isolant et le milieu ambiant. On considère que la résistance de contact entre la paroi de la canalisation et l'isolant est négligeable devant les autres résistances thermiques. Avec ces hypothèses, le coefficient d'échange global de la canalisation est déterminé par :

$$K_{canal} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{D_1}{2k_{paroi\ canal}} \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{D_1}{2k_{isol\ canal}} \ln \frac{D_3}{D_2} + \frac{D_1}{\alpha_{ext} D_3}} \quad (3.40)$$

Où D_1 , D_2 et D_3 sont respectivement le diamètre intérieur du tube, le diamètre extérieur du tube et le diamètre extérieur de l'isolant (fig. 3.14), $k_{paroi\ canal}$ et $k_{isol\ canal}$ sont les conductivités thermiques de la paroi et de l'isolant et α_{int} et α_{ext} sont respectivement les coefficients d'échange convectif interne et externe. Le coefficient d'échange convectif externe est une donnée d'entrée du modèle, il est considéré comme constant alors que le coefficient d'échange interne est calculé par l'équation de Colburn rapportée dans [147] :

$$Nu = \frac{\alpha_{int} D_1}{k_{fluid}} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.41)$$

Où, k_{fluid} est la conductivité thermique du fluide, Re le nombre de Reynolds rapporté au diamètre interne de la canalisation et Pr le nombre de Prandtl.

On considère pour les canalisations les pertes de charge régulières ($\Delta P_{régul\ canal}$) et les pertes de charge singulières (ΔP_{sing}) (eq. 3.35) liées :

- aux changements de direction,
- aux vannes,
- au débitmètre,
- au filtre.

On calcule la perte de charge régulière dans la canalisation par l'équation suivante :

$$\Delta P_{régul\ canal} = f \frac{L_{canal}}{D_1} \frac{\rho_{fluid} V_{fluid\ canal}^2}{2} \quad (3.42)$$

Où, L_{canal} est la longueur du tronçon de canalisation, $V_{fluid\ canal}$ est la vitesse débitante du fluide dans la canalisation et f est la facteur de frottement. Pour le calcul de ce dernier, la rugosité de la canalisation en polymère étant faible, on considère que l'on est en présence d'une conduite lisse. Ainsi, le facteur de frottement est déterminé en fonction du régime d'écoulement par : [144]

$$\begin{cases} f = 64/Re & si\ Re \leq 2000 \\ f = 0,3164/Re^{0,25} & si\ Re > 2000 \end{cases} \quad (3.43)$$

La perte de charge totale de la canalisation (ΔP_{canal}) est la somme de la perte de charge régulière ($\Delta P_{régul\ canal}$) et des pertes de charge singulières (ΔP_{sing}).

$$\Delta P_{canal} = \Delta P_{régul\ canal} + \sum_{canal} \Delta P_{sing} \quad (3.44)$$

3.4.3 La pompe de circulation et le réchauffeur de fluide en circulation

La pompe de circulation assure la circulation du fluide frigoporteur dans les différents éléments de la boucle de stockage. Le réchauffeur de fluide en circulation permet de simuler une consommation de puissance frigorifique en réchauffant le fluide frigoporteur. On considère que la masse de fluide contenue dans ces éléments est trop faible pour influencer la dynamique du système. Ainsi, la variation de leur énergie interne dans le temps n'est pas prise en considération. De plus nous supposons que ces éléments sont parfaitement isolés.

Dans le réchauffeur de fluide en circulation la puissance thermique $(\dot{Q}_{rechauf})$ est transmise au fluide. Dans ces conditions, l'écriture du bilan thermique sur cet élément donne :

$$\dot{Q}_{rechauf} + \dot{m}_{fluid}(h_{fluide rechauf} - h_{fluid s rechauf}) = 0 \quad (3.45)$$

Où $h_{fluide rechauf}$ et $h_{fluid s rechauf}$ sont respectivement l'enthalpie du fluide à l'entrée et à la sortie du réchauffeur. La perte de charge est considérée comme constante dans cet élément quelles que soient les conditions de débits et de températures.

La pompe de circulation transmet la puissance mécanique $(\dot{W}_{pompe})$ au fluide. L'application du premier principe de la thermodynamique sur cet élément donne :

$$\dot{W}_{pompe} + \dot{m}_{fluid}(h_{fluide pompe} - h_{fluid s pompe}) = 0 \quad (3.46)$$

Où $h_{fluide pompe}$ et $h_{fluid s pompe}$ sont respectivement l'enthalpie du fluide à l'entrée et à la sortie de la pompe. La puissance mécanique transmise au fluide par la pompe est égale à la puissance mécanique dissipée par les pertes de charge dans les différents éléments de la boucle de stockage (ΔP).

$$\dot{W}_{pompe} = \frac{\dot{m}_{fluid}}{\rho_{fluid}} \sum_{boucle} \Delta P \quad (3.47)$$

3.5 Méthode pour l'analyse énergétique et exergetique du procédé

3.5.1 Energie échangée et exergie associée

Les équations qui ont été précédemment présentées pour décrire le comportement dynamique du procédé permettent de calculer à chaque instant les puissances thermiques et mécaniques échangées au sein du système et avec ces sources. Ce modèle permet également de déterminer à chaque instant la température des différents éléments de la machine. À partir de ces valeurs, il est alors possible de déterminer, sur un intervalle de temps défini, l'énergie échangée entre les composants de la machine et avec ces sources et l'exergie associée à ces échanges.

L'énergie thermique échangée sur une période définie (Q), est calculée en intégrant la puissance échangée $(\dot{Q})$ sur l'intervalle de temps considéré.

$$Q = \int \dot{Q}.dt \quad (3.48)$$

Le travail échangé sur une période définie (W), est calculé en intégrant la puissance échangée $(\dot{W})$ sur l'intervalle de temps considéré.

$$W = \int \dot{W}.dt \quad (3.49)$$

Le calcul de l'exergie associée doit être considéré différemment si l'échange met en jeu une énergie dite "noble" comme l'énergie mécanique ou électrique, une énergie thermique ou une énergie radiative.

- Dans le cas d'un échange d'énergie dite "noble", l'exergie associée est égale à l'énergie échangée :

$$Ex = W \quad (3.50)$$

- Dans le cas d'un échange d'énergie thermique, l'exergie associée dépend de la température de la source (T) et de la température de référence considérée (T_0). L'exergie est dans ce cas calculée par :

$$Ex = \int \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) .dt \quad (3.51)$$

L'exergie est donc dépendante de la température de référence qui est fixée arbitrairement. On utilise usuellement comme référence la température ambiante. Cependant il a été montré par Pons [148] que malgré les fluctuations de la température ambiante, la température de référence doit être fixe. Ainsi, il semble judicieux de considérer comme référence, la température ambiante moyenne sur la période de l'étude.

- L'exergie associée à l'énergie solaire directe collectée par le système optique est calculée à partir de la méthode proposée par Pons dans [149, 150, 151]. On considère ici uniquement l'exergie issue de l'énergie solaire directe. Cette méthode permet de déterminer l'exergie correspondant à l'énergie solaire collectée grâce aux équations suivantes :

$$Ex_{sol\ dir} = A_{collect} \int (i_{dr} - T_0 s_{sol\ dir}) .dt \quad (3.52)$$

Où $A_{collect}$ est la surface de captation du rayonnement solaire, i_{dr} est la densité de flux solaire direct, T_0 est la température de référence et $s_{sol\ dir}$ est la densité de flux d'entropie du rayonnement solaire direct. Ce dernier est calculé comme le flux d'entropie émis par un corps gris à la température T_{sol} :

$$s_{sol\ dir} = X_{dir}(\varepsilon_{dir}) \frac{4}{3} \frac{i_{dir}}{T_{sol}} \quad (3.53)$$

Avec X_{dir} , une fonction de l'émissivité équivalente (ε_{dir}) calculée par :

$$X_{dir}(\varepsilon_{dir}) = 0,973 - 0,275 \ln \varepsilon_{dir} + 0,0273 \varepsilon_{dir} \quad (3.54)$$

Avec :

$$\varepsilon_{dir} = \frac{i_{dir}/\cos\theta}{\sigma T_{sol}^4 \omega_{sol}/\pi} \quad (3.55)$$

Où, θ est l'angle d'incidence des rayons solaires (dans notre cas les rayons sont toujours considérés comme parallèle à l'axe de la parabole donc $\theta = 0$ mrad), σ est la constante de Stefan-Boltzmann, T_{sol} est la température du soleil considérée ici comme égale à 5770 K et ω_{sol} est l'angle solide du soleil égale à $6,79.10^{-5}$ st.

3.5.2 Indicateurs de performance

Afin d'étudier et d'analyser le fonctionnement du système, plusieurs indicateurs de performance énergétiques et exergétiques ont été définis. Pour les indicateurs de performance énergétiques, il s'agit de relations entre l'effet utile produit et l'énergie solaire, thermique ou mécanique

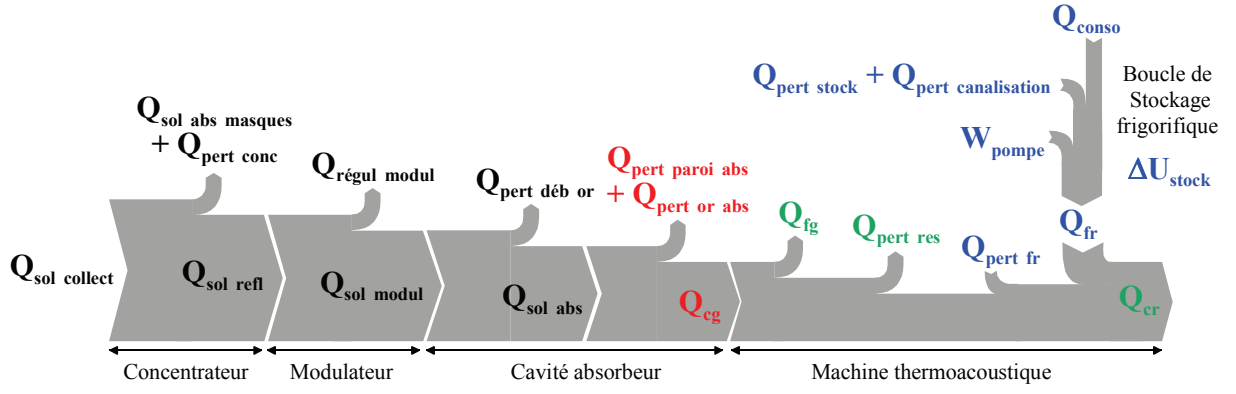


FIGURE 3.15: Énergies échangées au sein du prototype et avec ces sources

consommée par un composant ou un ensemble de composants. Le diagramme de Sankey, figure 3.15, représente les quantités d'énergies échangées (Q) au sein du système et avec ses sources.

Pour cette étude on introduit les indicateurs de performance énergétiques suivants :

- Le taux de modulation moyen ($\tau_{modul moy}$), qui est défini comme le rapport entre l'énergie solaire concentrée disponible au foyer de la parabole ($Q_{sol modul}$) et l'énergie solaire réfléchi par le concentrateur ($Q_{sol refl}$).

$$\tau_{modul moy} = \frac{|Q_{sol modul}|}{|Q_{sol refl}|} \quad (3.56)$$

- Le taux de débordement moyen ($\tau_{déb moy}$), qui est défini comme le rapport entre l'énergie solaire perdue par le débordement de la tache focale au niveau de l'orifice de l'absorbeur ($Q_{pert déb or}$) et l'énergie solaire réfléchi par le concentrateur ($Q_{sol refl}$).

$$\tau_{déb moy} = \frac{|Q_{pert déb or}|}{|Q_{sol refl}|} \quad (3.57)$$

- Le rendement de la cavité absorbeur (η_{abs}), qui est défini comme le rapport entre l'énergie thermique transmise au fluide de travail de la machine thermoacoustique à travers l'échangeur chaud du générateur d'onde (Q_{cg}) et l'énergie solaire concentrée disponible au foyer du concentrateur ($Q_{sol modul}$).

$$\eta_{abs} = \frac{|Q_{cg}|}{|Q_{sol modul}|} \quad (3.58)$$

- Le coefficient opérationnel de performance de la machine thermoacoustique ($COP_{machine}^{3T}$), qui est défini comme le rapport entre l'effet frigorifique utile produit au niveau de la source froide (Q_{fr}) et l'énergie thermique consommée au niveau de la source chaude (Q_{cg}).

$$COP_{machine}^{3T} = \frac{|Q_{fr}|}{|Q_{cg}|} \quad (3.59)$$

- Le rendement de la boucle de stockage (η_{stock}), qui est défini comme le rapport entre l'effet frigorifique disponible pour la consommation (Q_{dispo}) et celui produit au niveau de la source froide du réfrigérateur (Q_{fr}).

$$\eta_{stock} = \frac{|Q_{dispo}|}{|Q_{fr}|} \quad (3.60)$$

Avec

$$Q_{dispo} = Q_{fr} - Q_{pert\ stock} - Q_{pert\ canalisation} - W_{pompe} = Q_{conso} - \Delta U_{stock} \quad (3.61)$$

- Le coefficient opérationnel de performance solaire associé au rayonnement solaire direct ($COP_{solaire\ dir}$), qui est défini comme le rapport entre l'effet frigorifique disponible pour la consommation (Q_{dispo}) et l'énergie solaire issue du rayonnement solaire direct collectée par l'ouverture du concentrateur ($Q_{sol\ collect}$).

$$COP_{solaire\ dir} = \frac{|Q_{dispo}|}{|Q_{solaire\ collect}|} \quad (3.62)$$

- Le taux de couverture en énergie, qui est défini comme le rapport entre l'énergie effectivement fournie par le système de réfrigération solaire et la demande en énergie frigorifique à satisfaire.

$$\tau_{couv\ energie} = \frac{|Q_{dispo}|}{|Q_{demande}|} \quad (3.63)$$

Où $Q_{demande}$ est l'énergie frigorifique à fournir pour satisfaire pleinement les besoins de la charge thermique.

Pour les indicateurs de performance exergétiques, il s'agit de relations entre l'exergie associée à l'effet utile produit et l'exergie consommée par un composant ou un ensemble de composants. Le diagramme de Grassmann en figure 3.16 représente l'exergie associée aux échanges d'énergie au sein du système est avec ses sources.

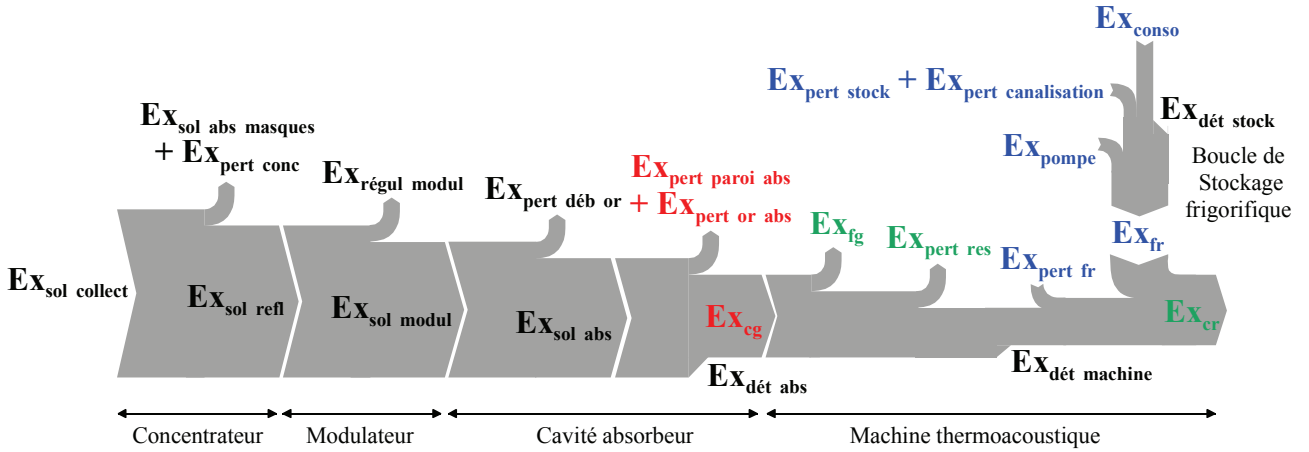


FIGURE 3.16: Exergies échangées au sein du prototype et avec ces sources

Pour cette étude, on introduit les indicateurs de performance exergétiques suivants :

- Le rendement exergétique de la cavité absorbeur ($\eta_{Ex\ abs}$), qui est défini comme le rapport entre l'exergie transmise au fluide de travail à l'échangeur chaud du générateur (Ex_{cg}) et l'exergie du rayonnement solaire concentré disponible au foyer du concentrateur ($Ex_{sol\ modul}$).

$$\eta_{Ex\ abs} = \frac{Ex_{cg}}{Ex_{sol\ modul}} \quad (3.64)$$

- Le rendement exergetique de la machine de réfrigération thermoacoustique ($\eta_{Ex\ machine}$), qui est défini comme le rapport entre l'exergie associée à l'effet frigorifique utile produit à la source froide du réfrigérateur (Ex_{fr}) et l'exergie consommée à la source chaude du générateur d'onde (Ex_{cg}) .

$$\eta_{Ex\ machine} = \frac{|Ex_{fr}|}{Ex_{cg}} \quad (3.65)$$

- Le rendement exergetique de la boucle de stockage ($\eta_{Ex\ stock}$), qui est défini comme le rapport entre l'exergie associée à la consommation de l'effet frigorifique (Ex_{conso}) et celle associée l'effet frigorifique utile produit à la source froide du réfrigérateur (Ex_{fr}).

$$\eta_{Ex\ stock} = \frac{Ex_{conso}}{Ex_{fr}} \quad (3.66)$$

- Le rendement exergetique solaire associé au rayonnement solaire direct ($\eta_{Ex\ sol\ direct}$), qui est défini comme le rapport entre l'exergie associée à la consommation de l'effet frigorifique (Ex_{conso}) et celle associée et celle issue du rayonnement solaire direct collectée par l'ouverture du concentrateur ($Ex_{sol\ collect}$).

$$\eta_{Ex\ sol\ dir} = \frac{|Ex_{conso}|}{Ex_{sol\ collect}} \quad (3.67)$$

Pour compléter l'analyse exergetique on peut, comme le propose Bejan *et al.* dans [152], introduire le taux de destruction d'exergie ($\tau_{dét\ Ex}$) qui est défini comme le rapport entre l'exergie détruite ($Ex_{dét}$) et celle entrant dans le système (Ex_e). Ce rapport peut être associé a un composant ou à un ensembles de composants.

$$\tau_{dét\ Ex} = \frac{Ex_{dét}}{Ex_e} \quad (3.68)$$

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, les méthodes de modélisation optique du procédé solaire et la modélisation globale du prototype expérimental ont été présentées.

Le modélisation optique est réalisée à l'aide du logiciel Soltrace. Elle permet de calculer les puissances échangées entre l'héliostat, le concentrateur, le modulateur de flux et l'ouverture de la cavité absorbeur à partir des caractéristiques géométriques et optiques de ces éléments. Grâce aux paramètres calculés par cette modélisation, il est possible d'établir des lois de comportement du modulateur de flux en fonction de son ouverture qui sont ensuite introduites dans le modèle global.

La modélisation globale du prototype décrit le comportement de chaque sous système. La variabilité de la ressource solaire impose une approche transitoire. Le procédé optique et le stockage frigorifique sont décrits par des modèles dynamiques alors que pour la machine thermoacoustique une approche quasi-stationnaire est proposée. Le modèle permet de déterminer le comportement dynamique du procédé par le calcul à chaque instant de l'état de tous ses sous-systèmes.

Enfin, les méthodes pour établir les analyses énergétiques et exergétiques, à partir des puissances échangées au sein du système et de la température des différents éléments calculées par le modèle global, ont été présentées.

Chapitre 4

Simulations et résultats

4.1 Introduction

À partir du modèle en régime transitoire de la machine de réfrigération thermoacoustique solaire décrit dans le chapitre précédent, nous avons discrétisé les équations différentielles en temps suivant la méthode Euler explicite. Les équations ainsi obtenues ont été programmées dans l'environnement Delphi afin de développer un outil de simulation qui permet de réaliser des études dynamiques du système. Cet outil peut être utilisé pour étudier différents dimensionnements de la machine mais également pour déterminer l'impact, sur le comportement et sur les performances du procédé, de la variation des paramètres de fonctionnement (températures de régulations, débits de fluide, etc. . .) ou des conditions météorologiques (ensoleillement, température ambiante, etc. . .).

L'outil de simulation a été mis au point tout au long du projet TACSOL pour intégrer les différents dimensionnements qui ont été proposés. Il a permis d'aider au dimensionnement du prototype par l'analyse du comportement transitoire et des performances des différentes configurations qui ont été envisagées.

Dans ce chapitre, une simulation d'une semaine de fonctionnement de la machine, réalisée en considérant les caractéristiques de dimensionnement et de fonctionnement du prototype, est présentée. Les conditions de simulations sont introduites, le comportement dynamique de la machine est décrit et les résultats de l'analyse énergétique et exergetique sont présentés. Une nouvelle configuration de la machine permettant de lever les principales contraintes de fonctionnement du prototype est proposée. Les résultats obtenus par la simulation d'une semaine de fonctionnement de cette nouvelle machine sont présentés à travers une étude du comportement transitoire et une analyse des performances énergétiques et exergetiques du système. Une comparaison des résultats obtenus pour les deux machines est réalisée. Enfin une étude de sensibilité paramétrique pour quantifier l'impact de la modification de certains paramètres de dimensionnement du pilote est présentée.

4.2 Simulation du prototype expérimental

4.2.1 Conditions de simulation

Plusieurs simulations ont été réalisées en considérant les données de dimensionnement et de fonctionnement du prototype (voir 2.3). Pour ces simulations, nous avons considéré que la température ambiante (T_{amb}) et celle de l'eau de refroidissement des échangeurs à température intermédiaire ($T_{fluide\ hx}$) sont constantes et respectivement égales à 20 °C et à 15 °C. Les données d'ensoleillement utilisées sont celles mesurées sur le site expérimental, à Odeillo, durant la semaine du 1^{er} au 7 juillet 2006 (fig. 4.7).

Dans les paragraphes suivants, nous présentons les principaux paramètres d'entrées du modèle avec les valeurs numériques associées. L'objet n'est pas de reprendre la description du prototype qui a été précédemment réalisée (voir 2.3). Ainsi, nous rappelons ici uniquement les données principales et nous introduisons celles qui sont spécifiques à la simulation.

Le collecteur solaire et le modulateur de flux

Le créneau ou l'alignement entre le soleil, l'héliostat et le concentrateur permet l'insolation de l'intégralité de la surface de ce dernier (voir 2.3.2), a été estimé pour le mois de juillet d'une durée de 3,5 h à partir de 12 h, heure locale.

Nous ne disposons pas d'études précises sur les caractéristiques optiques de l'héliostat. Nous les avons donc supposées équivalentes à celles des héliostats de la centrale Thémis sur lesquels des mesures ont été récemment réalisées [153]. Ainsi, nous considérons pour cet élément, une réflectivité ($\chi_{h\acute{e}lio}$) de 0,9 et une erreur optique moyenne sur la surface ($\sigma_{slope\ h\acute{e}lio}$) de 1 mrad.

La distance entre le centre de l'héliostat et le centre du concentrateur est de 100 m. La surface d'ouverture du concentrateur ($A_{ouv\ conc}$) est de 12,57 m² et la surface des masques (A_{masque}) est de 1,8 m². Les caractéristiques géométriques et les erreurs optiques du concentrateur utilisées pour ces simulations sont respectivement celles qui ont été présentées dans les tableaux 2.4 et 2.5.

La température de l'échangeur chaud du générateur est régulée par le contrôle de l'ouverture du modulateur de flux. Pour ces simulations, la température maximale de l'échangeur chaud ($T_{cg\ max}$) a été fixée à 600 °C.

La machine de réfrigération thermoacoustique solaire

Bien qu'au moment de la rédaction de ce document la conception du prototype était achevée, les essais expérimentaux n'avaient pas encore été menés. Les masses thermiques équivalentes des échangeurs de chaleurs que l'on devait identifier d'après les résultats expérimentaux n'avaient donc pas pu être déterminées. De ce fait, nous avons réalisé cette étude en considérant des ordres de grandeur pour ces données.

La masse thermique équivalente de l'échangeur chaud du générateur et de la cavité absorbeur considérée pour cette simulation, est de 20 kg avec la capacité thermique massique de l'inconel 625 supposée constante et égale à 530 J/kg.K [154]. Pour l'échangeur froid du générateur, nous avons considéré une masse de 5 kg avec la capacité thermique massique du cuivre supposée constante et égale à 380 J/kg.K. Au niveau du réfrigérateur, nous avons considéré une masse thermique équivalente de 10 kg pour l'échangeur froid et pour l'échangeur chaud.

Le débit du fluide de refroidissement dans les échangeurs à température ambiante ($\dot{m}_{fluid\ fg}$ et $\dot{m}_{fluid\ cr}$) et du fluide frigoporteur ($\dot{m}_{fluid\ fr}$) dans l'échangeur froid du réfrigérateur sont égaux et fixés à 0,06 kg/s. On suppose que la masse volumique, la capacité calorifique massique et la conductivité thermique de l'eau et du fluide frigoporteur sont constantes sur la plage de températures utilisée. La viscosité dynamique de ces fluides est considérée comme dépendante de la température. Les valeurs numériques de ces propriétés sont présentées dans le tableau 4.1.

La boucle de stockage

Pour cette étude, on suppose que les propriétés physiques du MCP contenu dans les nodules sont constantes. De plus, nous avons considéré qu'à l'état solide les propriétés du MCP

TABLE 4.1: Propriétés physiques de l'eau et du fluide frigoporteur utilisées pour la simulation du prototype expérimental

Propriété	Eau [155, 156]	Fluide frigoporteur [157]
Masse volumique (ρ)	1000 kg/m ³	1087 kg/m ³
Capacité thermique massique (Cv)	4,2 kJ/kg.K	3,2 kJ/kg.K
Conductivité thermique (k)	0,6 W/m.K	0,42 W/m.K
Viscosité dynamique (μ)	1,002.10 ⁻³ Pa.s à 20 °C	3,207.10 ⁻² Pa.s à -20 °C

TABLE 4.2: Propriétés physiques du MCP utilisées pour la simulation du prototype expérimental

Propriété du MCP	Valeur numérique
Capacité thermique massique à l'état solide ($Cv_{MCP\ solid}$)	2,0 kJ/kg.K [158]
Chaleur latente de fusion (L_{MCP})	233 kJ/kg [98]
Capacité thermique massique à l'état liquide ($Cv_{MCP\ liq}$)	3,3 kJ/kg.K [100]
Conductivité thermique à l'état solide ($k_{MCP\ solid}$)	2,4 W/m.K [158]
Conductivité thermique équivalente à l'état liquide ($k_{MCP\ liq\ eq}$)	1,1 W/m.K [139]

sont équivalentes à celles de la glace. Les valeurs numériques qui ont été utilisées sont résumées dans le tableau 4.2.

On considère que la conductivité thermique de la paroi des nodules est constante et égale à 0,43 W/m.K. Le coefficient d'échange thermique global entre le fluide frigoporteur qui circule dans la cuve de stockage et le milieu ambiant a été calculé en considérant la résistance de conduction dans l'isolant et de convection sur la surface extérieure de la cuve, comme étant égale à 0,4 W/m².K. Durant la période de la journée où le prototype est en mesure de collecter le rayonnement solaire (3,5 h à partir de 12h), la boucle est en "mode stockage" : le fluide frigoporteur circule dans tous les éléments de la boucle en rentrant par le bas de la cuve pour sortir par le haut. Les autres périodes de la journée, la boucle est en "mode déstockage" : le fluide ne circule pas dans l'échangeur froid du réfrigérateur ni par les canalisations qui permettent de relier ce dernier aux autres éléments de la boucle et il rentre par le haut de la cuve pour ressortir par le bas.

Pour refroidir la boucle de stockage et initier la cristallisation des nodules, durant les 36 premières heures de la simulation, on n'applique pas de consommation de l'effet frigorifique. Le reste du temps, on considère une puissance de consommation constante d'une valeur de 100 W.

4.2.2 Résultats des simulations du procédé optique

Une série de simulations a été réalisée avec le logiciel Soltrace en considérant la configuration du système optique du prototype conçu dans le cadre du projet TACSOL. Pour ces simulations, nous avons considéré les caractéristiques géométriques et les propriétés optiques des éléments précédemment décrites dans 4.2.1 et 2.3.2. Au total, seize simulations ont été réalisées avec des taux d'ouverture du modulateur de flux ($\tau_{ouv\ modul}$) de 0 à 100 % (voir eq.3.3 pour la définition du taux d'ouverture) et avec un angle entre l'héliostat et la tangente au sol de 22,5°.

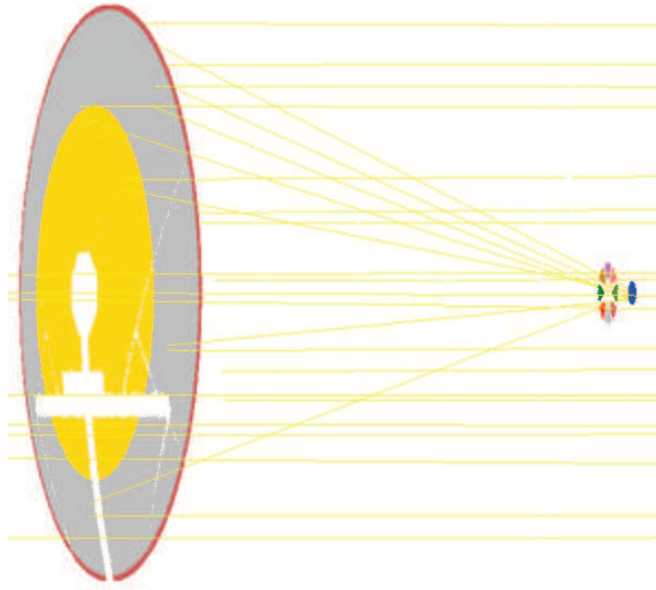


FIGURE 4.1: Points d'impacts des rayons solaires calculés avec le logiciel Soltrace sur le concentrateur, le modulateur de flux et l'orifice de l'absorbeur avec un taux d'ouverture du modulateur de flux de 30 %

Les cartographies des points d'impacts des rayons solaires sur les éléments du procédé optique ont été obtenues. Comme nous l'avons précédemment décrit, les rayons solaires sont réfléchis par l'héliostat de manière parallèle à l'axe du concentrateur (fig. 4.1). Du fait que l'héliostat ait une surface d'ouverture rectangulaire alors de celle du concentrateur est circulaire, une partie des rayons réfléchis par l'héliostat n'impacte aucun autre élément du système optique et passe en périphérie du concentrateur. Une portion des rayons qui arrivent dans le plan de l'ouverture du concentrateur est absorbée par les masques qui génèrent une ombre projetée sur la parabole (fig. 4.2). Les rayons qui impactent la surface du concentrateur sont réfléchis en direction de son foyer. En fonction de l'ouverture du modulateur de flux, une portion plus ou moins importante des rayons provenant du concentrateur est interceptée par les pales triangulaires du modulateur (fig. 4.3). Les rayons qui ne sont pas interceptés par le modulateur de flux, impactent pour partie le disque qui représente l'ouverture de la cavité absorbeur (fig. 4.3) ou la périphérie de ce dernier pour former les pertes par débordement.

Les puissances échangées au sein du système optique ont été calculées pour les différentes ouvertures du modulateur de flux qui ont été simulées. À titre d'exemple, la figure 4.4 représente les puissances échangées pour des taux d'ouverture du modulateur de flux de 100 %, 30 % et 5 % avec un DNI de $1\,000\text{ W/m}^2$. Les flux échangés entre les composants en amont du modulateur de flux ne sont pas modifiés par les changements d'ouverture de ce dernier.

La puissance solaire collectée par l'héliostat ($\dot{Q}_{sol\,collect\,h\acute{e}lio}$) est de $42\,058\text{ W}$, une partie de cette puissance est absorbée par la surface réfléchissante ($\dot{Q}_{pert\,optiq\,h\acute{e}lio}$) et $37\,832\text{ W}$ sont réfléchis en direction du concentrateur ($\dot{Q}_{sol\,refl\,h\acute{e}lio}$). De cette puissance réfléchie, $1\,825\text{ W}$ sont absorbés par les masques ($\dot{Q}_{sol\,abs\,masques}$), $26\,588\text{ W}$ n'impactent aucun autre élément du



FIGURE 4.2: Points d'impacts des rayons solaires calculés avec le logiciel Soltrace sur le concentrateur

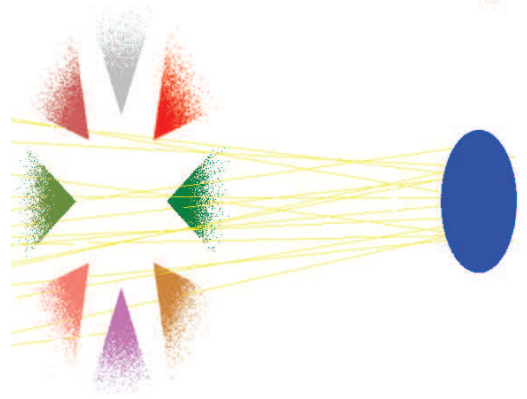


FIGURE 4.3: Points d'impacts des rayons solaires calculés avec le logiciel Soltrace sur le modulateur de flux et l'orifice de l'absorbeur avec un taux d'ouverture du modulateur de flux ($\tau_{ouv\ modul}$) de 30 %

système optique et passent à côté du concentrateur ($\dot{Q}_{pert\ déb\ conc}$) et seulement 9 419 W sont collectés par la surface réfléchissante du concentrateur ($\dot{Q}_{sol\ collect\ conc}$). La puissance solaire collectée par l'héliostat ($\dot{Q}_{sol\ collect\ hélio}$) est dépendante de son orientation. Elle est en effet fonction de la surface projetée de ce dernier sur le plan perpendiculaire au rayon solaire. La puissance solaire réfléchi par l'héliostat ($\dot{Q}_{sol\ refl\ hélio}$) et celle des pertes par débordement du concentrateur ($\dot{Q}_{pert\ déb\ conc}$) sont donc également impactées par les variations de l'inclinaison de l'héliostat. Cependant, tant que l'ouverture du concentrateur peut s'inscrire dans la surface projetée de l'héliostat dans le plan de perpendiculaire à l'axe de la parabole, c'est-à-dire tant que l'intégralité de la surface d'ouverture du concentrateur est insolée, la puissance absorbée par les masques ($\dot{Q}_{sol\ abs\ masques}$) et celle collectée par la parabole ($\dot{Q}_{sol\ collect\ conc}$) restent constantes quelle que soit l'orientation de l'héliostat.

La parabole absorbe 475 W ($\dot{Q}_{pert\ optiq\ conc}$) et réfléchit en direction de son foyer ($\dot{Q}_{sol\ refl\ conc}$) 8 944 W. Dans le cas où le modulateur de flux est totalement ouvert ($\tau_{ouv\ modul} = 100\%$), l'intégralité du flux réfléchi par le concentrateur atteint son foyer, avec 7 507 W absorbés par l'orifice de la cavité absorbeur ($\dot{Q}_{sol\ abs\ or}$) et donc 1 437 W de pertes par débordement ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$).

Avec la diminution du taux d'ouverture du modulateur la puissance interceptée par les pales de ce dernier augmente ($\dot{Q}_{régul\ modul}$) ce qui provoque une diminution de la puissance disponible au niveau du foyer ($\dot{Q}_{sol\ modul}$) et donc une réduction du flux solaire absorbé par l'orifice de la cavité ($\dot{Q}_{sol\ abs\ or}$) et des pertes par débordement ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$).

À partir des flux échangés entrée les éléments du système optique du prototype obtenus pour les différents cas simulés, les évolutions du taux de modulation (τ_{modul}) (voir eq. 3.2) et du taux de débordement de la tache focale ($\tau_{déb}$) (voir eq. 3.5) en fonction du taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{ouv\ modul}$) ont été déterminées et sont respectivement présentées dans les figures

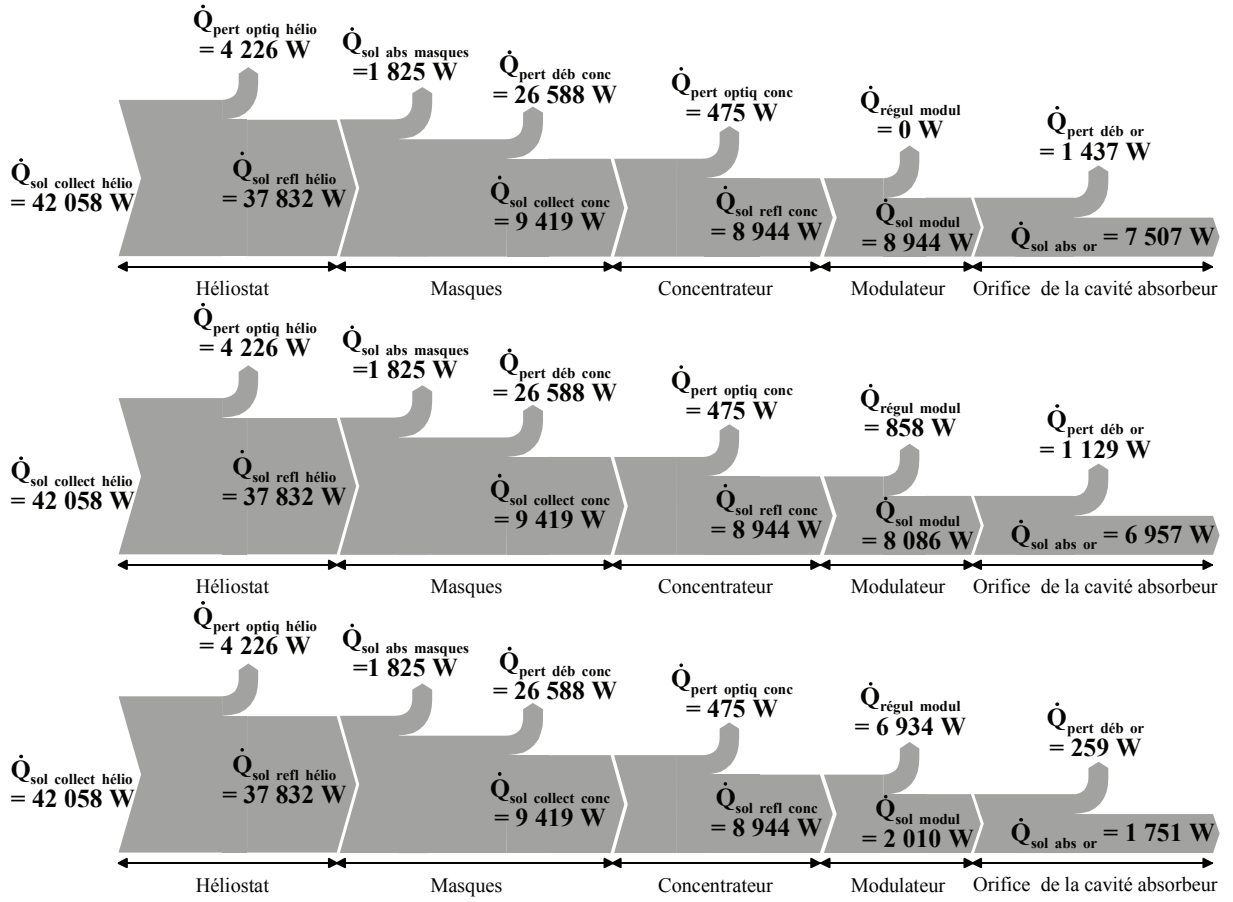


FIGURE 4.4: Puissances échangées au sein du système optique du prototype avec un DNI de 1000 W/m^2 et un angle entre le plan de l'héliostat et la tangente au sol de $22,5^\circ$ avec un taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{\text{ouv modul}}$) de 100 % (en haut) de 30 % (au milieu) et 5 % (en bas)

4.5 et 4.6.

Le taux de modulation est nul lorsque le modulateur est totalement fermé. En effet, dans ce cas, l'intégralité du flux solaire réfléchi par le concentrateur est intercepté par les pales du modulateur. Ce taux croît avec l'augmentation du taux d'ouverture pour atteindre la valeur de 1 à partir de 60 %. Lorsque l'ouverture du modulateur est supérieure ou égale à cette valeur, l'intégralité du flux solaire réfléchi par le concentrateur atteint le foyer de la parabole. La plage d'ouverture utile du modulateur est donc comprise entre 0 et 60 %, au dessus de cette valeur les pales n'interceptent plus aucun rayon susceptibles d'être absorbés par la cavité dans cette configuration.

Le taux de débordement de la tache est par définition nul lorsque le modulateur est totalement fermé. L'accroissement de l'ouverture du modulateur implique une augmentation du diamètre de la tache focale au foyer et donc un accroissement des pertes par débordement. Le taux de débordement atteint sa valeur maximale d'environ 16 % pour une ouverture du modulateur égale ou supérieure à 60 %. Les pertes par débordement représentent donc dans cette configuration entre 0 et 16 % de l'énergie solaire réfléchi par le concentrateur, elles sont d'autant plus faibles que le taux d'ouverture est petit.

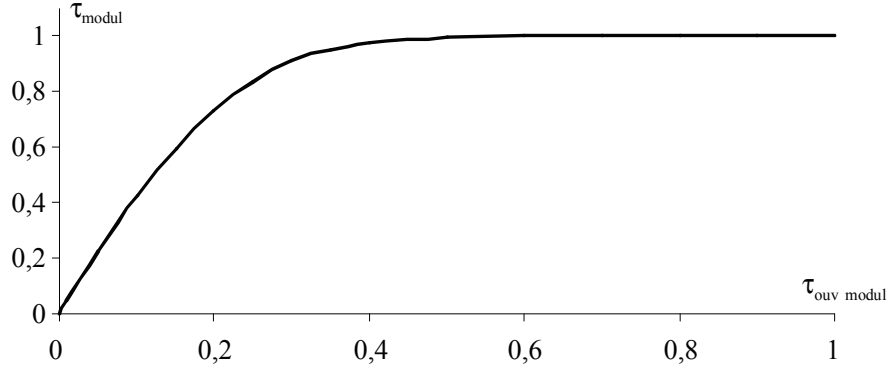


FIGURE 4.5: Taux de modulation (τ_{modul}) du modulateur du prototype en fonction de son taux d'ouverture ($\tau_{ouv\ modul}$)

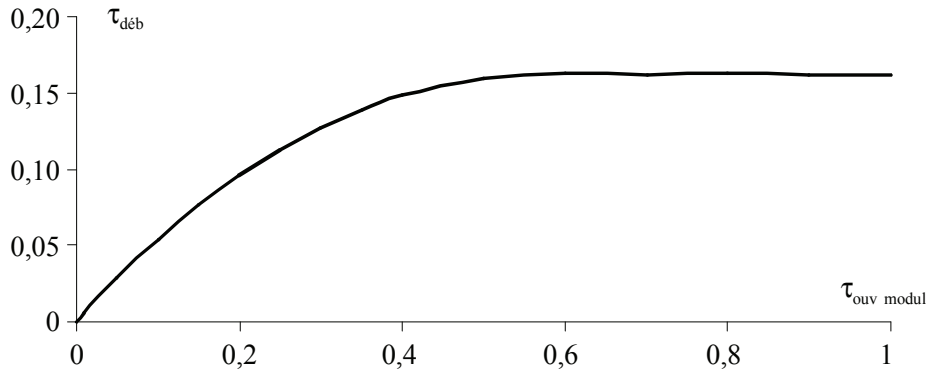


FIGURE 4.6: Taux de débordement de la tache focale (τ_{deb}) du prototype en fonction du taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{ouv\ modul}$)

4.2.3 Analyse du comportement dynamique

Dans cette section nous analysons le comportement transitoire de la machine thermoacoustique et de stockage frigorifique dans la configuration du prototype expérimental. À l'état initial, l'intégralité des composants du prototype est à température ambiante et le MCP dans la cuve de stockage est totalement fondu.

Les sept premières heures de simulation coïncident avec la nuit. Dès le lever du soleil, le DNI augmente rapidement pour atteindre plus de 800 W/m^2 à 12 h (fig. 4.7a). Durant les 12 premières heures, la machine reste à l'état initial. En effet, malgré la présence d'insolation sur le site expérimental à partir de 7 h, l'héliostat n'est pas en mesure de collecter et de réfléchir le rayonnement solaire dans l'axe de la parabole pendant la matinée.

À 12 h, les premiers rayons solaires impactent l'absorbeur. Du fait du fort DNI , la température de ce dernier augmente rapidement. L'effet thermoacoustique qui permet la production de l'onde acoustique par le générateur est un phénomène à effet de seuil (voir 1.2.1). Il se déclenche lorsqu'une différence de température suffisamment importante entre la source chaude et la source froide du générateur est atteinte et maintenue. D'après les simulations de la machine en régime stationnaire réalisées avec le logiciel CRISTA, la génération de l'onde acoustique est initiée lorsqu'une différence de température de 300 °C est atteinte entre ces deux sources. Du

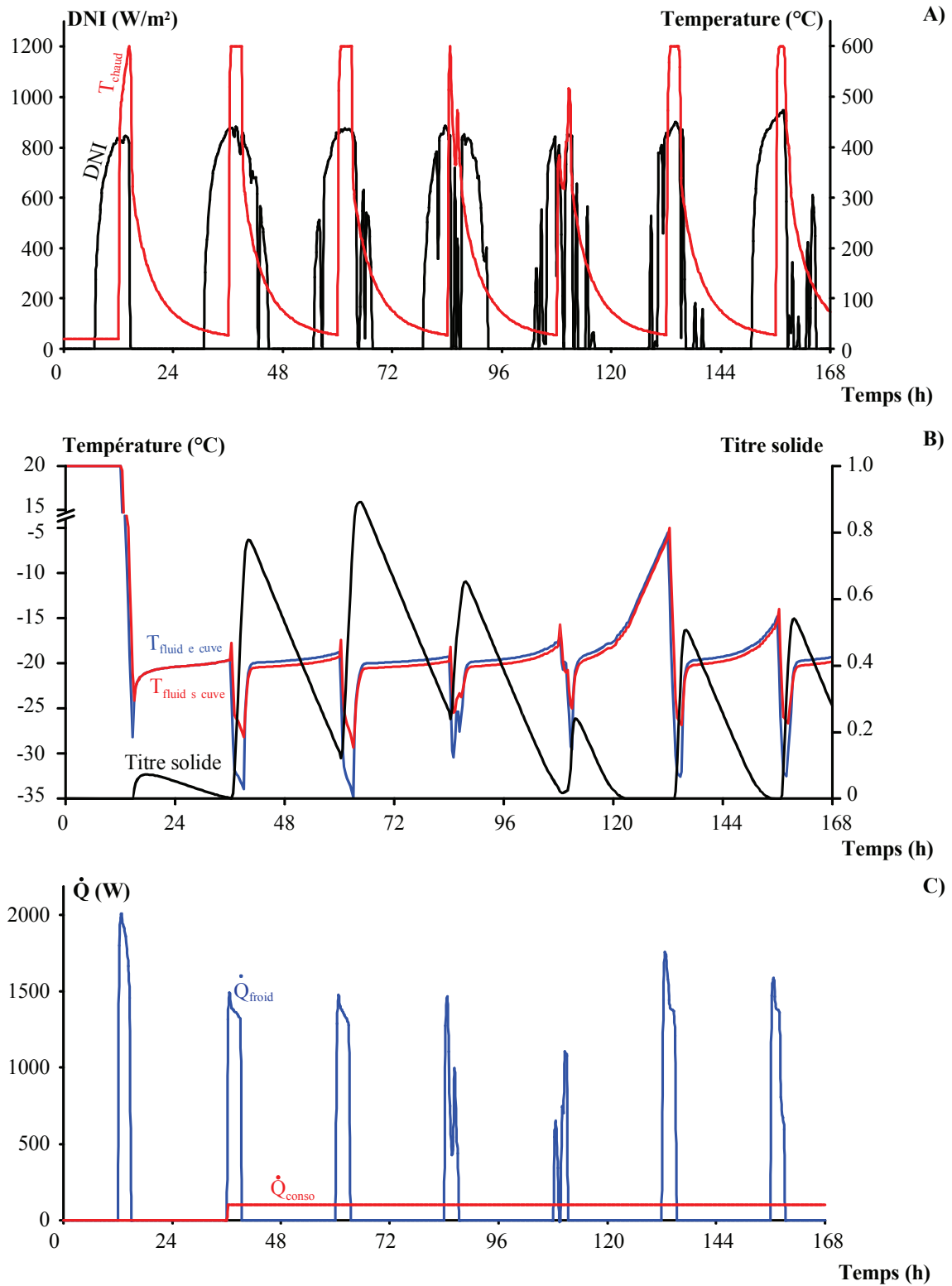


FIGURE 4.7: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du prototype expérimental

fait de la faible masse des échangeurs de chaleur de la machine et donc de la faible inertie thermique de cette dernière, la production de froid débute très rapidement après que les premiers rayons solaires atteignent l'absorbeur (fig. 4.7c). La puissance solaire à l'entrée du générateur d'onde est telle que malgré le démarrage de la production de l'onde acoustique qui consomme de la chaleur à la source chaude, la température de l'échangeur chaud du générateur continue à croître très rapidement. Au début de la période de production de froid, la partie réfrigérateur est à la température ambiante et la puissance frigorifique augmente très rapidement pour atteindre environ 2000 W. L'effet frigorifique produit abaisse la température du fluide frigoporteur qui circule dans la boucle de stockage et donc abaisse la température de la cuve de stockage (fig. 4.7b). À cause de l'effet combiné d'une légère diminution du DNI et d'une augmentation des pertes thermiques de la cavité absorbeur, on observe un léger fléchissement de l'augmentation de la température de l'échangeur chaud après qu'il a atteint 500 °C. Du fait de la diminution de la température de la boucle de stockage, la puissance frigorifique décroît continuellement. L'effet frigorifique produit permet de faire descendre la température du fluide frigoporteur à une température suffisamment faible pour initier la cristallisation du MCP contenu dans les nodules. À cause de l'effet de surfusion et de la résistance thermique entre le fluide et le MCP, la première cristallisation de nodule se produit lorsque la température du fluide à l'entrée de la cuve est d'environ 5 °C en dessous de la température de fusion du MCP (-21,3 °C).

Environ 15 h après le début de la simulation, et probablement à cause de la présence de nuages, le DNI chute très rapidement pour devenir nul. Sans l'apport de l'énergie solaire, à cause de la puissance thermique consommée pour la production de l'onde acoustique et des pertes thermiques de la cavité absorbeur, la température de l'échangeur chaud du générateur décroît rapidement. La différence de température critique entre l'échangeur chaud et l'échangeur froid du générateur d'onde est rapidement atteinte et la machine thermoacoustique s'arrête. À cause de l'échange thermique entre les nodules et le fluide frigoporteur, et bien que le réfrigérateur soit éteint, le titre solide du MCP continu à croître jusqu'à ce que la température d'équilibre entre les nodules et le fluide soit obtenue. Le titre solide atteint 7 % après la première journée de production. Pendant la période sans production, du fait des pertes thermiques, la température de l'échangeur chaud du générateur continue à décroître. À cause des apports thermiques par les parois de la cuve et des frottements visqueux liés à la circulation du fluide frigoporteur, le MCP qui a été cristallisé durant la période de fonctionnement, fond. La température de fluide augmente très légèrement mais reste sensiblement égale à la température de fusion du MCP.

Au début de la seconde période de production, la température de l'échangeur chaud est d'environ 25 °C et sa température augmente très rapidement grâce la forte insolation ($DNI > 870 \text{ W/m}^2$). De ce fait, la puissance frigorifique croît brusquement pour atteindre 1500 W. Au démarrage de la machine thermoacoustique (à environ 36 h), la charge thermique de 100 W est mise en fonctionnement pour simuler une consommation constante. L'élévation brusque de la température du fluide frigoporteur avant cette période de production est liée à la mise en circulation de la masse de fluide qui est restée durant toute la période d'arrêt de la machine dans l'échangeur froid du réfrigérateur et dans les canalisations, qui s'est réchauffée à cause des

apports thermiques à travers l'isolation de ces derniers. Lorsque la température de l'échangeur chaud atteint 600 °C, le modulateur de flux régule le flux solaire incident sur l'absorbeur pour le maintenir à cette température de consigne. Sous l'effet de la diminution de la température du fluide frigoporteur et de la régulation de la température de l'échangeur chaud, la puissance frigorifique décroît sensiblement. Lorsque la température du fluide atteint une température compatible avec la cristallisation des nodules, la phase de stockage par chaleur latente débute. Cette dernière se caractérise par une différence de température plus importante entre le fluide en entrée et en sortie de la cuve (environ 6 K). Durant cette période, le titre solide du MCP augmente, de ce fait, la couche de solide sur la paroi interne des nodules croît et génère une augmentation de la résistance thermique entre le MCP et le fluide frigoporteur. À cause de ce phénomène, bien que le changement de phase du MCP ait lieu à température constante, la température du fluide frigoporteur continue de baisser. Pendant cette phase de production, une partie de l'effet frigorifique est consommée par la charge thermique, c'est ce qu'on appelle la consommation directe, alors que l'autre partie est stockée sous forme de chaleur latente dans la cuve de stockage. Après 3,5 h de fonctionnement, l'héliostat n'est plus en mesure d'insoler le concentrateur et la machine thermoacoustique stoppe sa production.

À la fin de la seconde phase de production, le titre solide du MCP est d'environ 78 %. Pendant la période sans production suivante, une partie de l'effet frigorifique qui a été stockée sous forme de chaleur latente est restituée par la fusion du MCP pour alimenter la charge thermique. Au cours du déstockage, la couche de MCP liquide à la surface interne des nodules croît et augmente la résistance thermique entre le fluide et le MCP. Ce phénomène se caractérise par une augmentation lente de la température du fluide frigoporteur durant la phase de fusion du MCP.

Le troisième jour de production bénéficie d'un *DNI* élevé et sans incident, ce qui permet une production importante d'effet frigorifique. À la fin de cette période de production, le titre solide atteint plus de 95 %.

Les deux périodes de production suivantes sont soumises à des variations brutales du *DNI*, probablement à cause de passages nuageux, qui impliquent de fortes variations de la température de l'échangeur chaud du générateur et de la puissance frigorifique produite. Globalement sur ces deux jours, l'effet frigorifique produit ne permet pas de satisfaire la demande et le stockage est progressivement déchargé. Environ 120 h après le début de la période simulée, la totalité du MCP est fondue. À cause de la charge thermique et des apports à travers l'isolation de la cuve de stockage, la température du fluide frigoporteur et donc de la cuve croît pour atteindre - 5 °C. Cette phase correspond au déstockage de l'énergie sensible contenue dans la cuve, qui devra être à nouveau stockée avant d'initier la cristallisation des nodules.

Durant la sixième journée de production, le *DNI* est élevé et permet une production importante d'effet frigorifique. Cependant, cette production n'est pas suffisante pour reconstituer correctement le stock. Ainsi, avant la dernière période de fonctionnement de la machine thermoacoustique, le MCP est totalement fondu et la cuve est à une température d'environ -15 °C. L'ultime période de production est écourtée par une diminution brutale du *DNI*, à son

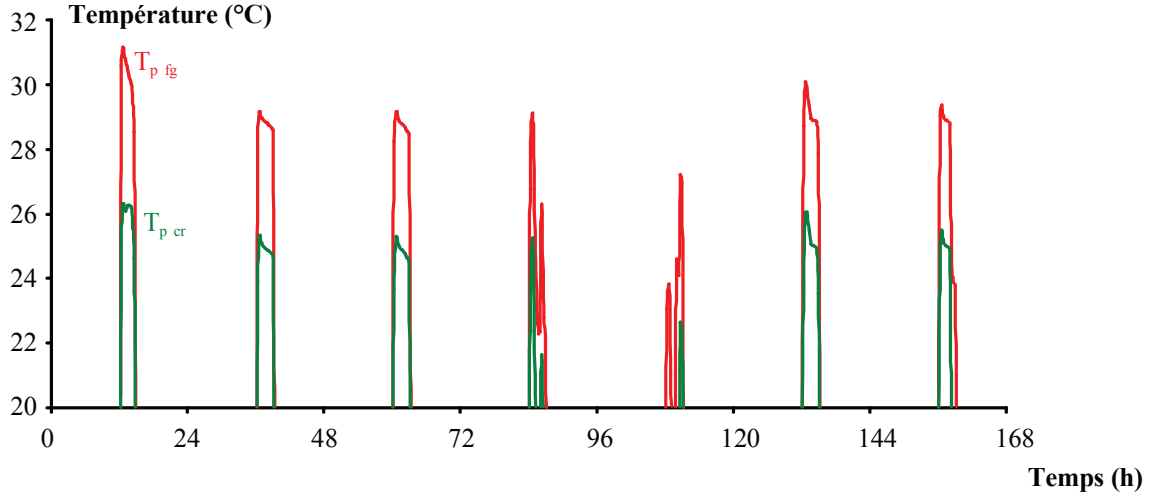


FIGURE 4.8: Évolution de la température de l'échangeur froid du générateur ($T_{p\ fg}$), de la température de l'échangeur chaud du réfrigérateur ($T_{p\ cr}$) en fonction du temps pour la simulation du prototype expérimental

terme, le titre solide du MCP est seulement de 55 %.

À la fin de la période simulée, la température de l'échangeur chaud du générateur est de 81 °C, les températures du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage sont respectivement de -19,5 °C et -20 °C et le titre solide du MCP est d'environ 30 %.

Durant toutes les périodes de production, les échangeurs à température intermédiaire sont refroidis par une circulation d'eau. Dans la configuration simulée, la température de paroi de l'échangeur froid du générateur ($T_{p\ fg}$) et celle de l'échangeur chaud du générateur ($T_{p\ cr}$) atteignent au maximum respectivement 31 °C et 26 °C. Lorsque le régime de fonctionnement est quasiment stabilisé, ces températures sont respectivement de l'ordre de 28 °C et 25 °C (fig. 4.8).

4.2.4 Analyse énergétique

À partir des résultats de la simulation en régime transitoire, une analyse énergétique du prototype a été menée. Pour limiter l'impact des conditions initiales de la simulation et réaliser cette étude sur une période où l'état initial et final du système sont quasiment équivalents, nous avons considéré la période de fonctionnement comprise entre 48 et 168 h.

Au début de la période, la température de l'échangeur chaud du générateur d'onde (T_{cg}) est de 68 °C et celle de l'échangeur froid (T_{fr}) est de -18 °C. Le fluide frigoporteur est dans la cuve à une température moyenne proche de -20 °C et le titre solide de la cuve de stockage (x_{solide}) est de 0,65. Au terme de cette période, la température de l'échangeur chaud (T_{cg}) est de 81 °C et celle de l'échangeur froid (T_{fr}) est de -19,5 °C. Le titre solide de la cuve de stockage (x_{solide}) est alors de 0,29 avec une température moyenne du fluide frigoporteur au sein de la cuve d'environ -19,5 °C.

Les énergies échangées sur la période considérée entre les composants du prototype et avec le milieu ambiant sont représentées dans le diagramme de Sankey en figure 4.9.

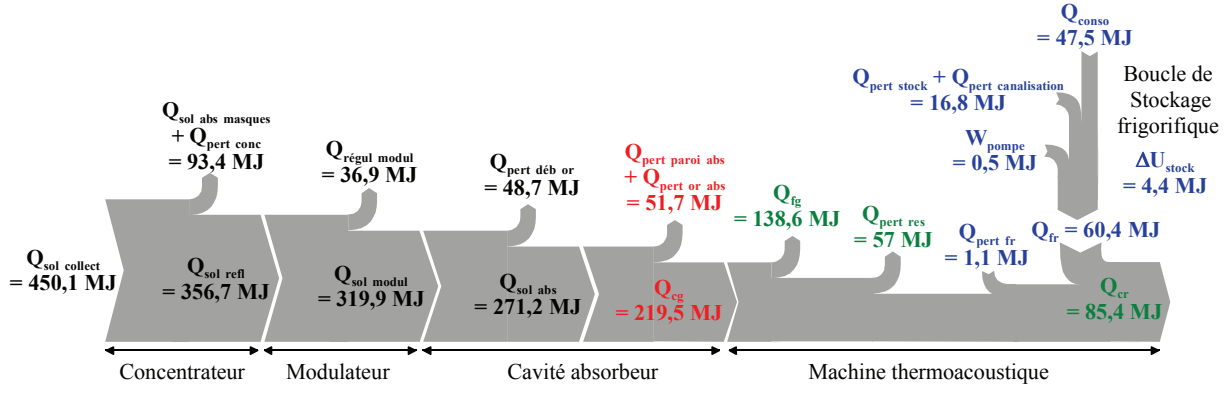


FIGURE 4.9: Énergies échangées au sein du prototype et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée

L'ouverture du concentrateur collecte ($Q_{sol\ collect}$) 450,1 MJ d'énergie solaire réfléchi par l'héliostat. 93,4 MJ de cette énergie sont absorbés par les masques et par la surface réfléchissante de la parabole ($Q_{sol\ abs\ masque} + Q_{pert\ conc}$) et le concentrateur réfléchit ($Q_{sol\ refl}$) 356,7 MJ en direction de son foyer.

Afin de réguler la température de l'échangeur chaud à 600 °C maximum, le modulateur de flux intercepte ($Q_{sol\ collect}$) 36,9 MJ. Ainsi, 319,9 MJ atteignent le foyer du concentrateur ($Q_{sol\ modul}$). On peut alors calculer le taux de modulation moyen ($\tau_{modul\ moyen}$) qui est pour cette simulation de 0,90, c'est-à-dire que le modulateur intercepte 10 % de l'énergie solaire réfléchi par le concentrateur.

L'orifice de la cavité absorbeur collecte ($Q_{sol\ abs}$) 271,2 MJ alors que 48,7 MJ sont perdus du fait du débordement de la tache focale ($Q_{pert\ déb\ or}$). Le taux de débordement moyen ($\tau_{déb\ moyen}$) est alors de 0,14. Au niveau de la cavité absorbeur, 219,5 MJ sont transmis au fluide de travail à travers l'échangeur chaud du générateur (Q_{cg}) et les pertes thermiques par les parois et par l'orifice de l'absorbeur s'élèvent à 51,7 MJ ($Q_{pert\ paroi\ abs} + Q_{pert\ or\ abs}$). L'ensemble constitué de la cavité réceptrice et de l'absorbeur solaire a transmis au fluide de travail de la machine thermoacoustique 219,5 MJ (Q_{cg}) sur les 319,9 MJ disponibles à l'entrée de la cavité ($Q_{sol\ modul}$). Le rendement de cet ensemble, appelé rendement absorbeur (η_{abs}) est donc de 0,69.

Le générateur d'onde consomme 219,5 MJ au niveau de sa source chaude (Q_{cg}) et rejette à sa source froide 138,6 MJ. Le travail acoustique produit par le générateur est en partie dégradé en chaleur à cause des frottements visqueux dans le résonateur ($Q_{pert\ res}$). Cette chaleur est évacuée vers l'extérieur à travers la paroi du résonateur, et représente 57 MJ. Au niveau du réfrigérateur, 85,4 MJ sont évacués vers le milieu ambiant par l'échangeur chaud (Q_{cr}), les apports liés aux échanges thermiques avec le milieu ambiant ($Q_{pert\ fr}$) représente 1,1 MJ et 60,4 MJ sont pompés à la source froide à travers l'échangeur froid (Q_{fr}). Globalement, la machine thermoacoustique produit 60,4 MJ d'effet frigorifique utile (Q_{fr}) en consommant 219,5 MJ à sa source chaude (Q_{cg}). Le Coefficient Opérationnel de Performance de la machine ($COP_{machine}^{3T}$) atteint donc 0,28.

L'effet frigorifique produit est consommé à hauteur de 47,5 MJ par la charge thermique (Q_{conso}), de 16,8 MJ par les apports thermiques à travers les parois des canalisations et de

la cuve de stockage ($Q_{pert\ stock} + Q_{pert\ canalisation}$) et de 0,5 MJ par le travail mécanique de la pompe dissipé dans le circuit fluidique (W_{pompe}). Sur la période considérée pour cette étude, la production de froid ne compense pas l'intégralité de la consommation (consommation plus pertes) et le stockage se trouve au terme de la période à un niveau plus faible qu'au début. La différence entre l'énergie stockée initialement dans la cuve est l'énergie finale (ΔU_{stock}) est d'environ 4,4 MJ. Le rendement de la boucle de stockage et de distribution de l'effet frigorifique (η_{stock}) est alors de 0,71.

Dans cette étude, l'énergie solaire collectée par le concentrateur est issue de la réflexion de l'héliostat, on retrouve donc uniquement la composante directe du rayonnement à l'entrée du concentrateur. On utilise alors le $COP_{sol\ dir}$ comme indicateur de performance global de la machine qui est dans ce cas égal à 0,10.

4.2.5 Analyse exergétique

Grâce aux résultats de la simulation dynamique du prototype, une analyse exergétique a été réalisée afin de mieux identifier les sources possibles d'amélioration du procédé. Le diagramme de Grassmann en figure 4.10 représente les exergies associées aux énergies échangées entre les éléments du système et avec l'environnement. Pour cette analyse, nous avons considéré comme température de référence (T_0) la température ambiante qui est fixe et égale à 20 °C. Comme pour l'analyse énergétique, pour limiter l'impact des conditions initiales et pour considérer une période de calcul sur laquelle l'état final du système est proche de l'état initial, nous avons mené cette analyse sur les cinq derniers jours de la simulation (entre 48 h et 168 h). L'état initial et final du système sur cette période sont décrits dans la section précédente (4.2.4).

Sur la période considérée, le concentrateur collecte une exergie issue du rayonnement solaire direct ($Ex_{sol\ collect}$) de 415,8 MJ. L'exergie associée au rayonnement absorbée par les masques et par la surface réfléchissante de la parabole ($Ex_{sol\ abs\ masque} + Ex_{pert\ conc}$) est de 86,3 MJ, ainsi l'exergie du rayonnement réfléchi par le concentrateur ($Ex_{sol\ refl}$) est de 329,5 MJ.

Le rayonnement solaire intercepté par les pales du modulateur représente une exergie ($Ex_{régul\ modul}$) de 34 MJ et celle du rayonnement qui atteint le foyer de la parabole ($Ex_{sol\ modul}$) est égale à 295,5 MJ.

L'exergie du rayonnement collecté par l'orifice de l'absorbeur ($Ex_{sol\ abs}$) est de 250,5 MJ alors que celle associée aux pertes par débordement ($Ex_{pert\ deb\ or}$) est égale à 45 MJ. Le rayonnement solaire ne change pas de nature dans le procédé optique, ainsi la différence entre l'exergie entrant dans le système et l'exergie collectée par l'orifice de l'absorbeur est uniquement liée aux pertes optiques associées aux différents éléments.

L'absorbeur solaire collecte donc une exergie ($Ex_{sol\ abs}$) de 250,5 MJ associée au rayonnement solaire, les pertes thermiques représentent une perte d'exergie ($Ex_{pert\ paroi\ abs} + Ex_{pert\ or\ abs}$) de 27,8 MJ et une exergie de 139,7 MJ est transmise au fluide de travail à travers l'échangeur chaud du générateur (Ex_{cg}). En réalisant un bilan exergétique aux bornes de la cavité absorbeur en considérant comme négligeable la variation d'exergie interne de ce système on obtient l'exergie détruite par cet élément ($Ex_{dét\ abs}$), qui est dans ce cas de 83 MJ. Cette destruction

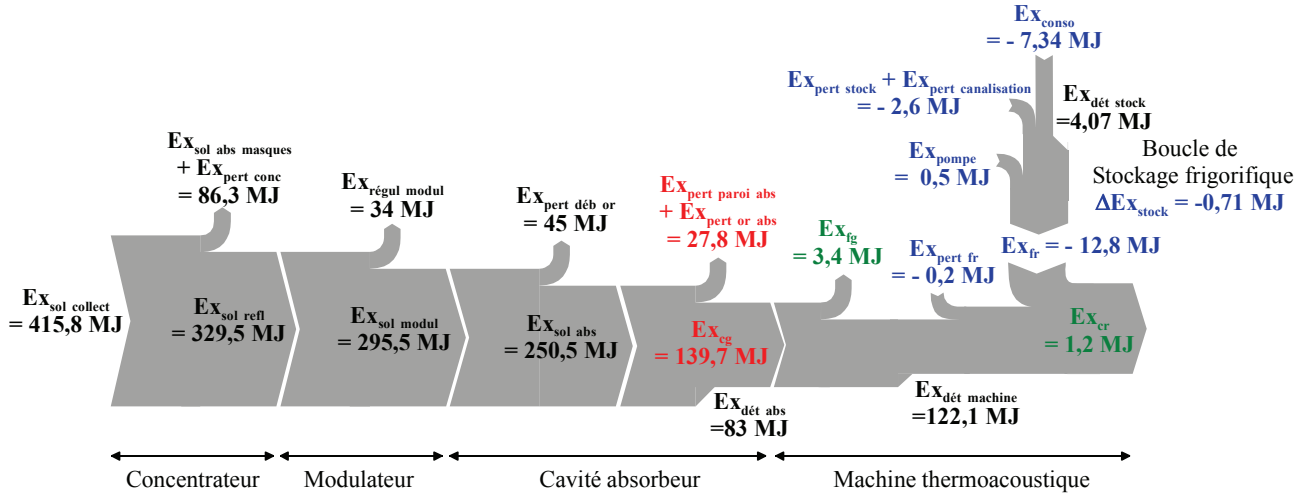


FIGURE 4.10: Exergies échangées au sein du prototype et avec ces sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée

est liée à la conversion photo-thermique qui transforme l'énergie issue du rayonnement solaire direct à haute valeur exergétique en énergie thermique qui malgré la haute température de l'échangeur chaud a une valeur exergétique moindre. Le rendement exergétique de l'absorbeur ($\eta_{Ex\ abs}$) est alors de 0,47 et le taux de destruction d'exergie de cet élément ($\tau_{det\ Ex\ abs}$) est de 0,28.

Le générateur d'onde absorbe à sa source chaude une exergie (Ex_{cg}) de 139,7 MJ et rejette au milieu ambiant à travers son échangeur froid, une exergie (Ex_{fg}) de 3,4 MJ. Le réfrigérateur rejette à sa source chaude une exergie (Ex_{cr})  quivalente à 1,2 MJ, l'exergie associée au pompage de chaleur au niveau de son échangeur froid (Ex_{fr}) est de -12,8 MJ et l'exergie issue des apports thermiques de l'environnement ($Ex_{pert\ fr}$) est de -0,2 MJ. Les exergies évacuées au niveau des échangeurs à température intermédiaire sont très faibles du fait de la faible différence de température entre ces derniers et l'environnement. On considère que la température du résonateur est constante et égale à la température ambiante, ainsi l'exergie associée à l'échange thermique entre ce dernier et le milieu ambiant, liée à la dégradation du travail acoustique est nulle. Le bilan d'exergie réalisé aux bornes de la machine thermoacoustique nous indique que cette dernière détruit ($Ex_{det\ machine}$) 122,1 MJ pour convertir la chaleur issue de la source chaude en effet frigorifique. Le rendement exergétique de la machine ($\eta_{Ex\ machine}$) est alors égal à 0,09 et le le taux de destruction d'exergie associé ($\tau_{det\ Ex\ machine}$) est de 0,87.

Au niveau de la boucle de stockage, l'exergie consommée par la charge thermique (Ex_{conso}) est de -7,34 MJ, celle correspondant aux apports thermiques du milieu ambiant à travers les parois de la boucle ($Ex_{pert\ stock} + Ex_{pert\ canalisation}$) est de -2,6 MJ et celle du travail mécanique de la pompe (Ex_{pomme}) est de 0,5 MJ. La différence d'exergie stockée dans la cuve entre l'état initial (ΔEx_{stock}) et l'état final est de -0,71 MJ, ainsi le bilan exergétique aux bornes de la boucle de stockage fait apparaître que la destruction d'exergie dans cette élément ($Ex_{det\ stock}$) est de 4,07 MJ. Cette destruction est liée aux différents échanges de chaleur que subit le fluide frigoporteur entre le lieu de production et de consommation de l'effet frigorifique. On peut alors

TABLE 4.3: Principaux résultats obtenus grâce à la simulation dynamique du prototype

Critère de performance	Valeur
Effet frigorifique produit (Q_{fr})	60,4 MJ
Température maximale du fluide frigoporteur à la sortie de la cuve de stockage	-5 °C
Taux de modulation moyen ($\tau_{modul\ moyen}$)	0,90
Taux de débordement moyen ($\tau_{déb\ moyen}$)	0,14
Rendement de l'absorbeur (η_{abs})	0,69
Coefficient opérationnel de performance de la machine (COP^{3T})	0,28
Rendement de la boucle de stockage (η_{stock})	0,71
Coefficient opérationnel de performance solaire direct ($COP_{sol\ dir}$)	0,10
Rendement exergetique de l'absorbeur ($\eta_{Ex\ abs}$)	0,47
Taux de destruction d'exergie de l'absorbeur ($\tau_{dét\ Ex\ abs}$)	0,17
Rendement exergetique de la machine ($\eta_{Ex\ machine}$)	0,09
Taux de destruction d'exergie de la machine ($\tau_{dét\ Ex\ machine}$)	0,87
Rendement exergetique du stockage ($\eta_{Ex\ stock}$)	0,57
Taux de destruction d'exergie du stockage ($\tau_{dét\ Ex\ stock}$)	0,32
Rendement exergetique global ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$)	$1,7 \cdot 10^{-2}$
Taux de destruction d'exergie global ($\tau_{dét\ Ex\ global}$)	0,50

calculer le rendement exergetique de la boucle de stockage ($\eta_{Ex\ stock}$) et son taux de destruction d'exergie ($\tau_{dét\ Ex\ stock}$), qui sont dans ce cas respectivement égaux à 0,57 et à 0,32.

Le rendement exergetique global de la machine ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$) en considérant en entrée du système uniquement la composante directe du rayonnement solaire est pour la période simulée de $1,7 \cdot 10^{-2}$ et le taux de destruction d'exergie de l'ensemble de l'installation ($\tau_{dét\ Ex\ global}$) est de 0,50.

4.2.6 Conclusion

Les études réalisées à partir des résultats de la simulation dynamique du prototype ont permis de décrire le comportement transitoire du système et d'évaluer ses performances énergétiques et exergetiques. Les principaux résultats issus de ces analyses sont résumés dans le tableau 4.3.

Du fait de l'utilisation d'un héliostat du four solaire d'Odeillo, le système ne collecte qu'une faible portion (30 %) du flux solaire disponible sur le site expérimental. En effet l'alignement entre ce dernier et le concentrateur ne permet d'insoler la parabole que durant quelques heures en milieu de journée. Cette étape de réflexion sur le miroir de l'héliostat génère des pertes par l'absorption d'une partie du flux solaire sur la surface de l'héliostat et contribue à l'atténuation de la densité de flux à l'entrée du concentrateur. À cause des erreurs optiques de l'héliostat qui ne permettent pas de réfléchir le rayonnement solaire de manière parfaitement parallèle à l'axe du concentrateur, la tache focale au foyer de la parabole est élargie ce qui implique des pertes par débordement supérieures à celle d'un système à simple réflexion.

Le refroidissement des échangeurs à température intermédiaire est réalisé pour le prototype avec une circulation d'eau en circuit ouvert. Ce mode de refroidissement a l'avantage

de maintenir ces échangeurs à des températures relativement faibles ce qui permet d'améliorer les performances énergétiques et exergétiques de la machine. Cependant, comme nous l'avons déjà évoqué, la consommation d'eau qu'implique ce système de refroidissement, ne permet pas d'envisager une application commerciale.

Les températures de consommation de l'effet frigoporteur observées lors de l'analyse du comportement transitoire du prototype montrent que ces températures varient sur la période simulée d'environ $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Lors de certaines phases de déstockage, cette température n'est donc pas compatible avec l'utilisation de ce procédé pour la conservation sur une longue période des aliments qui doivent impérativement être maintenus en dessous de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Afin de lever ces contraintes de fonctionnement, qui sont liées à la conception du prototype, un procédé amélioré est proposé et étudié dans la section suivante.

4.3 Simulation d'une unité pilote

4.3.1 Conditions de simulation

Sur la base des simulations réalisées pour le dimensionnement et l'étude du comportement transitoire du prototype, nous avons mené une série de simulations pour analyser le comportement et les performances d'un prototype de réfrigérateur thermoacoustique solaire amélioré. Ce nouveau système que nous appellerons "pilote" dans la suite de ce document, doit permettre de s'affranchir des contraintes de fonctionnement imposées par le prototype qui a été développé dans le cadre du projet TACSOL :

- l'utilisation d'un système optique à double réflexion
- la consommation d'eau pour le refroidissement des échangeurs à température intermédiaire
- la température de consommation de l'effet frigorifique qui n'est pas toujours compatible avec la conservation longue durée des aliments.

Afin de pouvoir comparer les performances de l'unité pilote à celles du prototype TACSOL, nous considérons les mêmes conditions d'ensoleillement à savoir celles mesurées sur le site d'Odeillo la semaine entre le 1^{er} et le 7 juillet 2006 et une température ambiante constante de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nous décrivons dans les paragraphes suivants, les conditions de simulations utilisées pour cette étude.

Le collecteur solaire et le modulateur de flux

Le système de captation et de concentration du rayonnement solaire considéré pour cette étude est composé du concentrateur et du modulateur de flux utilisé pour le prototype TACSOL. Les caractéristiques géométriques et optiques utilisées pour ces deux éléments sont identiques à celles considérées pour la simulation du prototype TACSOL. Cependant, nous supposons ici, que le concentrateur peut se mouvoir selon deux axes et ainsi collecter les rayons solaires de manière parfaitement parallèle à l'axe de la parabole tout au long de la journée.

TABLE 4.4: Propriétés physiques du fluide de refroidissement et du fluide frigoporteur utilisées pour les simulations du pilote

Propriété	Fluide de refroidissement [159]	Fluide frigoporteur [159]
Masse volumique (ρ)	1142 kg/m ³	1222 kg/m ³
Capacité thermique massique (C_v)	3,3 kJ/kg.K	2,9 kJ/kg.K
Conductivité thermique (k)	0,51 W/m.K	0,42 W/m.K
Viscosité dynamique (μ)	1,8.10 ⁻³ Pa.s à 20 °C	1,27.10 ⁻² Pa.s à -20 °C

La régulation de la température maximale de l'échangeur chaud du générateur est maintenue et nous introduisons une nouvelle régulation sur la température de l'échangeur froid du réfrigérateur. Pour éviter tout risque de cristallisation du fluide frigoporteur dans cet élément (le plus froid de la machine) qui pourrait endommager la machine thermoacoustique, une consigne de température minimale de l'échangeur est imposée. La régulation de cette température est assurée par le modulateur de flux qui module le flux solaire incident sur l'absorbeur afin de réguler la puissance frigorifique produite de manière à maintenir la température de l'échangeur froid égale à la valeur de consigne.

Pour cette étude nous avons fixé la température maximale de l'échangeur chaud du générateur à 600 °C et la température minimale de l'échangeur froid du réfrigérateur à -35 °C.

La machine de réfrigération thermoacoustique solaire

Les caractéristiques de la machine de réfrigération thermoacoustique considérée pour cette étude sont identiques à celles du prototype. Cependant le refroidissement des échangeurs intermédiaire est assuré par la circulation en boucle fermée d'un fluide caloporteur. La chaleur absorbée par le fluide lors de sa traversée dans les échangeurs est évacuée vers le milieu ambiant à travers un aéroréfrigérant. Celui qui est utilisé ici, est un échangeur à fluide séparé. Nous avons considéré une efficacité pour cette échangeur ($E_{aéro}$) de 0,6 avec un débit d'air ($\dot{m}_{air\ aéro}$) de 0,5 kg/s qui entre à température ambiante ($T_{air\ aéro} = T_{amb}$).

Pour éviter les risques de cristallisation du fluide caloporteur dans le circuit de refroidissement quand la température ambiante devient négative, nous avons utilisé ici comme caloporteur le fluide Temper-20°C commercialisé par le société Dehon. Ce fluide a une température de changement de phase liquide↔solide de -20 °C. Nous avons supposé que les propriétés de ce dernier sont constantes sauf la viscosité dynamique que nous considérons comme dépendante de la température (tab. 4.4). Nous conservons le même débit de fluide de refroidissement dans les échangeurs ($\dot{m}_{fluid\ fg}$ et $\dot{m}_{fluid\ cr}$) que pour l'étude du prototype à savoir 0,06 kg/s.

La boucle de stockage

Dans la configuration du pilote, le temps de production devrait être largement augmenté grâce au suivi solaire du concentrateur suivant deux axes, et donc la quantité de froid produite devrait croître sensiblement. Pour stocker cet effet frigorifique, nous avons doublé le volume de

la cuve de stockage par rapport à celle utilisée pour le prototype pour atteindre un volume utile de la cuve de 0,2 m³.

Comme nous l'avons précédemment évoqué avec le prototype, lorsque le titre solide devient faible lors de certaines phases de déstockage, la température de consommation de l'effet frigorifique est supérieure à la température à maintenir pour la conservation des aliments. La température de changement de phase du MCP (-21,3 °C) est donc dans ce cas trop proche de la température de consommation souhaitée. Nous avons donc choisi d'utiliser pour les simulations du pilote un MCP avec une température de changement de phase plus faible. Parmi les caractéristiques des MCP qui sont disponibles sur le marché, nous avons ici considéré celle du MCP SN.26 commercialisé par la société Cristopia [100]. Ce matériau a une température de fusion de -26,2 °C avec une chaleur latente de fusion (L_{MCP}) de 260 kJ/kg. Les autres caractéristiques physiques de ce matériau sont considérées comme égales à celles du MCP utilisé pour le prototype (tab. 4.2).

Les propriétés du fluide frigoporteur que nous avons utilisé pour cette étude sont celles du fluide Temper-40°C qui à une température de cristallisation de -40 °C. Comme pour le fluide de refroidissement des échangeurs à température intermédiaire, ses propriétés physiques sont supposées constantes, à part la viscosité dynamique qui est elle, considérée comme dépendante de la température (tab. 4.4).

Afin de simuler une consommation de l'effet frigorifique, nous avons considéré une charge thermique constante de 250 W qui se déclenche lorsque la température du fluide frigoporteur à sa sortie est inférieure à -20 °C. Le mode de régulation de la charge thermique choisie permet de simuler une charge frigorifique dans la gamme de températures communément utilisée pour le froid industriel. Pour refroidir le circuit de stockage et commencer à constituer un stock d'énergie frigorifique, la charge thermique est maintenue nulle durant les 32 premières heures de la période simulée.

4.3.2 Résultats des simulations du procédé optique

Comme pour le système optique du prototype, des simulations avec le logiciel Soltrace ont été menées avec le procédé optique du pilote. Une série de seize simulations en considérant différentes ouvertures du modulateur de flux de 0 à 100 % a été réalisée. Les puissances échangées entre les éléments du système ont été déterminées. À titre d'exemple, celles obtenues pour une ouverture du modulateur de 100 %, 30 % et 0% sont représentées dans la figure 4.11.

Les puissances échangées en amont du modulateur de flux ne sont pas impactées par les variations de l'ouverture de ce dernier. La surface d'ouverture du concentrateur collecte 12 566 W ($\dot{Q}_{sol\ collect}$), parmi lesquelles, 1 839 W sont absorbés par les masques ($\dot{Q}_{sol\ abs\ masques}$). La surface réfléchissante de la parabole reçoit donc ($\dot{Q}_{sol\ collect\ conc}$) 10 727 W, une partie de ce rayonnement est absorbée par le concentrateur ($\dot{Q}_{pert\ optiq\ conc}$) et 9 920 W sont réfléchis en direction du foyer de la parabole ($\dot{Q}_{sol\ refl}$).

Lorsque le modulateur est totalement ouvert ($\tau_{ouv\ modul} = 100\%$) l'intégralité du flux so-

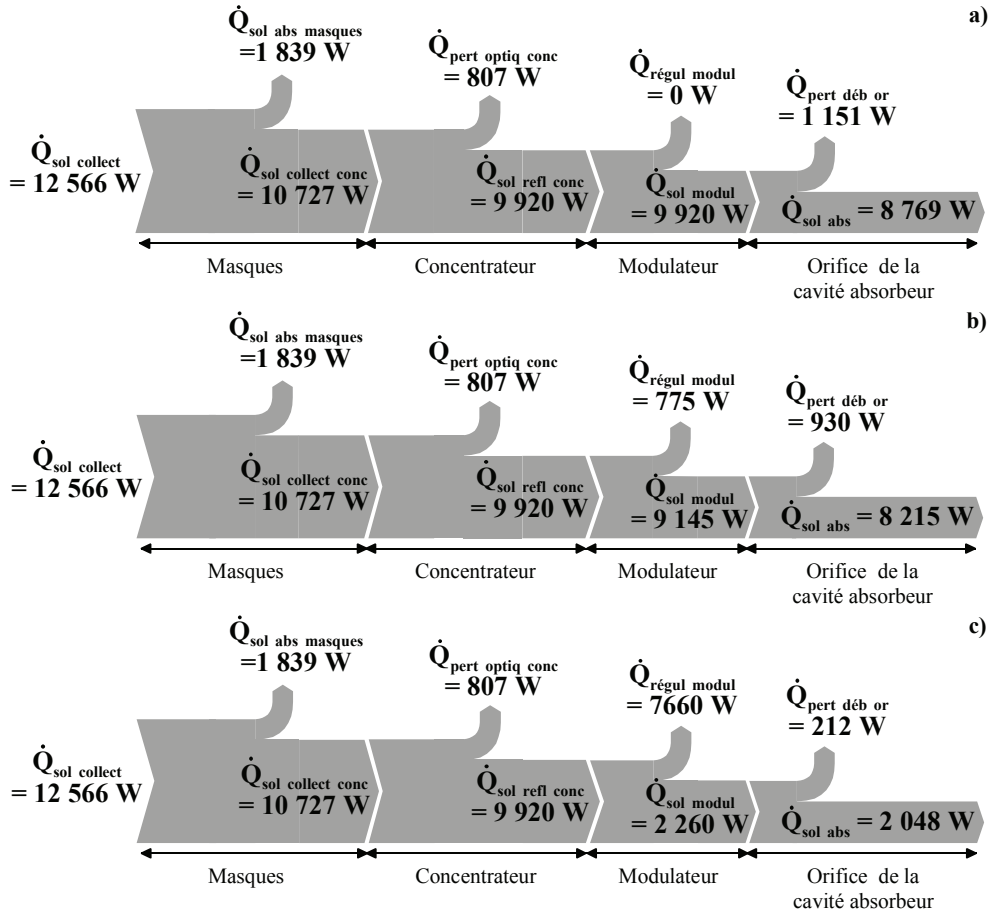


FIGURE 4.11: Puissances échangées au sein du système optique du prototype avec un DNI de 1000 W/m^2 avec un taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{ouv\ modul}$) de 100 % (a) de 30 % (b) et 5 % (c)

laire réfléchi atteint le foyer de la parabole. Parmi ce flux, 8 769 W sont collectés par l'orifice de l'absorbeur ($\dot{Q}_{sol\ abs}$) alors que les pertes par débordement ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$) sont égales 1 151 W ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$).

Comme lors des simulations du système optique du prototype, la diminution du taux d'ouverture du modulateur implique une baisse de la puissance disponible au niveau du foyer de la parabole ($\dot{Q}_{sol\ modul}$), ce qui génère une diminution de la puissance collectée par l'orifice de la cavité absorbeur ($\dot{Q}_{sol\ abs}$) et des pertes par débordement ($\dot{Q}_{pert\ déb\ or}$).

Le taux de modulation a été calculé (τ_{modul}) en fonction du taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{ouv\ modul}$) (fig. 4.12). Comme pour les simulations du prototype, le taux de modulation est nul pour un taux d'ouverture de 0 % et croît pour atteindre son maximum à environ 60 %. À partir de cette valeur d'ouverture, le modulateur n'a plus aucun impact sur le flux solaire réfléchi par le concentrateur.

L'évolution du taux de débordement en fonction du taux d'ouverture est représentée figure 4.13. Ce taux est par définition nul lorsque l'ouverture du modulateur est de 0 % et, comme le taux de modulation, il croît avec l'augmentation de l'ouverture du modulateur pour atteindre son maximum à 60 % d'ouverture. Une fois cette valeur d'ouverture dépassée, comme le mo-

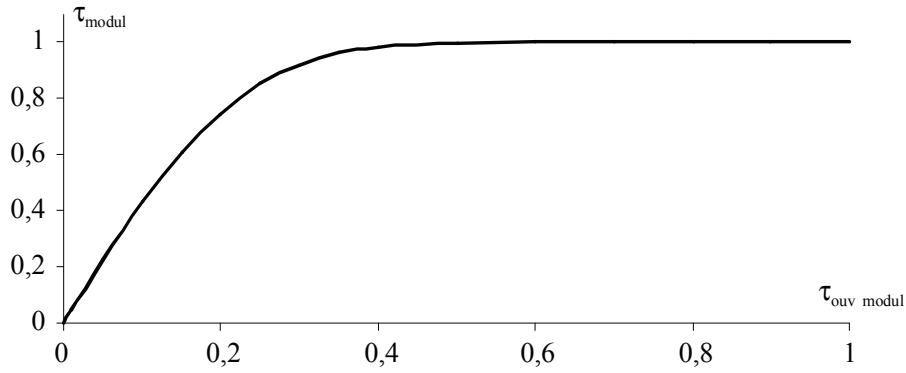


FIGURE 4.12: Taux de modulation (τ_{modul}) du modulateur du pilote en fonction de son taux d'ouverture ($\tau_{ouv\ modul}$)

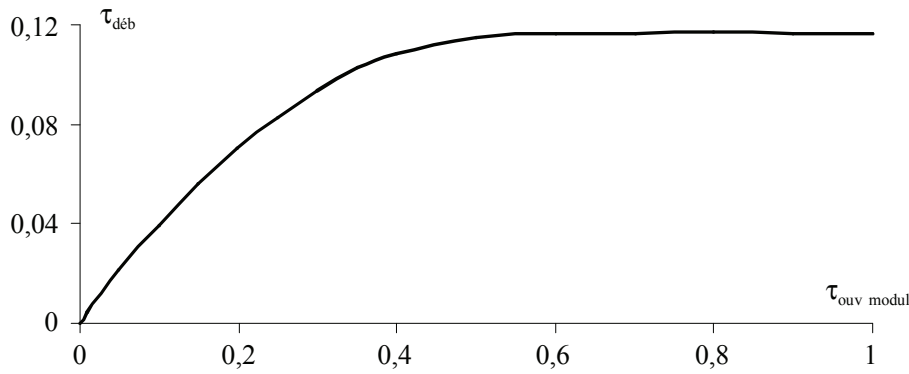


FIGURE 4.13: Taux de débordement de la tache focale (τ_{deb}) du prototype en fonction du taux d'ouverture du modulateur ($\tau_{ouv\ modul}$)

modulateur n'a plus d'impact sur le flux solaire réfléchi, le taux de débordement reste constant. La valeur maximale du taux de débordement est, dans cette configuration, inférieure à 12 % alors qu'elle atteint 16 % avec le système optique du prototype. Du fait de l'élimination d'un étage de réflexion et donc des ses erreurs optiques, la tache focale obtenue au foyer du concentrateur du pilote est plus petite et donc, pour un même diamètre de l'orifice de la cavité, les pertes par débordement sont réduites.

4.3.3 Analyse du comportement transitoire

Une analyse du comportement transitoire du pilote est réalisée dans cette section. Le comportement de la machine considérée pour cette étude est analogue à celui du prototype qui a été décrit et présenté dans 4.2.3.

À l'état initial, tous les éléments du système sont à température ambiante et le MCP contenu dans la cuve de stockage est intégralement fondu. Durant les sept premières heures de la simulation, qui correspondent à la nuit, le système reste à son état initial. Dès le lever du soleil, le DNI croît très rapidement, le concentrateur collecte le rayonnement solaire et le réfléchit sur l'absorbeur, ce qui génère une augmentation brutale de la température de ce dernier (fig. 4.14a). Lorsque la différence de température critique entre l'échangeur chaud et l'échan-

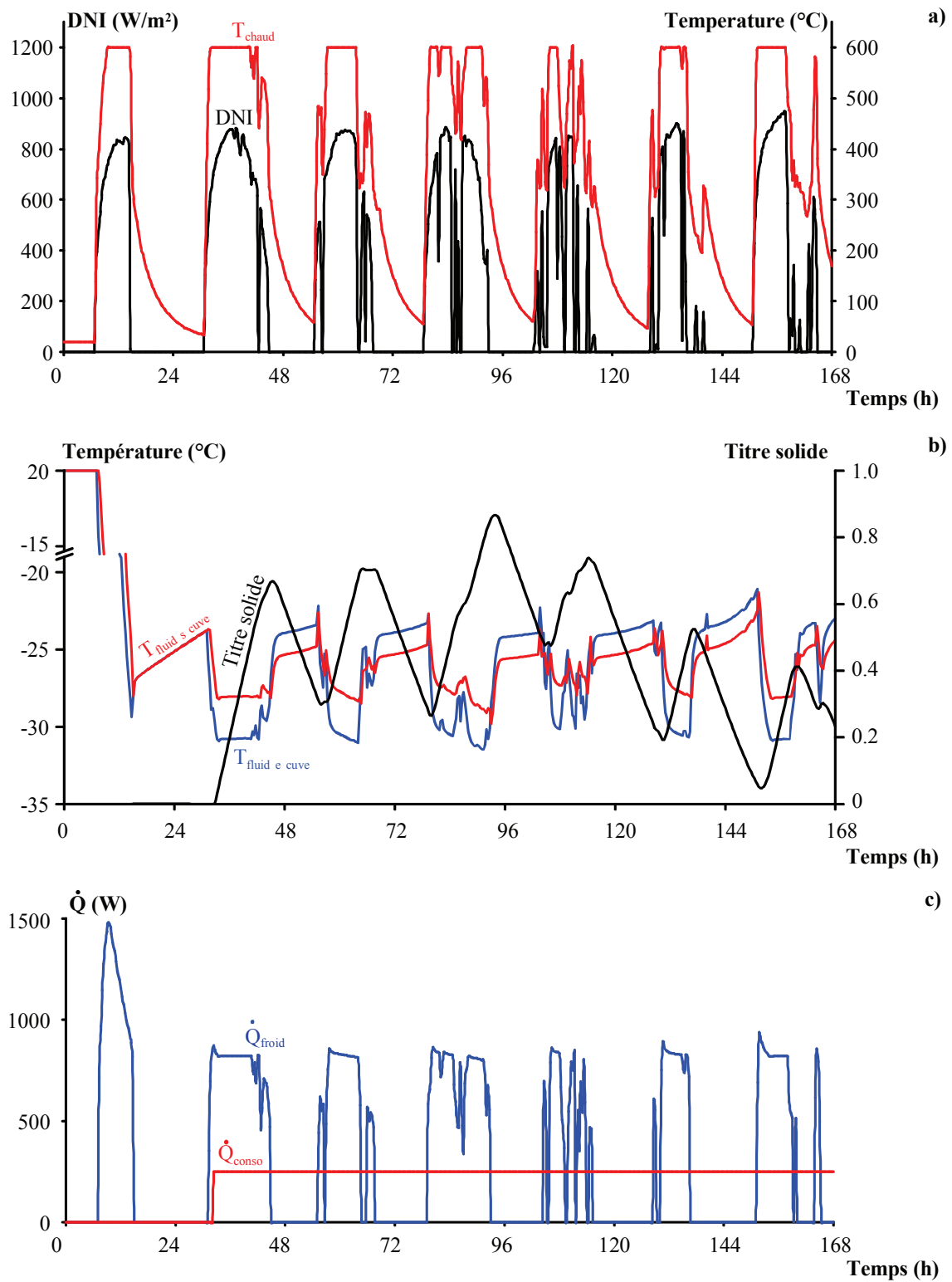


FIGURE 4.14: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote

geur froid du générateur est atteinte (300°C), la génération de l'onde acoustique débute et la production de froid démarre. Au démarrage de la machine thermoacoustique, le réfrigérateur est encore à température ambiante et la puissance frigorifique augmente rapidement pour atteindre environ $1\,500\text{ W}$ (fig. 4.14c). Grâce à la forte insolation, et malgré les pertes thermiques de l'absorbeur et la consommation de chaleur liée à la production du travail acoustique, la température de l'échangeur chaud atteint rapidement sa température maximale fixée à 600°C . Cette température est ensuite maintenue constante par l'obturation d'une partie du flux solaire réfléchi par le modulateur de flux. L'effet frigorifique produit permet d'abaisser la température du fluide frigoporteur et de la cuve de stockage (fig. 4.14b). Du fait du volume plus important du stockage, la baisse de température de la boucle de stockage est dans ce cas plus lente que celle observée pour la simulation du prototype. Sous l'effet de la baisse de cette température et de la régulation de celle de l'échangeur chaud du générateur, la puissance frigorifique produite décroît continuellement. Environ 15 h après le début de la simulation, le *DNI* baisse brusquement pour devenir nul. À cause des pertes thermiques et de la consommation de chaleur liée à la production de l'onde acoustique, sans l'apport solaire, la température de l'échangeur décroît brusquement, la différence de température critique de production de l'onde entre l'échangeur chaud et l'échangeur froid est très rapidement atteinte et la machine s'arrête. Au moment de l'arrêt de la machine, la température du fluide frigoporteur à l'entrée de la cuve a atteint une température suffisamment basse pour initier la cristallisation d'un petit nombre de nodules. Durant la phase d'arrêt de la machine, sous l'effet des pertes thermiques, la température de l'échangeur chaud continue de décroître. À cause des apports thermiques à travers la paroi de la cuve, la très faible portion de MCP qui avait cristallisé fond et la température du fluide frigoporteur augmente.

Au début de la seconde journée de production, la température de l'échangeur chaud est seulement de 30°C et celle du fluide frigoporteur dans le boucle de stockage, de -24°C . Comme pour la première journée, le *DNI* croît très rapidement et la température de l'échangeur chaud ne tarde pas à atteindre sa température de régulation. Dès le démarrage de la machine thermoacoustique, la puissance frigorifique croît pour atteindre plus de 850 W . Une heure après le démarrage de la machine thermoacoustique, la charge thermique de 250 W est appliquée (fig. 4.14c). Sous l'effet de la production de froid, la température du fluide frigoporteur dans la boucle de stockage baisse pour atteindre des températures à l'entrée de la cuve compatibles avec l'initiation de la cristallisation des nodules. Du fait de la résistance thermique entre le MCP et le fluide frigoporteur et de l'effet de surfusion, la première cristallisation a lieu alors que la température du fluide à l'entrée de la cuve est environ 6 K en dessous de la température de fusion du MCP ($-26,2^{\circ}\text{C}$). Le changement de phase du MCP qui a lieu à température constante génère un palier au niveau des températures du fluide de refroidissement avec une température qui se stabilise à l'entrée de la cuve à $-30,8^{\circ}\text{C}$ et en sortie à -28°C . Ce palier est très marqué du fait de la surfusion. En effet, pour initier la cristallisation des nodules, la température du fluide frigoporteur doit être inférieure à la température de fusion du MCP. Juste avant leur cristallisation, les nodules sont à une température proche de celle du fluide

mais dès que le premier cristal apparaît dans un nodule, sa température croît pour devenir égale à sa température de fusion. Le MCP liquide dans le nodule restera à cette température jusqu'à la fin de la cristallisation. À cause de cette augmentation de température des nodules, la différence de température entre les nodules et le fluide est amplifiée et l'échange thermique entre ces deux éléments augmenté. Du fait de la stabilisation de la température chaude grâce à la régulation et de la température de la source froide liée au changement de phase du MCP, la puissance frigorifique se stabilise autour de 820 W. La puissance frigorifique produite avec le pilote est plus faible que celle obtenue avec le prototype. Cet écart s'explique par la différence de température des échangeurs à température intermédiaire (fig. 4.15). En effet, du fait de l'utilisation d'un aéroréfrigérant pour évacuer la chaleur rejetée par la machine vers le milieu ambiant, la température des échangeurs à température intermédiaire est environ 9 K plus élevée que celle obtenue pour le prototype refroidi par une circulation d'eau en circuit ouvert. Sur la fin de la journée, des variations brusques et une baisse globale du DNI génèrent des fluctuations et une baisse de la température de l'échangeur chaud et de la puissance frigorifique produite. Lorsque la machine thermoacoustique s'arrête faute d'ensoleillement, le titre solide du MCP est d'environ 45 %. Au cours de cette journée, une partie de l'effet frigorifique a été consommée directement par la charge thermique et les apports thermiques de la boucle de stockage et l'autre partie a été stockée sous forme de chaleur latente.

Durant la nuit suivante, l'énergie frigorifique qui a été stockée sous forme de chaleur latente lors de la journée est restituée, par la fusion du MCP, pour alimenter la charge thermique et compenser les apports thermiques de la boucle de stockage. Comme pour la phase de stockage, celle de déstockage se caractérise par un palier de température au niveau du fluide frigoporteur. À ce moment, la température du fluide à l'entrée de la cuve est plus élevée que celle en sortie et sont respectivement égales à -24 et -25,3 °C. Au cours de cette phase, la température du fluide frigoporteur croît du fait de la diminution du titre solide du MCP qui se caractérise par une augmentation de l'épaisseur de la couche de liquide à la surface interne de l'enveloppe des nodules et donc par une augmentation de la résistance thermique entre le MCP et le fluide frigoporteur.

Au début de la troisième journée de production, le titre solide du MCP est encore de 30 % c'est-à-dire que la plupart des nodules sont partiellement cristallisés et ne seront donc pas sujet au phénomène de surfusion lors de la phase de stockage suivante. En effet, lors de la troisième période de production, la température initiale du palier de changement de phase que l'on observe sur le fluide frigoporteur est plus élevée que celle du jour précédent. La différence de température entre le fluide et les nodules est donc plus faible. L'impact de l'augmentation de la résistance thermique entre le MCP et le fluide à cause de l'augmentation de l'épaisseur de la couche de solide sur la surface interne des nodules lors de la phase de stockage est donc plus visible. Cette augmentation de la résistance thermique impose, pour maintenir la puissance échangée entre le fluide et les nodules constante, une diminution de la température de fluide frigoporteur que l'on observe tout au long de la phase de stockage.

Les jours suivants, le comportement de la machine est similaire à celui que l'on vient de

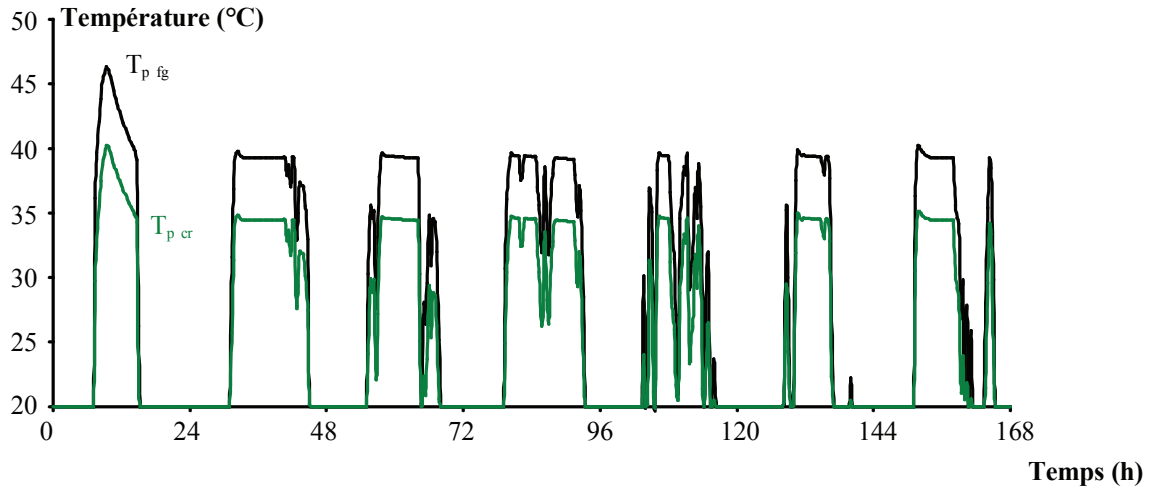


FIGURE 4.15: Évolution de la température de l'échangeur froid du générateur ($T_{p\,fg}$), de la température de l'échangeur chaud du réfrigérateur ($T_{p\,cr}$) en fonction du temps pour la simulation du prototype expérimental

décrire avec l'alternance entre les phases de production qui sont plus ou moins impactées par les fluctuations de l'ensoleillement, et les phases de déstockage. Globalement, sur les six derniers jours, le système est en mesure de fournir continuellement les 250 W à la charge thermique qui simule une demande en froid. On observe cependant une diminution de la production frigorifique sur les derniers jours à cause des conditions météorologiques moins favorables. Dans cette configuration, la température minimale fixée pour l'échangeur froid n'est jamais atteinte, ainsi la limitation du flux solaire incident sur l'absorbeur via le modulateur est uniquement liée à la consigne sur la température de l'échangeur chaud du générateur.

Lors du premier démarrage de la machine, les puissances à évacuer au niveau des échangeurs intermédiaires sont telles que la température de l'échangeur froid du générateur ($T_{p\,fg}$) et celle de l'échangeur chaud du réfrigérateur ($T_{p\,cr}$) atteignent respectivement environ 46 °C et 40 °C. Durant les phases de production où la température de la source chaude et celle de la source froide sont quasiment stabilisées, la température de ces échangeurs est respectivement de 38 °C et 34 °C. L'utilisation d'un circuit fermé pour le refroidissement des échangeurs à température intermédiaire impose d'évacuer la chaleur vers le milieu extérieur et donc, de fait, que le fluide de refroidissement soit à une température supérieure à celle de l'ambiance.

4.3.4 Analyse énergétique

À partir des résultats de la simulation dynamique du pilote, une analyse des performances énergétiques du système a été menée. Comme pour l'analyse réalisée sur le prototype, pour limiter l'impact des conditions initiales et faire le calcul sur une période où l'état final est quasiment équivalent à l'état initial, cette analyse a été réalisée sur la période correspondant aux cinq derniers jours de simulation, entre 48 h et 168 h.

En début de la période considérée, la température de l'échangeur chaud du générateur d'onde (T_{cg}) est de 166 °C et celle de l'échangeur froid (T_{fr}) est de -22 °C. Le fluide frigoporteur

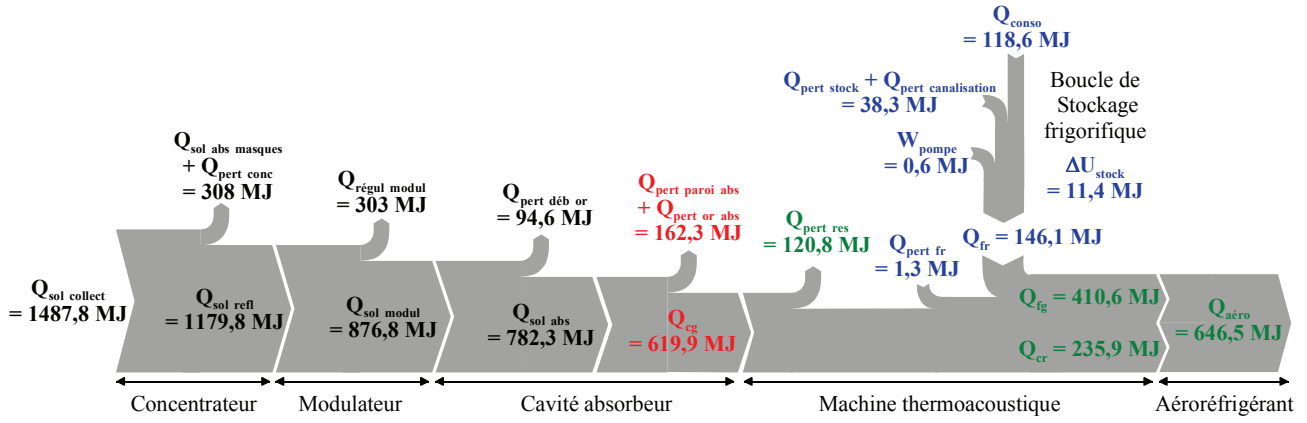


FIGURE 4.16: Énergies échangées au sein du pilote et avec ces sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée

est dans la cuve à une température moyenne proche de $-24\text{ }^{\circ}\text{C}$ et le titre solide de la cuve de stockage (x_{solide}) est de 0,59. Au terme de cette période, la température de l'échangeur chaud (T_{cg}) est de $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ et celle de l'échangeur froid (T_{fr}) est de $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le titre solide de la cuve de stockage (x_{solide}) est de 0,23 avec une température moyenne du fluide frigoporteur au sein de la cuve d'environ $-23,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les résultats obtenus avec cette étude sont résumés dans la figure 4.16.

Sur les cinq derniers jours de la simulation, la surface d'ouverture du concentrateur a collecté ($Q_{sol\ collect}$) 1 487,8 MJ de rayonnement solaire direct. Une partie correspondant à 308 MJ de ce rayonnement est absorbée par les masques et par la surface réfléchissante $Q_{sol\ abs\ masque} + Q_{pert\ conc}$ mais la grande majorité, 1 179,8 MJ est réfléchi en direction du foyer de la parabole ($Q_{sol\ refl}$).

La consigne de régulation de la température de l'échangeur chaud impose au modulateur d'intercepter 303 MJ ($Q_{régul\ modul}$) pour ne laisser passer que 876,8 MJ ($Q_{sol\ modul}$). Le taux de modulation moyen ($\tau_{modul\ moyen}$) sur la période considérée est donc de 0,74.

Au niveau du foyer, les pertes par débordements représentent 94,6 MJ ($Q_{pert\ déb\ or}$) alors que l'énergie solaire entrant dans la cavité absorbeur est de 782,3 MJ ($Q_{sol\ abs}$). Soit un taux de débordement moyen ($\tau_{déb\ moyen}$) de 0,11. De cette énergie absorbée, 619,9 MJ sont transmis au fluide de travail à travers l'échangeur chaud du générateur (Q_{cg}) et 162,3 MJ sont échangés avec le milieu ambiant sous forme de pertes thermiques par l'orifice et les parois de la cavité ($Q_{pert\ paroi\ abs} + Q_{pert\ or\ abs}$). Le rendement de l'absorbeur (η_{abs}) est alors de 0,71.

Le générateur d'onde consomme donc 619,9 MJ à sa source chaude (Q_{cg}) et rejette 410,6 MJ à sa source froide via son échangeur froid (Q_{fg}). Une partie du travail acoustique produit par le générateur d'onde est dégradé en chaleur sous l'effet de frottement visqueux dans le résonateur ($Q_{pert\ res}$). Cette chaleur est évacuée vers le milieu extérieur à travers les parois du résonateur. Le réfrigérateur consomme le travail acoustique produit par le générateur et évacue 235,9 MJ à sa source chaude à travers son échangeur chaud (Q_{cr}) pour produire 146,1 MJ d'effet frigorifique utile à sa source froide (Q_{fr}). Au niveau de l'échangeur froid, les apports thermiques liés aux échanges entre le milieu ambiant et l'échangeur ($Q_{pert\ fr}$), représentent 1,3

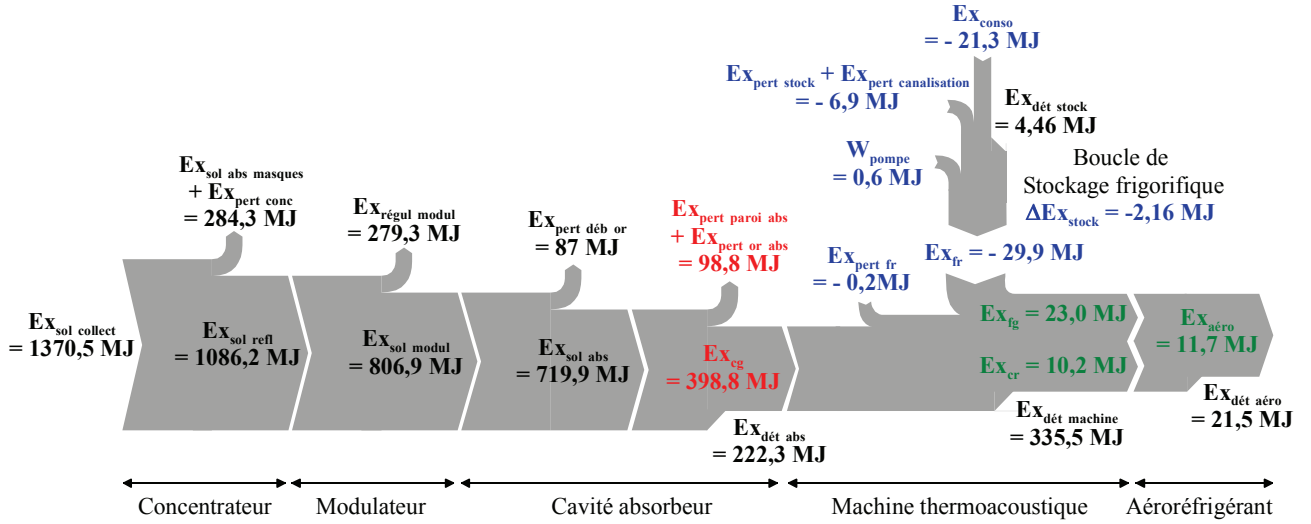


FIGURE 4.17: Exergies échangées au sein du pilote et avec ces sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée

MJ. L'effet frigorifique est donc produit avec un $COP_{machine}^{3T}$ égal à 0,24.

Sur la période considérée, la charge thermique consomme 118,6 MJ d'effet frigorifique (Q_{conso}). Les apports thermiques à travers les parois ($Q_{pert\ stock} + Q_{pert\ canalisation}$) et les dissipations visqueuses liées à la dégradation du travail mécanique de la pompe dans les différents organes de la boucle de stockage (W_{pompe}) représentent respectivement 38,29 MJ et 0,6 MJ. Globalement sur la période de calcul, la production frigorifique n'a pas couvert la consommation de la charge thermique, ainsi à la fin de la période l'énergie frigorifique stockée dans la cuve est plus faible que celle à l'état initial. La différence d'énergie frigorifique stockée entre la fin et le début de la période (ΔU_{stock}) est d'environ 11,4 MJ. Le rendement de la boucle de stockage et de distribution de l'effet frigorifique (η_{stock}) est alors sur la période considérée, de 0,74.

Comme pour le prototype nous avons considéré ici uniquement le rayonnement solaire direct ainsi, on peut calculer le $COP_{sol\ dir}$ qui est pour cette installation de 0,07.

4.3.5 Analyse exergétique

De manière analogue à celle qui a été décrite pour le prototype (voir 4.2.5), une analyse des performances exergétiques a été menée à partir des résultats de la simulation dynamique du pilote. Nous avons considéré comme température de référence (T_0) pour cette étude la température ambiante qui est constante et égale à 20 °C. Comme pour les analyses énergétiques et exergétiques précédemment présentées, pour limiter l'impact des conditions initiales et réaliser cette étude sur une période où l'état final du procédé est quasiment identique à son état initial, nous avons considéré uniquement la période couvrant les cinq derniers jours de la simulation (entre 48 h et 168 h).

Le concentrateur collecte sur cette période une exergie issue du rayonnement solaire direct ($Ex_{sol\ collect}$) de 1370,5 MJ. Une partie de cette exergie, égale à 284,3 MJ, est absorbée par les

masques et par la surface réfléchissante ($Ex_{sol\ abs\ masque} + Ex_{pert\ conc}$) alors que celle correspondant au rayonnement réfléchi par le concentrateur ($Ex_{sol\ refl}$) est de 1086,2 MJ.

Afin d'assurer la régulation de la température de l'échangeur chaud, le modulateur de flux intercepte une exergie issue du rayonnement solaire concentré ($Ex_{régul\ modul}$) de 279,3 MJ, ainsi l'exergie disponible au foyer de la parabole ($Ex_{sol\ modul}$) n'est que de 806,9 MJ.

L'exergie correspondant au rayonnement qui est collectée par l'orifice de la cavité absorbeur ($Ex_{sol\ abs}$) est de 719,9 MJ et celle correspondant aux pertes par débordement ($Ex_{pert\ deb\ or}$), est de 87 MJ. Après la conversion photo-thermique, l'exergie transmise au fluide de travail de la machine thermoacoustique à travers l'échangeur chaud (Ex_{cg}) est de 398,8 MJ et celle des pertes thermiques de la cavité absorbeur ($Ex_{pert\ paroi\ abs} + Ex_{pert\ or\ abs}$) est de 98,8 MJ. L'écriture du bilan exergétique sur la cavité absorbeur en négligeant la variation d'exergie interne de cet élément entre l'état final et l'état initial, indique que l'exergie détruite par ce composant ($Ex_{dét\ abs}$) est de 222,3 MJ. Le rendement exergétique calculé sur cet élément ($\eta_{Ex\ cavit}$) est de 0,49 et le taux de destruction d'exergie ($\tau_{dét\ Ex\ abs}$) est de 0,28.

Le générateur de la machine thermoacoustique consomme une exergie de 398,8 MJ à sa source chaude (Ex_{cg}) pour en rejeter 23 MJ au niveau de son échangeur froid (Ex_{fg}). Au niveau du réfrigérateur, l'exergie associée à l'effet frigorifique utile produit à l'échangeur froid (Ex_{fr}) est de -29,9 MJ, celle correspondant aux apports thermiques du milieu ambiant ($Ex_{pert\ fr}$) est de -0,2 MJ et l'exergie rejetée par son échangeur chaud (Ex_{cr}) est de 10,2 MJ. L'exergie correspondante à la chaleur évacuée par l'aéroréfrigérant ($Ex_{aéro}$) est égale à 11,7 MJ. Globalement, en négligeant les variations d'exergie interne des composants de la machine thermoacoustique et en établissant le bilan au frontière de cette dernière, on calcule que l'exergie détruite pour la production de l'effet frigorifique ($Ex_{dét\ machine}$) est de 335,5 MJ. La production frigorifique est donc assurée avec un rendement exergétique de la machine ($\eta_{Ex\ machine}$) de 0,07 et le taux de destruction d'exergie associé ($\tau_{dét\ Ex\ machine}$) est de 0,84.

Au niveau de la boucle de stockage, l'exergie correspondant à l'effet frigorifique consommé (Ex_{conso}) est de -21,3 MJ, celle des apports thermiques du milieu ambiant ($Ex_{pert\ stock} + Ex_{pert\ canalisation}$) à -6,9 MJ alors que l'exergie associée au travail mécanique de la pompe (Ex_{pompe}) est de 0,6 MJ. La variation d'exergie interne de la boucle entre l'état final et l'état initial (ΔEx_{stock}) est de -2,16 MJ. En appliquant le bilan exergétique sur cet élément, on calcule que l'exergie détruite par ce composant ($Ex_{dét\ stock}$) est de 4,46 MJ. Le rendement exergétique de la boucle de stockage ($\eta_{Ex\ stock}$) et le taux de destruction d'exergie du stockage ($\tau_{dét\ Ex\ stock}$) sont respectivement dans cette configuration de 0,71 et de 0,15

Le rendement exergétique global du système ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$) en considérant en entrée du système uniquement la composante directe du rayonnement solaire, est pour la période simulée de $1,5 \cdot 10^{-2}$ et le taux de destruction d'exergie de l'ensemble de l'installation ($\tau_{dét\ Ex\ global}$) est de 0,42.

4.3.6 Comparaison des performances du pilote avec celles du prototype

Les principaux critères de performance calculés à partir de la simulation dynamique du pilote sont résumés avec celle du prototype dans le tableau 4.5.

Le système de captation et de concentration considéré pour le pilote permet de collecter une quantité d'énergie solaire bien supérieure à celle de prototype ce qui se manifeste par un effet frigorifique produit par le pilote plus important.

Grâce à l'effet frigorifique produit et à l'utilisation d'un stockage à plus basse température, le pilote peut assurer sur les cinq derniers jours de la période simulée, la consommation en continu d'une puissance frigorifique de 250 W à une température inférieure à - 20 °C alors qu'avec le prototype, cette température atteint -5 °C avec une charge thermique uniquement de 100 W appliquée en continu.

Le taux de modulation moyen ($\tau_{modul\ moyen}$) est plus élevé dans la configuration du prototype car du fait des pertes liées à l'étape de réflexion sur l'héliostat, l'énergie réfléchie par le concentrateur est plus faible. De plus, à cause du faible temps de fonctionnement, les périodes où la température chaude est régulée sont réduites avec le prototype alors que les temps de montée en température où le modulateur est totalement ouvert restent sensiblement identiques pour les deux systèmes.

À cause du fort taux de modulation et des erreurs optiques liées aux deux étages de réflexion, le taux de perte par débordement moyen ($\tau_{déb\ moyen}$) du prototype est légèrement plus élevé que celui calculé pour le pilote. Ce taux de perte par débordements légèrement plus faible obtenu dans la configuration du pilote, permet d'obtenir des rendements énergétique et exergétique de l'absorbeur (η_{abs} et $\eta_{Ex\ abs}$) qui sont légèrement supérieurs à ceux du prototype.

Cependant, les conditions de fonctionnement de la machine considérées dans le cas du pilote, à savoir l'évacuation de la chaleur rejetée au niveau des échangeurs à température intermédiaire à travers un aéroréfrigérant, sont moins favorables que celles considérées pour le prototype ainsi le $COP_{machine}^{3T}$ et le $\eta_{Ex\ machine}$ sont sensiblement plus faibles pour le pilote.

Les apports thermiques à travers les parois de la boucle de stockage sont plus élevés pour le pilote. Ceci s'explique par l'augmentation de la surface d'échange entre la paroi de la cuve et le milieu ambiant à cause du doublement du volume de stockage et par la température de stockage qui est plus faible. Cependant, en conservant le même rapport diamètre sur longueur, plus la cuve est volumineuse et plus le rapport entre la surface de paroi et le volume de la cuve est faible. Ceci implique que pour une même température de stockage, le rapport entre l'effet frigorifique dégradé par les apports thermiques et l'énergie stockée est d'autant plus petit que le volume de la cuve est grand. Dans notre étude, c'est bien le doublement du volume de stockage associé à une production et une consommation frigorifique plus importante par rapport au prototype, qui permet, malgré une diminution de la température de changement de phase du MCP d'obtenir avec le pilote un meilleur rendement de la boucle de stockage (η_{stock}). De plus, la différence entre la température de la source froide de la machine thermoacoustique et celle de consommation de l'effet frigorifique, qui est plus faible avec le pilote permet d'obtenir un

TABLE 4.5: Principaux critères de performance du prototype et du pilote

Critère de performance	Prototype	Pilote
Effet frigorifique produit (Q_{fr})	60,4 MJ	146,1 MJ
Température maximale du fluide frigoporteur à la sortie de la cuve de stockage	-5 °C	-21 °C
Taux de modulation moyen ($\tau_{modul\ moyen}$)	0,90	0,74
Taux de débordement moyen ($\tau_{déb\ moyen}$)	0,14	0,08
Rendement de l'absorbeur (η_{abs})	0,69	0,71
Coefficient opérationnel de performance de la machine ($COP_{machine}^{3T}$)	0,28	0,24
Rendement de la boucle de stockage (η_{stock})	0,71	0,74
Coefficient opérationnel de performance solaire direct ($COP_{sol\ dir}$)	0,10	0,07
Rendement exergetique de l'absorbeur ($\eta_{Ex\ abs}$)	0,47	0,49
Taux de destruction d'exergie de l'absorbeur ($\tau_{dét\ Ex\ abs}$)	0,28	0,28
Rendement exergetique de la machine ($\eta_{Ex\ machine}$)	0,09	0,07
Taux de destruction d'exergie de la machine ($\tau_{dét\ Ex\ stock}$)	0,87	0,84
Rendement exergetique du stockage ($\eta_{Ex\ stock}$)	0,57	0,71
Taux de destruction d'exergie du stockage ($\tau_{dét\ Ex\ stock}$)	0,32	0,15
Rendement exergetique global ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$)	$1,7 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Taux de destruction d'exergie global ($\tau_{dét\ Ex\ global}$)	0,50	0,42

rendement exergetique de la boucle de stockage ($\eta_{Ex\ stock}$) nettement supérieur à celui calculé pour le prototype.

Globalement le $COP_{sol\ dir}$ et le rendement exergetique solaire ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$) du pilote sont plus faibles que ceux obtenus avec le prototype. Cependant les contraintes de fonctionnement ne sont pas identiques :

- L'effet frigorifique produit par le pilote est plus important et disponible à une température plus basse (compatible avec la conservation longue durée des aliments).
- Le refroidissement du pilote est assuré par un aéroréfrigérant à sec et donc sans consommation d'eau.

4.3.7 Étude de sensibilité paramétrique

Nous avons étudié et décrit précédemment le comportement et les performances énergétiques et exergetique simulés du prototype expérimental construit dans le cadre du projet TACSOL et d'un prototype amélioré que nous avons appelé pilote et qui permet de lever certaines contraintes d'exploitation imposées par le mode de fonctionnement du prototype. Nous avons jusqu'à présent considéré une seule configuration pour le dimensionnement du pilote. Cependant en vue de l'optimisation future des performances de ce dernier, il nous faut déterminer l'impact de la variation des paramètres de dimensionnement principaux sur les performances du système. C'est pourquoi nous avons mené une étude de sensibilité paramétrique en considérant comme configuration de référence celle précédemment présentée pour le pilote et en modifiant successivement, le diamètre d'ouverture du concentrateur, le volume de la cuve de stockage et la température de fusion du MCP contenu dans les nodules.

Afin de pouvoir comparer les performances des différentes configurations, nous utilisons pour toutes ces simulations les mêmes conditions opératoires, à savoir une température ambiante fixe de 20 °C et le DNI mesuré sur le site d'Odeillo sur une semaine entre le 1^{er} et le 7 juillet 2006 (fig 4.14a). Comme pour les analyses énergétiques précédemment présentées, nous considérons ici la période correspondant au cinq derniers jours de la simulation (entre 48 h et 168 h) pour établir les analyses énergétiques.

Les paramètres sont modifiés successivement en considérant comme configuration de référence celle décrite et utilisée pour la simulation du pilote. Dans les sections suivantes, les modifications du comportement et des performances du système liées à la modification des paramètres sont décrites et comparées à celles de la configuration de référence.

Étude de sensibilité paramétrique du diamètre du concentrateur

Les résultats de simulation du pilote on montré que, sur la période de fonctionnement considérée, le modulateur de flux intercepte environ 26 % du rayonnement solaire réfléchi par le concentrateur. On peut donc penser que le concentrateur est surdimensionné. Cependant le flux solaire est régulé uniquement lorsque le système atteint un régime quasi-établi. Lors des phases fortement transitoires, il peut être intéressant d'avoir une grande surface de réflexion pour pallier les fortes variations du DNI . Nous avons donc cherché à déterminer l'impact sur le comportement et sur les performances du système d'une réduction de 23 % et d'une augmentation de 26 % de la surface d'ouverture du concentrateur en considérant respectivement un diamètre de la parabole (D_{conc}) de 3,5 m et 4,5 m. Les graphiques représentant l'évolution dans le temps du DNI , de la température chaude du générateur, de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage, du titre solide du MCP dans la cuve, de la puissance frigorifique produite et consommée et les diagrammes de Sankey pour ces deux simulations sont présentés respectivement dans les figures 4.18 et 4.19 et les figures 4.20 et 4.21 .

Une synthèse des résultats obtenus par ces simulations est présentée dans le tableau 4.6. La diminution de la surface d'ouverture du concentrateur génère une diminution de 9,3 % de l'effet frigorifique produit alors que la $COP_{sol\ dir}$ est légèrement amélioré principalement grâce à l'augmentation du taux de modulation moyen ($\tau_{modul\ moyen}$). Dans ces conditions, le procédé n'est plus en capacité de fournir suffisamment d'effet frigorifique pour satisfaire la demande de la charge thermique ($\tau_{couvergie} = 0,9$). On note que l'augmentation de la surface de captation permet d'obtenir un gain d'effet frigorifique produit d'environ 6, 1 %. Dans cette configuration on observe une légère diminution du $COP_{sol\ dir}$ du fait que le modulateur intercepte 40 % de l'énergie solaire réfléchi par le concentrateur.

Par conséquent, il semble bien que la surface d'ouverture du concentrateur du pilote soit surdimensionnée. Pour une application où le système de réfrigération thermoacoustique solaire est couplé à un réfrigérateur d'appoint qui peut prendre le relais au moment où le procédé solaire ne peut fournir la puissance frigorifique demandée, il peut être envisagé de réduire cette surface pour profiter d'un $COP_{sol\ dir}$ plus élevé. Si la machine est utilisée comme le seul moyen

de production frigorifique et que la demande doit être absolument satisfaite, alors la réduction de cette surface ne peut être que très limitée pour ne pas impacter de manière significative la quantité de froid produite et donc la capacité du procédé à répondre de manière satisfaisante aux besoins de la charge thermique.

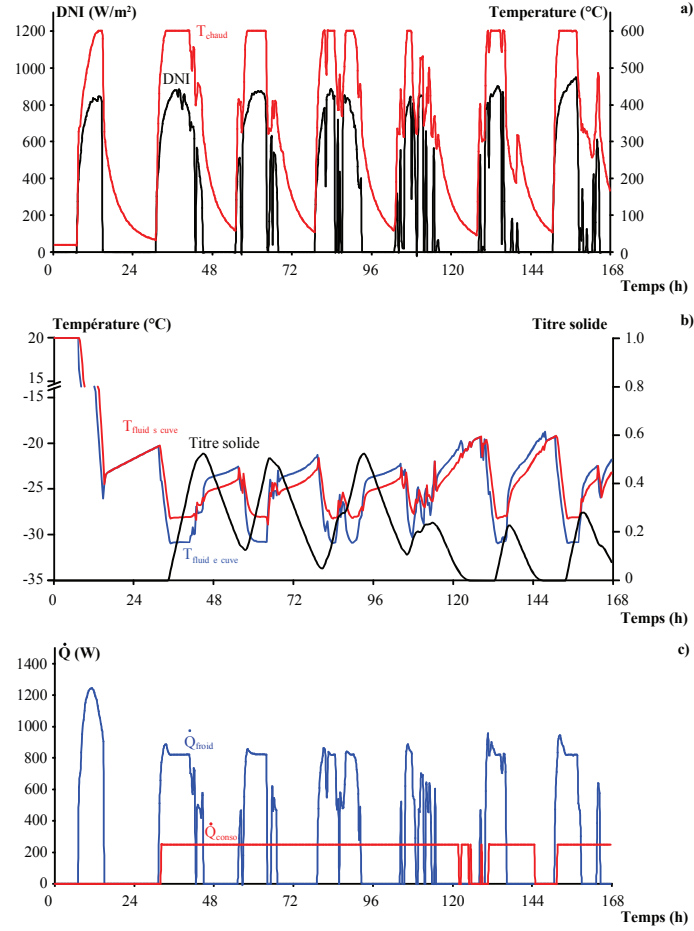


Figure 4.18: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote avec un diamètre du concentrateur de 3,5 m

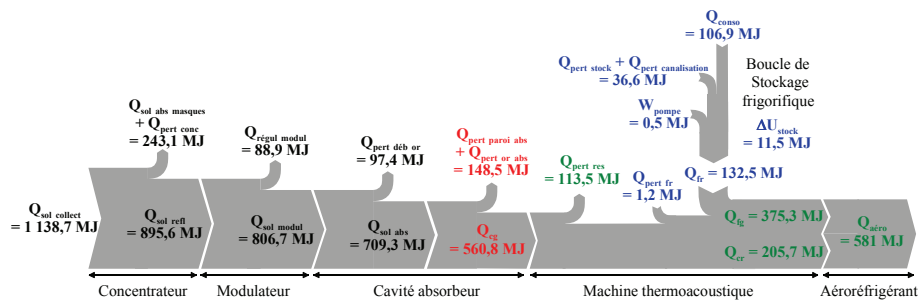


FIGURE 4.19: Énergies échangées au sein du pilote et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée avec un diamètre du concentrateur de 3,5 m

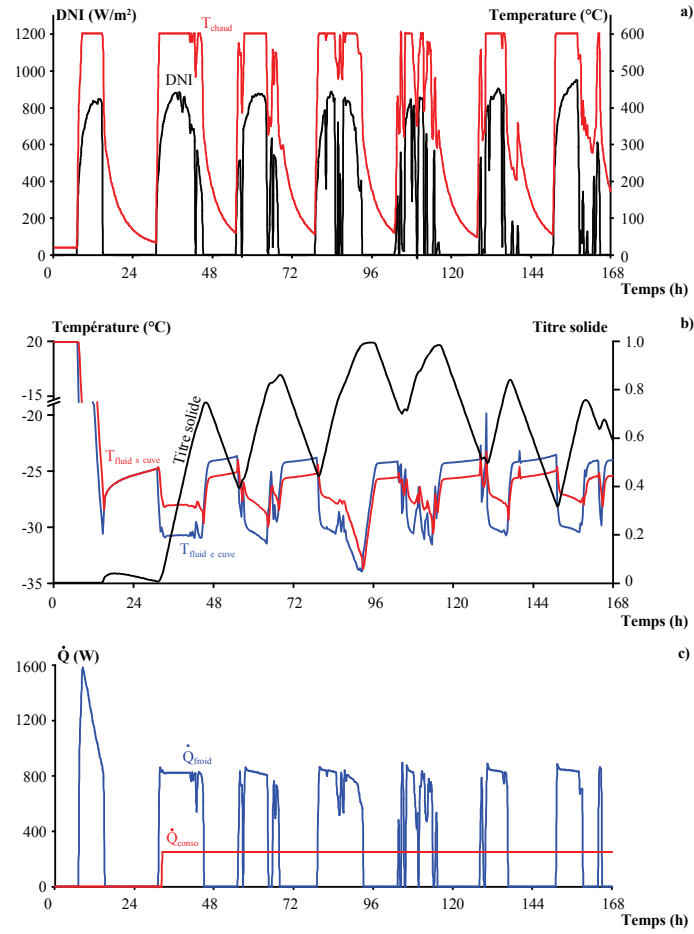


FIGURE 4.20: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote avec un diamètre du concentrateur de 4,5 m

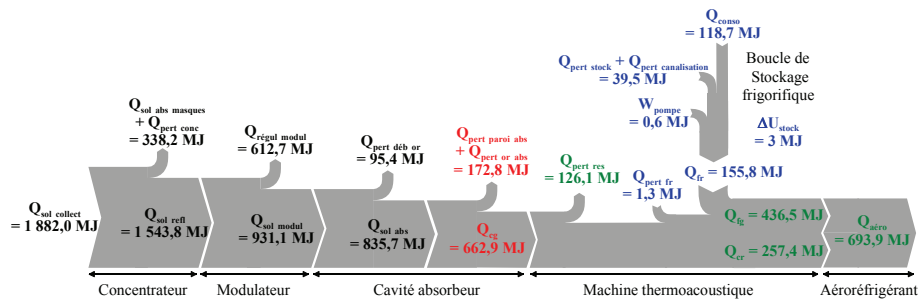


FIGURE 4.21: Énergies échangées au sein du pilote et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée avec un diamètre du concentrateur de 4,5 m

Étude de sensibilité paramétrique du volume de stockage

On observe grâce à la simulation en régime transitoire du pilote, que le MCP contenu dans les nodules de la cuve de stockage n'est jamais totalement cristallisé ; il semble donc, sur

TABLE 4.6: Synthèse des résultats de l'étude de sensibilité paramétrique sur le diamètre du concentrateur

	$D_{conc} = 3,5 \text{ m}$	Pilot $D_{conc} = 4 \text{ m}$	$D_{conc} = 4,5 \text{ m}$
Q_{fr}	132,5 MJ	146,1 MJ	155,8 MJ
$\tau_{modul\ moyen}$	0,9	0,74	0,6
$\tau_{déb\ moyen}$	0,11	0,11	0,06
η_{abs}	0,69	0,71	0,71
$COP_{machine}^{3T}$	0,24	0,24	0,24
η_{stock}	0,72	0,74	0,74
$COP_{sol\ dir}$	0,08	0,07	0,06
$\tau_{couv\ energie}$	0,90	1	1

la période considérée, que le volume de stockage est surdimensionné. Cependant, plus la surface d'échange est importante entre le MCP et le fluide frigoporteur et plus la température de ce dernier sera proche de la température de fusion lors du changement des phases de stockage ou de déstockage. Ainsi, on peut penser qu'un volume de stockage plus important permettrait de stabiliser la température de la source froide à une température plus élevée, ce qui permettrait d'améliorer les performances de la machine de réfrigération. Pour étudier cela, nous avons considéré successivement, une diminution et une augmentation du volume de stockage de $0,05 \text{ m}^3$, ce qui correspond à une variation de 25 % par rapport au volume de la cuve du pilote.

En considérant une cuve réduite de 25 %, on observe (fig 4.22) qu'à la fin des journées avec un fort ensoleillement, la totalité du MCP est cristallisée et la température du fluide frigoporteur atteint des valeurs telles que le modulateur est obligé de réguler le flux solaire pour limiter la puissance frigorifique produite afin de maintenir la température de l'échangeur froid du réfrigérateur au dessus de $-35 \text{ }^{\circ}\text{C}$. On observe alors une très légère diminution du taux de modulation moyen liée à la régulation de la température froide et à une faible baisse du $COP_{machine}^{3T}$ du fait de l'abaissement de la température de l'échangeur froid durant les périodes de stockage. La diminution du volume de la cuve n'a donc qu'un impact très faible sur la quantité de froid produit ($-4,5 \text{ } \%$) (fig. 4.23) et ce qui permet de maintenir le taux de couverture égale à 1 (tab. 4.7).

Avec un volume de cuve plus important, on observe que la quantité de froid produite par la machine et les performances du système sont quasiment identiques à celles du prototype excepté le rendement de la boucle de stockage qui est légèrement plus faible du fait de l'accroissement des apports thermiques du milieu ambiant lié à l'augmentation de la surface de l'enveloppe de la cuve (fig. 4.24). Cependant dans ce cas, le taux de couverture est légèrement inférieur à l'unité, c'est-à-dire qu'il y a une période de courte durée où le procédé n'est pas en capacité de satisfaire la demande de la charge thermique. L'énergie frigorifique à mobiliser pour refroidir la cuve de stockage, croît avec l'augmentation du volume de la cuve. Donc plus le volume du stockage est important, plus le procédé mobilise de l'effet frigorifique pour abaisser la température de la boucle de stockage.

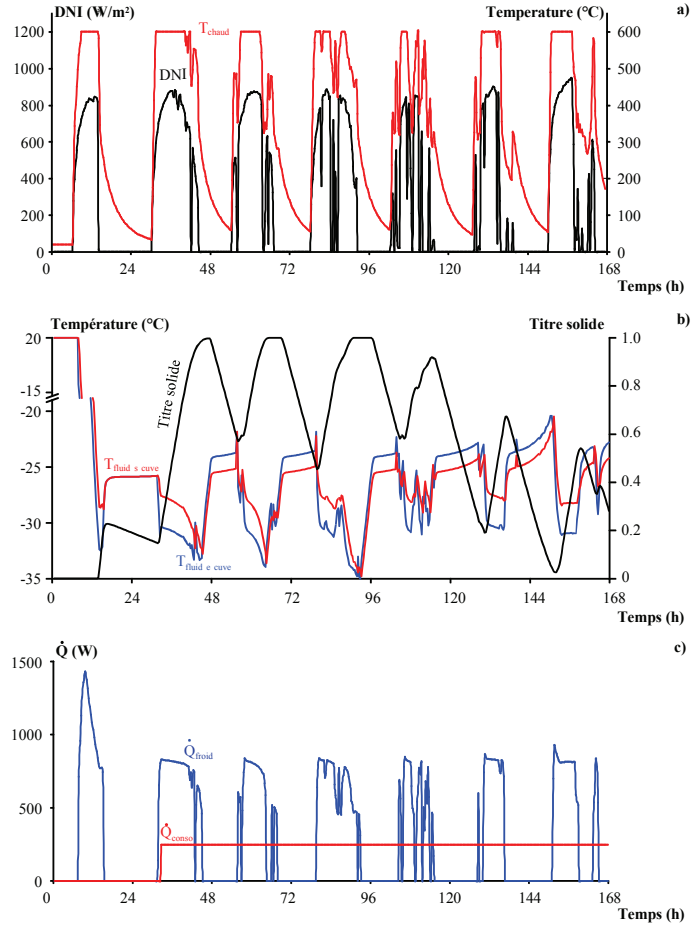


FIGURE 4.22: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote avec un volume de la cuve de stockage de $0,15 \text{ m}^3$

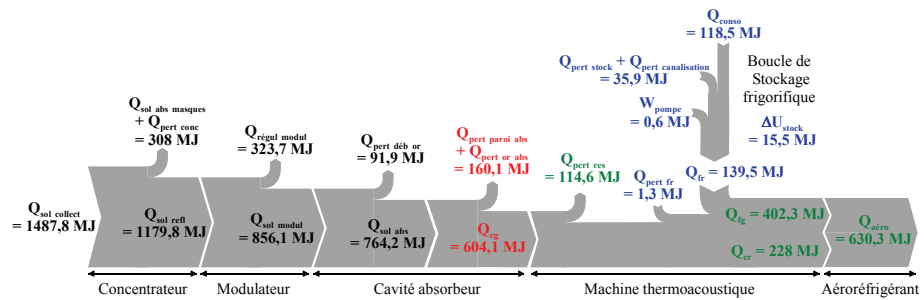


FIGURE 4.23: Énergies échangées au sein du pilote et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée avec un volume de la cuve de stockage de $0,15 \text{ m}^3$

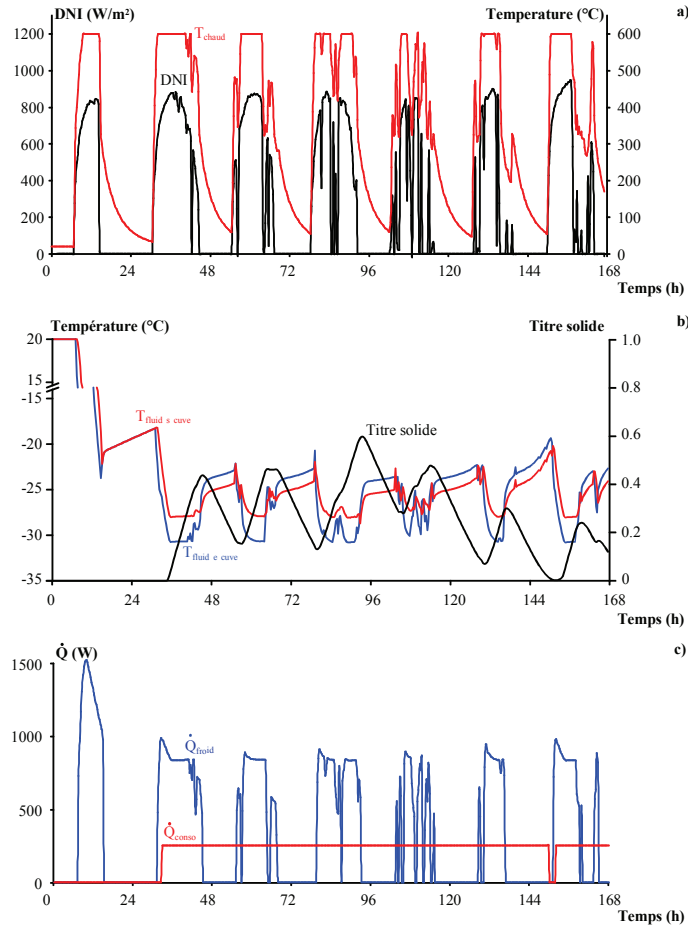


FIGURE 4.24: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote avec un volume de la cuve de stockage de $0,25 \text{ m}^3$

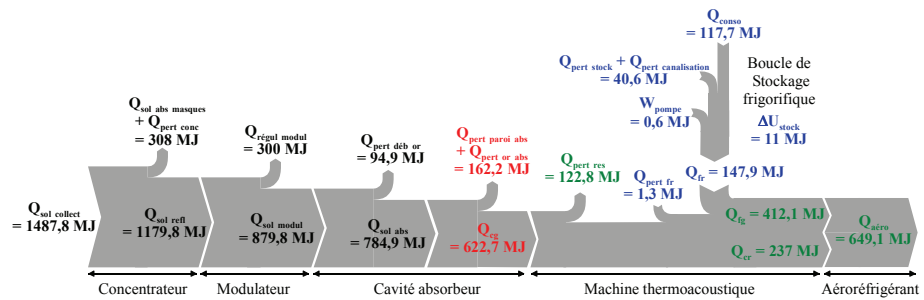


FIGURE 4.25: Énergies échangées au sein du pilote et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée avec un volume de la cuve de stockage de $0,25 \text{ m}^3$

Cette énergie frigorifique est alors stockée dans la cuve sous forme de chaleur sensible entre la température initiale et la température de changement de phase du MCP. Ainsi, cette énergie ne peut être totalement déstockée du fait que la température de consommation maximale autorisée est de $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. De plus l'augmentation du volume implique une augmentation de la surface

TABLE 4.7: Synthèse des résultats de l'étude de sensibilité paramétrique sur le volume réservoir de stockage

	$V_{stock} = 0,15 \text{ m}^3$	Pilote $V_{stock} = 0,2 \text{ m}^3$	$V_{stock} = 0,25 \text{ m}^3$
Q_{fr}	139,5 MJ	146,1 MJ	147,9 MJ
$\tau_{modul\ moyen}$	0,73	0,74	0,75
$\tau_{déb\ moyen}$	0,08	0,08	0,08
η_{abs}	0,71	0,71	0,71
$COP_{machine}^{3T}$	0,23	0,24	0,24
η_{stock}	0,74	0,74	0,72
$COP_{sol\ dir}$	0,07	0,07	0,07
$\tau_{couv\ energie}$	1	1	0,99

d'échange avec le milieu ambiant ce qui génère un accroissement des apports thermiques dans la cuve (fig. 4.25). C'est donc cette énergie frigorifique stockée sous forme de chaleur sensible et qui ne peut être valorisée avec nos contraintes de fonctionnement et l'effet frigorifique consommé par les apports thermiques qui font défaut et qui ne permettent pas au procédé de répondre de manière satisfaisante à la demande. On constate qu'il est possible dans les conditions de fonctionnement considérées pour cette étude, de diminuer de 25 % le volume de stockage sans dégrader les performances de la machine mais qu'une augmentation du volume n'est pas utile et qu'elle dégrade même la capacité du système à satisfaire la demande.

Étude de sensibilité paramétrique de la température de fusion du MCP

Comme nous l'avons précédemment évoqué, le choix d'un MCP commercial utilisé pour le système de stockage est principalement réalisé en fonction de sa température de changement de phase. Cette dernière doit être suffisamment basse pour stocker l'énergie à une température inférieure à la température de la consommation de l'effet frigorifique mais elle doit être supérieure de quelques Kelvins à la température minimale de production de l'effet frigorifique pour pouvoir assurer la cristallisation lors des phases de stockage. Nous avons considéré, pour le dimensionnement du pilote, une température de consommation de l'effet frigorifique de $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ et une température minimale de production de $-35 \text{ }^{\circ}\text{C}$. La société Cristopia propose trois MCP qui changent de phase dans cette gamme de températures, le SN.21 avec une température de fusion de $-21,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (le matériau utilisé pour le prototype), le SN.26 avec une température de changement de phases de $-26,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (le matériau utilisé pour les simulations du pilote) et enfin le SN.29 pour une température de fusion de $-28,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [100]. Nous avons donc cherché à déterminer l'impact du choix du MCP sur le comportement et les performances de la machine en réalisant des simulations en considérant successivement les caractéristiques du SN.21 et du SN.29. Les principaux résultats obtenus avec ces simulations sont résumés dans le tableau 4.8.

Comme nous l'avons observé pour les simulations du prototype, et malgré l'augmentation de la surface d'échange entre le fluide frigoporteur et le MCP liée à l'augmentation du volume de la cuve, l'utilisation du MCP SN.21 ne permet pas de restituer de manière satisfaisante l'énergie frigorifique à la température de $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ durant les phases de déstockage. En effet

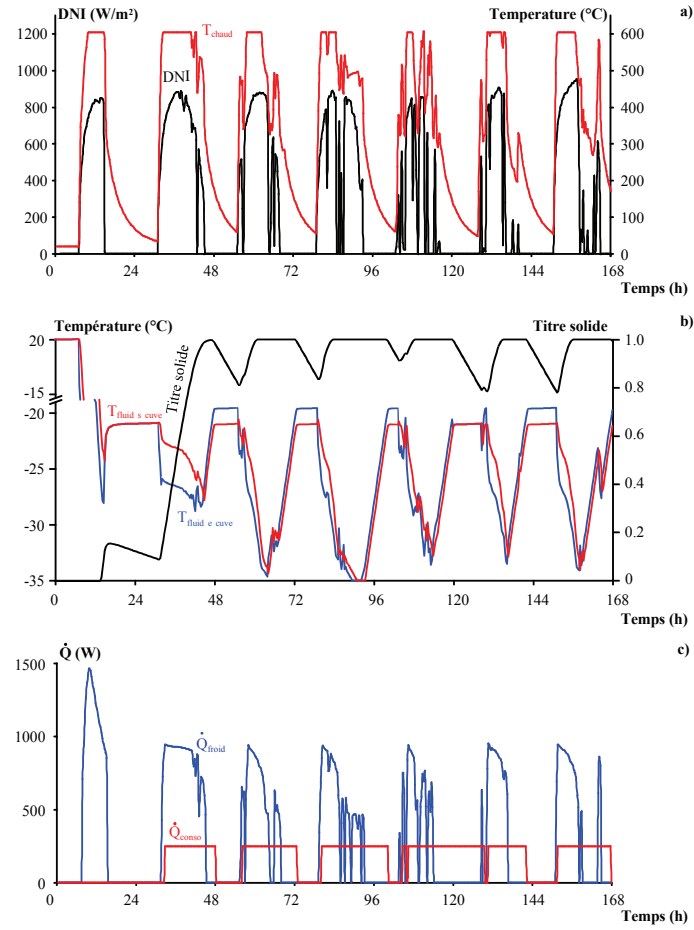


FIGURE 4.26: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre du MCP de la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote avec une température de changement de phases du MCP de $-21,3^{\circ}C$

la différence de température entre le MCP est alors très faible et avec l'augmentation de la résistance thermique entre le MCP et le fluide lors de la fusion des nodules, dès que le titre solide de la cuve atteint 80 %, la température du fluide en sortie de cuve devient supérieure à la température de consommation souhaitée (fig. 4.26).

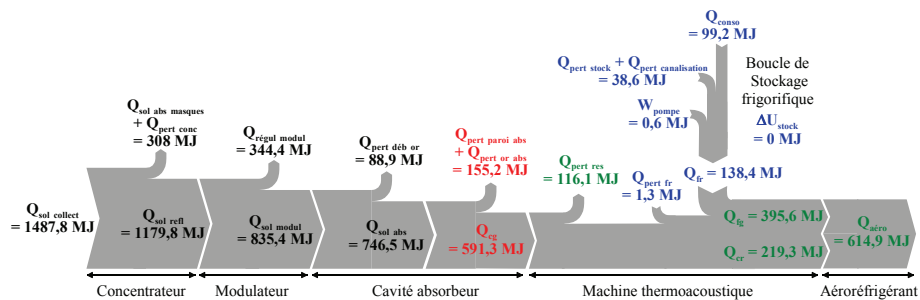


FIGURE 4.27: Énergies échangées au sein du pilote et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée avec une température de fusion du MCP de $-21,3^{\circ}C$

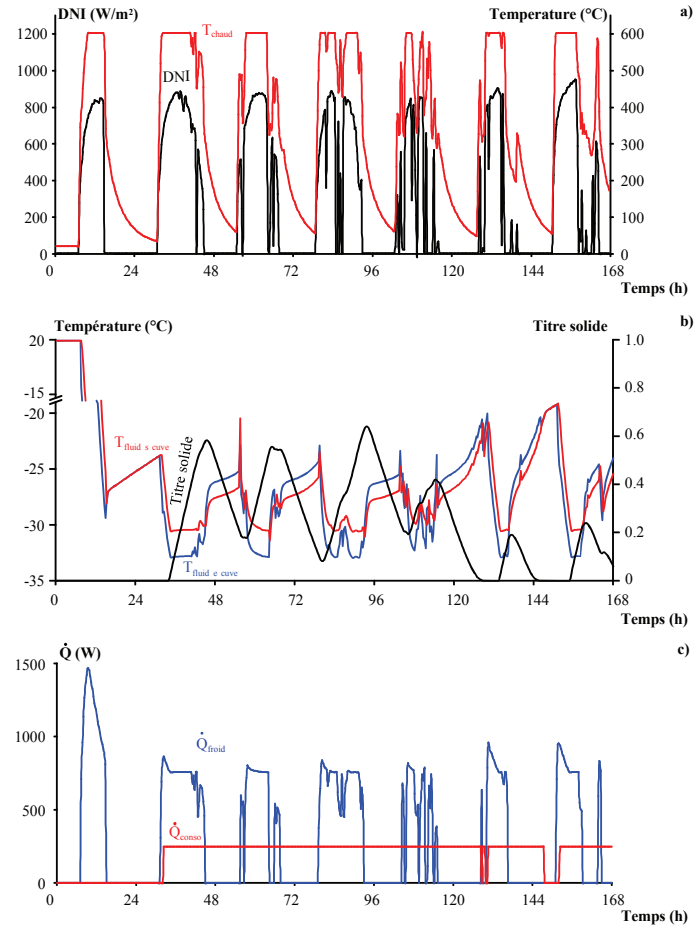


FIGURE 4.28: Évolution du DNI et de la température chaude du générateur (a), de la température du fluide frigoporteur à l'entrée et à la sortie de la cuve de stockage et du titre solide du MCP dans la cuve (b), de la puissance frigorifique produite et consommée (c), en fonction du temps pour la simulation du pilote avec une température de changement de phases du MCP de $-28,9^\circ\text{C}$

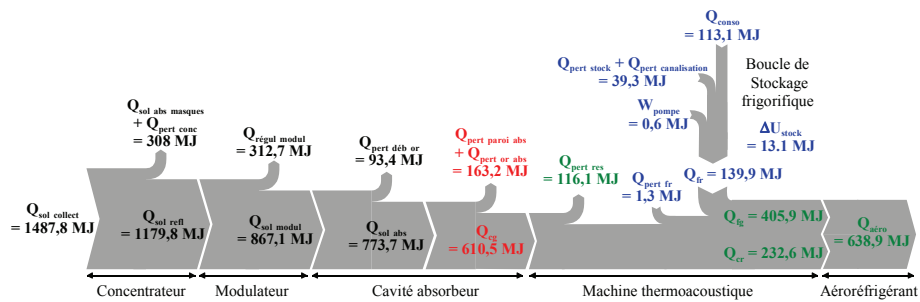


FIGURE 4.29: Énergies échangées au sein du pilote et avec ses sources pour les cinq derniers jours de la semaine simulée avec une température de fusion du MCP de $-28,9^\circ\text{C}$

Le déstockage ne peut donc se faire que de manière partielle ce qui génère une saturation du stockage durant la phase de production avec des températures de circulation du fluide qui peuvent atteindre quasiment -35°C . De fait les performances du système sont toutes légèrement

TABLE 4.8: Synthèse des résultats de l'étude de sensibilité paramétrique sur la température de changement de phases du MCP

	$T_{fusion\ MCP} = -21,3\ ^\circ\text{C}$	Pilote $T_{fusion\ MCP} = -26,2\ ^\circ\text{C}$	$T_{fusion\ MCP} = -28,9\ ^\circ\text{C}$
Q_{fr}	138,4 MJ	146,1 MJ	139,9 MJ
$\tau_{modul\ moyen}$	0,71	0,74	0,73
$\tau_{déb\ moyen}$	0,08	0,08	0,08
η_{abs}	0,71	0,71	0,70
$COP_{machine}^{3T}$	0,23	0,24	0,23
η_{stock}	0,72	0,74	0,71
$COP_{solaire\ dir}$	0,07	0,07	0,07
$\tau_{couv\ energie}$	0,84	1	0,95

dégradées impliquant une diminution de la puissance frigorifique produite (Q_{fr}) de 5,3 % (fig. 4.27) mais surtout un taux de couverture ($\tau_{couv\ energie}$) qui chute à 0,84.

En utilisant le MCP SN.29, la température de la source froide est globalement plus faible que celle observée dans le cas de référence (voir annexe F). Cette baisse de la température de fonctionnement de la boucle de stockage dégrade légèrement les performances de la machine thermoacoustique mais également celle du stockage à cause de l'augmentation des apports thermiques du milieu ambiant (fig. 4.28). Ainsi la quantité de froid produite (Q_{fr}) décroît d'environ 4,2 % (fig. 4.29) et le taux de couverture ($\tau_{couv\ energie}$) n'est plus que de 0,95.

Le choix de la température de stockage est largement contraint par la disponibilité de MCP qui changent de phase dans la gamme de température souhaitée. Ainsi, dans notre cas, parmi les trois matériaux disponibles, celui qui semble le plus adapté est celui qui a été choisi initialement pour l'étude du pilote avec une température de changement de phase de -26,2 °C.

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les simulations du procédé optique et du système global qui ont été respectivement réalisées avec le logiciel Soltrace et l'outil de simulation de procédé de réfrigération thermoacoustique solaire couplé à un stockage frigorifique que nous avons développé.

Une étude considérant la configuration du prototype est proposée. Les résultats obtenus par la série de simulations optique du procédé solaire sont présentés et les lois de comportement du modulateur de flux sont établies. Une simulation d'une semaine de fonctionnement du système global a été réalisée. Les résultats de cette simulation dynamique sont présentés à travers une analyse du comportement transitoire du procédé et des performances énergétiques et exergétiques associées. Durant les cinq derniers jours de la simulation, l'effet frigorifique produit a permis d'alimenter continuellement une charge frigorifique de 100 W à des températures comprises entre -27 °C et -5 °C. Le coefficient opérationnel de performance solaire direct ($COP_{sol\ dir}$) et le rendement exergétique global ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$) sont respectivement de 0,10 et de

TABLE 4.9: Résumé des résultats principaux de l'étude de sensibilité paramétrique

	Cas standard	Surface de captation		Volume de stockage		Température de fusion du MCP	
Plage de variation		- 23 %	+ 26 %	- 25 %	+ 25 %	-21,3 °C	-28,9 °C
Q_{fr}	146,1 MJ	132,5 MJ	155,8 MJ	139,5 MJ	147,9 MJ	138,4 MJ	139,9 MJ
$COP_{solaire\ dir}$	0,07	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
$\tau_{couv\ energie}$	1	0,9	1	1	0,99	0,84	0,95

$1,7 \cdot 10^{-2}$. Ces analyses ont permis de mettre en évidence les contraintes de fonctionnement liés à la configuration choisie pour le prototype à savoir :

- il ne collecte qu'une faible portion du rayonnement solaire disponible et ne produit donc qu'une faible quantité de froid,
- la température de consommation de cet effet frigorifique est trop élevée pour une utilisation de cette machine pour assurer la conservation longue durée des aliments,
- il induit une consommation d'eau pour le refroidissement des ces échangeurs à température intermédiaire qui ne peut pas être envisagée pour une machine commerciale.

À partir de l'analyse des résultats obtenus avec le prototype, un procédé amélioré a été proposé. Ce dernier utilise un système de captation solaire à simple réflexion et un aéroréfrigérant pour évacuer la chaleur au niveau des échangeurs à température intermédiaire. La cuve de stockage a également été modifiée en considérant un MCP avec une température de fusion plus basse et un volume plus élevé. L'analyse des résultats des simulations réalisées avec ce procédé a montré que ce dernier était capable de fournir sur les cinq derniers jours de la simulation, une puissance frigorifique constante de 250 W à une température inférieure à -20 °C. L'utilisation d'un aéroréfrigérant implique une augmentation de la température des échangeurs intermédiaires. Cette augmentation de température associée à la diminution de la température de stockage dégrade légèrement les performances du pilote par rapport à celles obtenues avec le prototype. Dans ce cas, le coefficient opérationnel de performance solaire direct ($COP_{sol\ dir}$) et le rendement exergétique global ($\eta_{Ex\ sol\ dir}$) sont respectivement de 0,07 et $1,5 \cdot 10^{-2}$.

En vue de l'optimisation du procédé une étude de sensibilité paramétrique a été menée. Cette dernière permet d'évaluer l'impact sur le comportement et sur les performances du procédé, de la variation de la surface de captation du rayonnement solaire, du volume de la cuve de stockage et de la température de fusion du MCP. Les principaux résultats de ces simulations sont résumés dans le tableau 4.9.

Conclusion générale

Le contexte énergétique et environnemental actuel, associé à l'augmentation de la consommation de froid au niveau mondial, imposent de développer des machines de réfrigération à faibles impacts environnementaux. Les procédés de réfrigération solaire apparaissent comme une option intéressante pour relever ce déficit. L'Agence Internationale de l'Énergie estime, qu'au niveau mondial, environ 450 installations de production de froid solaire sont installées. Ces systèmes sont utilisés pour le rafraîchissement ou la climatisation des bâtiments. La production de froid industriel avec des procédés solaires est encore au niveau de la recherche et du développement. La plupart des installations existantes sont des prototypes conçus et utilisés par des laboratoires de recherche et sont majoritairement basés sur les cycles à sorption.

Les machines thermoacoustiques sont étudiées pour la production de froid depuis le début des années 1980. Par rapport aux autres systèmes de production de froid, ces machines présentent l'avantage de fonctionner sans pièces mobiles ce qui facilite leur conception et devrait permettre une grande fiabilité. De plus, elles utilisent comme fluide de travail des gaz qui n'ont aucun impact sur l'environnement comme l'hélium, l'argon ou l'air. De nombreux prototypes ont été fabriqués et étudiés par des laboratoires. Malgré ces efforts de recherche, ces machines n'ont pas encore atteint leur maturité technologique ce qui se caractérise par des performances qui restent faibles. Le couplage d'un générateur d'onde thermoacoustique à un réfrigérateur permet d'obtenir une machine tri-therme capable de valoriser de l'énergie thermique disponible à une source chaude pour produire un effet frigorifique. Il est alors possible d'associer une machine de réfrigération thermoacoustique tri-therme à un collecteur solaire pour concevoir un système de réfrigération thermoacoustique solaire. Quelques études expérimentales ont été menées sur ces procédés mais uniquement avec des prototypes de faibles puissances (puissances frigorifiques inférieures à 10 W).

Il existe un grand nombre de technologies de capteurs solaires. Du fait de leur capacité à atteindre de hautes températures, les capteurs solaires à concentration sont adaptés à l'alimentation des procédés de conversion thermodynamique de l'énergie solaire que ce soit pour la production d'électricité ou pour la production de froid. Les collecteurs solaires à concentration linéaire ou ponctuelle sont actuellement utilisés dans des centrales commerciales qui peuvent produire plusieurs MW_e de puissance électrique. Les forts taux de concentration obtenus avec les concentrateurs ponctuels permettent d'atteindre des températures élevées au niveau de l'absorbeur et de pouvoir alimenter des machines avec des *COP* potentiellement élevés.

Bien que la consommation de froid varie généralement en fonction de la température ambiante et donc globalement avec l'insolation, la variabilité de la ressource solaire impose l'utilisation d'un système de stockage. Pour les systèmes de réfrigération solaires deux configurations de stockage peuvent être mises en œuvre, le stockage thermique de l'énergie solaire en amont de la machine de réfrigération ou le stockage de l'effet frigorifique produit. Il existe différentes techniques pour stocker l'énergie thermique, par chaleur latente, par chaleur sensible par des procédés à sorption ou par des procédés chimiques. Des systèmes de stockage frigorifique performants, utilisant la technique du MCP encapsulé, sont commercialisés depuis de nombreuses années. Pour le stockage de l'énergie solaire thermique à haute température, des

systèmes de stockage par chaleur sensible sont actuellement utilisés. Ils sont notamment mis en œuvre dans les centrales de conversion thermodynamique de l'énergie solaire en électricité. Les volumes de cuve sont très importants mais il n'existe pas de technologie mature utilisant d'autres procédés pour les remplacer.

Le couplage entre un collecteur solaire, une machine de réfrigération thermoacoustique et un système de stockage frigorifique semble être une option intéressante pour produire du froid à partir d'énergie solaire. Un modèle statique décrivant le comportement d'une telle installation a été proposé. Ce dernier permet, à partir des performances des différents sous-systèmes disponibles dans la littérature, de simuler le fonctionnement du procédé en fonction des conditions d'ensoleillement et de la température ambiante. Il peut alors être utilisé pour déterminer les performances d'un système en fonction des conditions météorologiques ou pour dimensionner une machine pour satisfaire un besoin en puissance frigorifique. Un dimensionnement pour satisfaire une demande en froid de 250 W à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a été réalisé en considérant les conditions de température ambiante et d'ensoleillement annuelles moyennes de la ville de Perpignan. À partir de ce dimensionnement, une étude de sensibilité paramétrique a été proposée en considérant l'influence, sur le dimensionnement et sur les performances de la machine, de la variation du taux de concentration du collecteur solaire, de la température de l'échangeur chaud du générateur d'onde thermoacoustique, de la différence de température entre celle de la source froide et celle de la consommation. Cette étude a montré l'existence d'un optimum de température chaude pour les différents taux de concentration du collecteur solaire. Elle a également mis en évidence la dégradation des performances de la machine avec l'augmentation de la différence de température entre la source froide et la consommation. Un dimensionnement mensuel a ensuite été proposé en considérant les conditions météorologiques moyennes de la ville de Perpignan. À cause de l'effet conjugué de la variation du temps d'ensoleillement, de l'irradiation et de la température ambiante, il a été observé que les contraintes de dimensionnement des différents sous-systèmes évoluent au cours de l'année.

Dans le cadre du projet TACSOL, un prototype de réfrigérateur thermoacoustique solaire couplé à un stockage frigorifique a été conçu et fabriqué. Cette machine doit permettre de produire environ 1 kW de puissance frigorifique à $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec une température de source chaude de moins de $700\text{ }^{\circ}\text{C}$. La description des différents sous-systèmes et les choix technologiques qui ont été réalisés pour leurs conceptions ont été décrits. Le collecteur solaire qui a été retenu pour ce prototype est un concentrateur parabolique qui avait été initialement conçu pour être couplé à un moteur Stirling. Lors de l'adaptation du concentrateur pour l'implantation de la machine thermoacoustique, le système de suivi solaire de la parabole a été endommagé. Pour pallier ce problème, un des héliostats de four solaire d'Odeillo a été utilisé pour assurer la collecte du rayonnement solaire direct. La machine thermoacoustique a été spécialement conçue pour ce prototype. Elle est composée d'un générateur et d'un réfrigérateur à onde progressive. Le stockage de l'effet frigorifique est assuré par un stockage par chaleur latente, utilisant la technologie d'encapsulation du MCP dans des nodules sphériques. Les sous-systèmes ont été conçus et fabriqués par les différents membres du projet TACSOL avant d'être assemblés sur

le site expérimental du PROMES à Odeillo.

Afin d'aider à la conception du prototype et de prédire ses futures performances, un modèle dynamique global a été proposé. Ce modèle développé selon une approche dite nodale décrit le comportement transitoire des différents sous-systèmes. Les principales hypothèses et équations ont été présentées. Le procédé solaire et le stockage frigorifique sont traités par des modèles dynamiques alors que pour la machine thermoacoustique, une approche quasi-stationnaire est utilisée. La modélisation du procédé solaire a été réalisée en deux étapes ; une modélisation optique avec le logiciel Soltrace qui a permis d'établir des lois de comportement du modulateur de flux, ces lois ont ensuite été utilisées pour développer le modèle global. La modélisation de la machine thermoacoustique a également été établie en deux étapes ; une modélisation stationnaire avec le logiciel CRISTA qui a permis d'obtenir des lois de comportement de la machine thermoacoustique qui ont été utilisées dans le modèle global.

À partir des équations du modèle global, un outil de simulation transitoire du procédé a été développé. Ce dernier a été utilisé pour réaliser des simulations sur une semaine de l'ensemble du système en considérant les données d'ensoleillement mesurées sur le site expérimental à Odeillo. L'analyse du comportement dynamique du prototype a permis d'étudier le comportement transitoire de chacun des sous-systèmes et d'analyser les différentes dynamiques mises en jeu. À partir des résultats de simulation, des analyses énergétiques et exergetiques du procédé ont été réalisées. Sur les cinq derniers jours de la semaine simulée, le procédé a fourni continuellement à la charge thermique 100 W de puissance frigorifique à des températures comprises entre $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, avec un coefficient opérationnel de performance solaire direct ($COP_{\text{solaire dir}}$) de 0,10. L'étude menée sur le prototype a permis de montrer les contraintes et les limites d'utilisation de ce dernier, à savoir :

- la faible quantité de froid produit,
- la consommation d'eau pour le refroidissement des échangeurs à température intermédiaire,
- les températures de disponibilité de l'effet frigorifique trop élevées pour une utilisation en production de froid industriel.

À partir de ces constats, une machine améliorée est proposée et étudiée. D'après les résultats qui ont été obtenus avec cette dernière, elle permettrait de lever les principales contraintes du prototype. En effet sur les cinq derniers jours de la période simulée, elle a fourni continuellement 250 W de puissance frigorifique à des températures inférieures à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, sans consommer d'eau pour le refroidissement des échangeurs à température intermédiaire. L'utilisation d'un aéroréfrigérant pour évacuer la chaleur de ces derniers vers le milieu ambiant et la diminution de la température de stockage dégradent légèrement le coefficient opérationnel de performance solaire direct ($COP_{\text{sol dir}} = 0,07$) par rapport à celui obtenu avec le prototype. Afin de préparer une optimisation du procédé, une étude de sensibilité paramétrique a été présentée pour évaluer l'impact sur les performances du procédé, de la modification successive de la surface d'ouverture du concentrateur, du volume de stockage et de la température de changement de fusion du MCP contenu dans les nodules. Ces études ont montré que sur la période considérée,

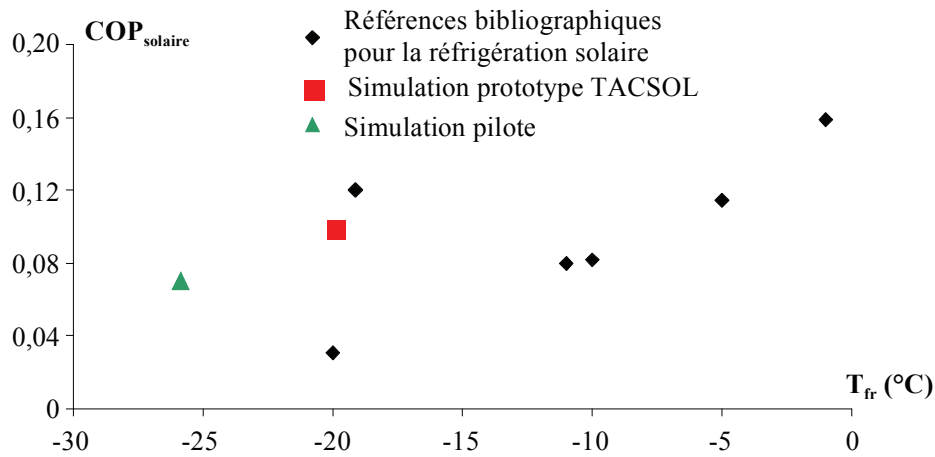


FIGURE 4.30: Comparaison des performances du prototype TACSOL et du pilote avec les résultats disponibles dans les références bibliographiques cités dans 1.5.3

il ne semble pas utile de modifier les caractéristique du stockage mais que si le procédé solaire est couplé à une machine frigorifique d'appoint, il est envisageable de diminuer la surface de captation du rayonnement solaire.

Les résultats obtenus avec les simulations du prototype et du pilote semblent confirmer le potentiel de la technologie de réfrigération thermoacoustique pour la production de froid industriel à partir d'énergie solaire. En effet, la comparaison des performances des procédés proposés avec les systèmes à sorption précédemment testés (fig. 4.30) montre que la technologie proposée est capable de produire du froid à plus basse température et avec des $COP_{solaire}$ équivalent voire supérieurs. Il faut cependant noter que le procédé de captation de concentration du rayonnement solaire mis en œuvre dans les systèmes proposés dans ce document est plus complexe (forte concentration, système de suivi solaire, etc...) que ceux généralement utilisés pour alimenter les systèmes à sorption.

Les différentes étapes du développement du modèle global et les résultats des simulations en régime transitoire associés ont fait l'objet de communications avec actes à l'occasion du congrès de la Société Française de Thermique (SFT) en 2010 [160], de l'International Conference of Refrigeration (ICR) en 2011 [161] et de l'International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS) en 2012 [162]. Ces travaux ont également fait l'objet de communications orales ou posters entre autres au congrès de la SFT en 2011 [163] ou au colloques recherche de la fédération Gay-Lussac en 2011 [164].

Le modèle global devra être confronté au résultats des expérimentations qui seront prochainement menées avec le prototype TACSOL. Afin de pouvoir comparer les résultats de simulations et ceux obtenus expérimentalement, les manipulations devront être menées sur plusieurs jours consécutifs pour pouvoir intégrer les dynamiques du système et notamment celles associées au stockage frigorifique qui sont celles dont l'échelle de temps est la plus longue.

Une procédure d'optimisation sur l'ensemble du procédé pourra ensuite être menée pour maximiser les performances en considérant la variation de la surface de captation, de la sur-

face d'ouverture de l'absorbeur, de la température de l'échangeur chaud, de la température et du volume de stockage. Cette optimisation devra être réalisée à partir de simulations du comportement du système sur plusieurs semaines voire plusieurs mois.

L'étude de l'utilisation des machines thermoacoustiques solaires comme système de co-génération pour la production simultanée de froid et d'électricité voire de tri-génération (froid, électricité et chaleur) pourrait constituer un nouvel axe de recherche.

Bibliographie

- [1] P. Spoonley, "Technological and social changes into the third millennium and the impact on refrigeration," *International Journal of Refrigeration* **24**, pp. 593–601, July 2001.
- [2] D. Coulomb, "Propos introductifs sur le froid dans le monde.," pp. 31–37, July 2011.
- [3] J. M. Calm, "Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems," *International Journal of Refrigeration* **25**, pp. 293–305, May 2002.
- [4] J. T. McMullan, "Refrigeration and the environment - issues and strategies for the future," *International Journal of Refrigeration* **25**, pp. 89–99, Jan. 2002.
- [5] F. Zink, J. S. Viperman, and L. A. Schaefer, "Environmental motivation to switch to thermoacoustic refrigeration," *Applied Thermal Engineering* **30**, pp. 119–126, Feb. 2010.
- [6] S. Tassou, J. Lewis, Y. Ge, A. Hadawey, and I. Chaer, "A review of emerging technologies for food refrigeration applications," *Applied Thermal Engineering* **30**, pp. 263–276, Mar. 2010.
- [7] D. Kim and C. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review," *International Journal of Refrigeration* **31**, pp. 3–15, Jan. 2008.
- [8] G. Swift and A. S. of America., *Thermoacoustics : a unifying perspective for some engines and refrigerators*, Acoustical Society of America through the American Institute of Physics, Melville NY, 2002.
- [9] E. Luo, W. Dai, Y. Zhang, and H. Ling, "Experimental investigation of a thermoacoustic-stirling refrigerator driven by a thermoacoustic-stirling heat engine," *Ultrasonics* **44**, **Supplement**, pp. e1531–e1533, Dec. 2006.
- [10] G. Swift, "What is thermoacoustic ? a brief description, with technical details and citations," Apr. 2004.
- [11] S. L. Garrett, "Resource letter : TA-1 : thermoacoustic engines and refrigerators," *American Journal of Physics* **72**(1), p. 11, 2004.
- [12] D. Marx, *Simulation numérique d'un réfrigérateur thermoacoustique*. PhD thesis, Ecole centrale de Lyon, Lyon, Nov. 2003.
- [13] G. Poignand, *Réfrigérateur thermoacoustique : Etude du système compact et du comportement transitoire*. PhD thesis, Université du Maine, Le Mans, France, July 2006.

- [14] J. Wheatley, T. Hoffer, G. W. Swift, and A. Migliori, "An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine," *The Journal of the Acoustical Society of America* **74**(1), pp. 153–170, 1983.
- [15] G. W. Swift, "Analysis and performance of a large thermoacoustic engine," *The Journal of the Acoustical Society of America* **92**(3), pp. 1551–1563, 1992.
- [16] P. H. Ceperley, "A pistonless stirling engine—the traveling wave heat engine," *The Journal of the Acoustical Society of America* **66**(5), pp. 1508–1513, 1979.
- [17] T. Yazaki, A. Iwata, T. Maekawa, and A. Tominaga, "Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube," *Physical Review Letters* **81**, pp. 3128–3131, Oct. 1998.
- [18] S. Backhaus and G. W. Swift, "A thermoacoustic-stirling heat engine : Detailed study," *The Journal of the Acoustical Society of America* **107**(6), pp. 3148–3166, 2000.
- [19] G. Popescu, V. Radcenco, E. Gargalian, and P. Ramany Bala, "A critical review of pulse tube cryogenerator research," *International Journal of Refrigeration* **24**, pp. 230–237, May 2001.
- [20] S. L. Garrett, J. A. Adeff, and T. J. Hoffer, "Thermoacoustic refrigerator for space applications," *Journal of Thermophysics and Heat transfer* **7**(4), pp. 595–599, 1993.
- [21] M. Tijani, J. Zeegers, and A. de Waele, "Construction and performance of a thermoacoustic refrigerator," *Cryogenics* **42**, pp. 59–66, Jan. 2002.
- [22] M. Tijani and S. Spoelstra, "Study of a coaxial thermoacoustic-stirling cooler," *Cryogenics* **48**(1-2), pp. 77–82, 2008.
- [23] M. Pierens, J.-P. Thermeau, T. Le Polles, and P. Duthil, "Experimental characterization of a thermoacoustic travelling-wave refrigerator," in *ICFMHTT 2011*, (Amsterdam, Netherlands), July 2011.
- [24] P. Duthil, M. Pierens, and J.-P. Thermeau, "Revue des systèmes thermoacoustiques de puissance pour la réfrigération," tech. rep., IPNO, Feb. 2011.
- [25] Y. Ueda, T. Biwa, U. Mizutani, and T. Yazaki, "Experimental studies of a thermoacoustic stirling prime mover and its application to a cooler," *The Journal of the Acoustical Society of America* **115**, p. 1134, 2004.
- [26] W. Dai, E. Luo, Y. Zhang, and H. Ling, "Detailed study of a traveling wave thermoacoustic refrigerator driven by a traveling wave thermoacoustic engine," *The Journal of the Acoustical Society of America* **119**, p. 2686, 2006.
- [27] T. D. Rossing, *Springer handbook of acoustics*, Springer, New York, N.Y., 2007.
- [28] P. Nika, "Convertisseurs thermoacoustiques - effet thermoacoustique," *Techniques de l'ingénieur* , pp. 1–16, July 2008.

-
- [29] A. Bétrancourts, *Simulations numériques et validations expérimentales de machiens de réfrigération thermoacoustiques*. PhD thesis, Université Pierre et Marie Curie, Orsay, July 2008.
- [30] P. Stouffs, “Machines thermiques - 1ère ecole de thermoacoustique,” in *1ère Ecole de Thermoacoustique*, (Roscoff), June 2010.
- [31] M. Tardieu-Alaphilippe, *Recherche d’un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l’énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l’Adour, Pau, France, 2007.
- [32] O. Symko, E. Abdel-Rahman, Y. Kwon, M. Emmi, and R. Behunin, “Design and development of high-frequency thermoacoustic engines for thermal management in microelectronics,” *Microelectronics Journal* **35**, pp. 185–191, Feb. 2004.
- [33] “Home - SCORE research.” <http://www.score.uk.com>.
- [34] H. Cai, L. Yang, E. Luo, and Y. Zhou, “A 300 hz two-stage pulse tube cryocooler that attains 58 k,” *Cryogenics* **50**, pp. 469–471, Aug. 2010.
- [35] W. Dai, E. Luo, J. Hu, and H. Ling, “A heat-driven thermoacoustic cooler capable of reaching liquid nitrogen temperature,” *Applied Physics Letters* **86**, p. 224103, 2005.
- [36] J. Hu, E. Luo, W. Dai, and Y. Zhou, “A heat-driven thermoacoustic cryocooler capable of reaching below liquid hydrogen temperature,” *Chinese Science Bulletin* **52**, pp. 574–576, Feb. 2007.
- [37] T. Jin, G. Chen, and Y. Shen, “A thermoacoustically driven pulse tube refrigerator capable of working below 120 k,” *Cryogenics* **41**, pp. 595–601, Aug. 2001.
- [38] G. Yu, E. Luo, and W. Dai, “Advances in a 300 hz thermoacoustic cooler system working within liquid nitrogen temperature range,” *Cryogenics* **50**, pp. 472–475, Aug. 2010.
- [39] J. Hu, E. Luo, and W. Dai, “An innovative configuration for thermoacoustically-driven pulse tube coolers,” *Cryogenics* **45**, pp. 523–527, July 2005.
- [40] S. Zhu, G. Yu, W. Dai, E. Luo, Z. Wu, and X. Zhang, “Characterization of a 300 hz thermoacoustically-driven pulse tube cooler,” *Cryogenics* **49**, pp. 51–54, Jan. 2009.
- [41] J. J. Wollan, G. W. Swift, S. Backhaus, and D. L. Gardner, “Development of a thermoacoustic natural gas liquefier,” (New Orleans), Mar. 2002.
- [42] J. Y. Hu, E. C. Luo, S. F. Li, B. Yu, and W. Dai, “Heat-driven thermoacoustic cryocooler operating at liquid hydrogen temperature with a unique coupler,” *Journal of Applied Physics* **103**, p. 104906, 2008.
- [43] L. Qiu, D. Sun, W. Yan, P. Chen, Z. Gan, X. Zhang, and G. Chen, “Investigation on a thermoacoustically driven pulse tube cooler working at 80 k,” *Cryogenics* **45**, pp. 380–385, May 2005.

- [44] K. Tang, R. Bao, G. Chen, Y. Qiu, L. Shou, Z. Huang, and T. Jin, “Thermoacoustically driven pulse tube cooler below 60 k,” *Cryogenics* **47**, pp. 526–529, Sept.
- [45] J. A. Adeff, *Measurement of the space thermoacoustic refrigerator performance*. PhD thesis, Naval Postgraduate School, Monterey, USA, Sept. 1990.
- [46] S. L. Garrett, “High-power thermoacoustic refrigerator,” 1997.
- [47] M. E. Poesse and S. L. Garrett, “Performance measurements on a thermoacoustic refrigerator driven at high amplitudes,” *J. Acoust. Soc. Am.* **107**(5), pp. 2480–2486, 1999.
- [48] Y. Ueda, T. Biwa, T. Yazaki, and U. Mizutani, “Construction of a thermoacoustic stirling cooler,” *Physica B : Condensed Matter* **329-333**, Part 2, pp. 1600–1601, May 2003.
- [49] S.-i. Sakamoto and Y. Watanabe, “The experimental studies of thermoacoustic cooler,” *Ultrasonics* **42**, pp. 53–56, Apr. 2004.
- [50] M. E. Poesse, R. W. M. Smith, S. L. Garrett, R. v. Gerwen, and P. Gosselin, “Thermoacoustic refrigeration for ice cream sales,” in *Proceedings of 6th IIR Gustav Lorentzen Conference*, (Glasgow, UK), Aug. 2004.
- [51] Y. Huang, E. Luo, W. Dai, and Z. Wu, “experimental investigation on a room-temperature traveling-wave thermoacoustic refrigerator,” in *Proceedings of the Twentieth International Cryogenic Engineering Conference*, pp. 341–344, Elsevier, (Beijing, China), 2004.
- [52] E. Luo, W. Dai, Y. Zhang, and H. Ling, “Thermoacoustically driven refrigerator with double thermoacoustic-stirling cycles,” *Applied Physics Letters* **88**, p. 074102, 2006.
- [53] I. Paek, L. Mongeau, J. E. Braun, and S. Y. Kang, “Phase of acoustic impedance and performance of standing wave thermoacoustic coolers,” *Journal of Mechanical Science and Technology* **23**, pp. 1476–1484, May 2009.
- [54] I. Paek, L. Mongeau, and J. E. Braun, “Performance characterization of a small-capacity thermoacoustic cooler for air-conditioning applications,” *Journal of Mechanical Science and Technology* **24**, pp. 1781–1791, Oct. 2010.
- [55] H. Kang, G. Zhou, and Q. Li, “Heat driven thermoacoustic cooler based on traveling-standing wave,” *Energy Conversion and Management* **51**, pp. 2103–2108, Nov. 2010.
- [56] M. Bassem, Y. Ueda, and A. Akisawa, “Design and construction of a traveling wave thermoacoustic refrigerator,” *International Journal of Refrigeration* **In Press, Accepted Manuscript**, 2011.
- [57] B. Yu, E. Luo, S. Li, W. Dai, and Z. Wu, “Experimental study of a thermoacoustically-driven traveling wave thermoacoustic refrigerator,” *Cryogenics* **51**, pp. 49–54, Jan. 2011.
- [58] “THATHEA | aster thermoakustische systemen.” <http://www.aster-thermoacoustics.com/?cat=6>.

-
- [59] A. Betrancourt, T. L. Polles, G. Defresne, D. Baltean-Carles, P. Duthil, J.-P. Thermeau, and M.-X. Francois, “Experimental validations of a new thermoacoustic simulation software CRISTA,” *The Journal of the Acoustical Society of America* **123**(5), p. 3707, 2008.
 - [60] “The DeltaEC home page.” <http://www.lanl.gov/thermoacoustics/DeltaEC.html>.
 - [61] S. B. Curtis, “Modification and verification of design simulation for thermoacoustic research software.” Mar. 2000.
 - [62] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Progress in Energy and Combustion Science* **30**(3), pp. 231–295, 2004.
 - [63] J. Duffie, *Solar engineering of thermal processes*, Wiley, Hoboken N.J., 3rd ed. ed., 2006.
 - [64] M. Thirugnanasambandam, S. Iniyar, and R. Goic, “A review of solar thermal technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**(1), pp. 312–322, 2010.
 - [65] C. Breyer and G. Knies, “Global energy supply potential of concentrating solar power,” in *Proceedings SolarPACES 2009*, (Berlin), Sept. 2009.
 - [66] G. Flamant, “Fours solaires,” *Techniques de l’Ingénieur* (BE 8 849), 2008.
 - [67] F. Nepveu, *Production décentralisée d’électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling : Application au système EURODISH*. PhD thesis, Université de Perpignan, Odeillo, France, Nov. 2008.
 - [68] A. Ferrière, “Centrales solaires thermodynamiques,” *Techniques de l’Ingénieur* (BE 8 903).
 - [69] J. Spitz, A. Aubert, J. M. Behaghel, S. Berthier, J. Lafait, and J. Rivory, “Matériaux sélectifs pour la conversion photothermique de l’énergie solaire,” *Revue de physique appliquée* **14**, pp. 67 – 80, Jan. 1979.
 - [70] S. Kalogirou, *Solar energy engineering : processes and systems*, Elsevier/Academic Press, Burlington MA, 2009.
 - [71] “Site du syndicat des énergies renouvelables.” <http://www.enr.fr/gene/main.php?base=362>.
 - [72] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, and M. Pérez, “Parabolic-trough solar collectors and their applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**(7), pp. 1695–1721, 2010.
 - [73] “SolarPACES home page.” <http://www.solarpaces.org/inicio.php>.
 - [74] M. Berger, C. Zahier, A. Häberle, J. Louw, T. Schwind, and F. Luginsland, “Demonstration of direct steam generation in a mirroxx linear fresnel collector,” in *Proceedings of SolarPACES 2010*, (Perpignan, France), Sept. 2010.
 - [75] M. Mertins and M. Selig, “From saturated to superheated direct solar steam generation - technical challenges and economical benefits,” in *Proceedings of SolarPACES 2010*, (Perpignan, France), Sept. 2010.

- [76] F. Veynandt, *Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel : modélisation de l'ensemble du procédé*. PhD thesis, Université de Toulouse, Albi, Dec. 2011.
- [77] H. Müller-Steinhagen and F. Trieb, "Concentrating solar power a review of the technology," *Quarterly of the Royal Academy of Engineering*, Mar. 2004.
- [78] S. B. und Partner GbR, "EuroDish - stirling a new decentralised solar power technology," tech. rep., Stuttgart, June 2001.
- [79] "solar-usa-az-nv." [http ://www.industcards.com/solar-usa-az-nv.htm](http://www.industcards.com/solar-usa-az-nv.htm).
- [80] Z. Wu, W. Dai, M. Man, and E. Luo, "A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generator," *Solar Energy* (0).
- [81] B. Grange, A. Ferrière, D. Bellard, M. Vrinat, F. Pra, R. Couturier, and Y. Fan, "Thermal performances of a high temperature air solar absorber based on compact heat exchanger technology," in *Proceedings of SolarPACES 2010*, (Perpignan, France), Sept. 2010.
- [82] "Page web du projet PEGASE." [http ://www.promes.cnrs.fr/pegase/](http://www.promes.cnrs.fr/pegase/).
- [83] "Thémis solaire innovation dans les pyrénées-orientales - conseil général des pyrénées-orientales." [http ://www.cg66.fr/793-themis-solaire-innovation.htm](http://www.cg66.fr/793-themis-solaire-innovation.htm).
- [84] "FOUR SOLAIRE DEVELOPPEMENT." [http ://www.four-solaire.fr/](http://www.four-solaire.fr/).
- [85] "PIE - programme interdisciplinaire energie 2010-2013 - FOUR SOLAIRE D'ODEILLO." [http ://energie.cnrs.ensma.fr/new/spip/spip.php?article97](http://energie.cnrs.ensma.fr/new/spip/spip.php?article97).
- [86] "PROMES - stockage thermique pour procédés solaires thermiques ou thermodynamiques." [http ://www.promes.cnrs.fr/index.php?page=stockage-thermique-pour-procedes-solaires-thermiques-ou-thermodynamiques](http://www.promes.cnrs.fr/index.php?page=stockage-thermique-pour-procedes-solaires-thermiques-ou-thermodynamiques).
- [87] L. Chidambaram, A. Ramana, G. Kamaraj, and R. Velraj, "Review of solar cooling methods and thermal storage options," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **15**, pp. 3220–3228, Aug. 2011.
- [88] J. Cot-Gores, A. Castell, and L. F. Cabeza, "Thermochemical energy storage and conversion : A-state-of-the-art review of the experimental research under practical conditions," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **16**, pp. 5207–5224, Sept. 2012.
- [89] J.-P. Dumas, "Stockage du froid par chaleur latente," *Techniques de l'Ingénieur*, June 2002.
- [90] J. Bédécarrats, *Etude des transformations des matériaux à changements de phases encapsulés destinés au stockage du froid*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France, Jan. 1993.
- [91] A. Sharma, V. Tyagi, C. Chen, and D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **13**, pp. 318–345, Feb. 2009.

-
- [92] S. Hongois, *Stockage de chaleur inter-saisonnier par voie thermochimique pour le chauffage solaire de la maison individuelle*. PhD thesis, L’Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, Apr. 2011.
 - [93] H. Liu, *Stockage inter-saisonnier d’énergie solaire pour l’habitat par absorption*. PhD thesis, Université de Grenoble, Chambéry, Dec. 2010.
 - [94] K. E. N’Tsoukpoe, *Etude d’un stockage à long terme de l’énergie solaire thermique par procédé d’absorption LiBr-H₂O pour le chauffage de l’habitat*. PhD thesis, Université de Grenoble, Chambéry, Mar. 2012.
 - [95] C. Wieckert, U. Frommherz, S. Kräupl, E. Guillot, G. Olalde, M. Epstein, S. Santén, T. Osinga, and A. Steinfeld, “A 300 kW solar chemical pilot plant for the carbothermic production of zinc,” *Journal of Solar Energy Engineering* **129**, pp. 190 – 196, May 2007.
 - [96] K. Visscher and J. Veldhuis, “Comparison of candidate materials for seasonal storage of solar heat trough dynamic simulation of building and renewable energy system,” pp. 1285 – 1292, (Montréal, Canada), Aug. 2005.
 - [97] K. El Omari, *Etude de la convection autour d’un nodule sphérique contenant un Matériau à Changement de Phase au cours de sa cristallisation*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l’Adour, Pau, France, Dec. 2001.
 - [98] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M. Farid, and L. Cabeza, “Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications,” *Applied Energy* **99**, pp. 513–533, Nov. 2012.
 - [99] J. Bédécarrats and J. P. Dumas, “Etude de la cristallisation de nodules contenant un matériau à changement de phase en vue du stockage par chaleur latente,” **40**(1), pp. 149–157, 1997.
 - [100] “Cristopia site web.” [http ://www.cristopia.com/cristopia/francais/index.html](http://www.cristopia.com/cristopia/francais/index.html).
 - [101] D. Laing, W.-D. Steinmann, R. Tamme, and C. Richter, “Solid media thermal storage for parabolic trough power plants,” *Solar Power and Chemical Energy Systems (SolarPA-CES’04) International Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems* **80**, pp. 1283–1289, Oct. 2006.
 - [102] X. Py, N. Calvet, R. Olivès, P. Echegut, C. Bessada, and F. Jay, “Thermal storage for solar power plants based on low cost recycled material,” (Stockholm, Sweden), June 2009.
 - [103] “Abengoa solar : : Soluciones innovadoras para el desarrollo sostenible.” [http ://www.abengoasolar.com/web/es/index.html](http://www.abengoasolar.com/web/es/index.html).
 - [104] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. part 1—Concepts, materials and modellization,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**, pp. 31–55, Jan. 2010.

- [105] M. Liu, W. Saman, and F. Bruno, “Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **16**, pp. 2118–2132, May 2012.
- [106] M. M. Kenisarin, “High-temperature phase change materials for thermal energy storage,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **14**, pp. 955–970, Apr. 2010.
- [107] F. Lucas, “Contribution à l’étude de technologies et de méthodes durables pour la conception des bâtiments en climat tropical.” Dec. 2009.
- [108] J. Nagaraju, K. Vikash, and M. V. Krishna Murthy, “Photovoltaic-powered cold store and its performance,” *International Journal of Energy Research* **25**(5), pp. 389–396, 2001.
- [109] W. Sparber, A. Napolitani, G. Eckert, and A. Preisler, “State of the art on existing solar heating and cooling systems,” a technical report of subtask b, International Energy Agency Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration, Nov. 2008.
- [110] M. Pons and N. Le Pierrès, “Bases thermodynamiques de comparaison des performances des systèmes de rafraîchissement solaire,” rapport projet ANR ORASOL, Apr. 2007.
- [111] N. Le Pierres, *Précédé solaire de production de froid basse température (-28°C) par sorption solide-gaz*. PhD thesis, Université de Perpignan, Perpignan, France, Sept. 2005.
- [112] G. Anies, *Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d’une unité de rafraîchissement solaire par absorption*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l’Adour, Pau, France, Nov. 2011.
- [113] Z. Tamainot-Telto and R. Critoph, “Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair,” *International Journal of Refrigeration* **20**, pp. 146–155, Mar. 1997.
- [114] A. Erhard and E. Hahne, “Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine,” *Solar Energy* **59**, pp. 155–162, Apr. 1997.
- [115] A. Erhard, K. Spindler, and E. Hahne, “Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine,” *International Journal of Refrigeration* **21**, pp. 133–141, Mar. 1998.
- [116] K. Sumathy and L. Zhongfu, “Experiments with solar-powered adsorption ice-maker,” *Renewable Energy* **16**, pp. 704–707, Jan. 1999.
- [117] M. Li, R. Wang, Y. Xu, J. Wu, and A. Dieng, “Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker,” *Renewable Energy* **27**, pp. 211–221, Oct. 2002.
- [118] M. Li, C. Sun, R. Wang, and W. Cai, “Development of no valve solar ice maker,” *Applied Thermal Engineering* **24**, pp. 865–872, Apr. 2004.
- [119] N. Khattab, “A novel solar-powered adsorption refrigeration module,” *Applied Thermal Engineering* **24**, pp. 2747–2760, Dec. 2004.

- [120] H. Luo, Y. Dai, R. Wang, R. Tang, and M. Li, “Year round test of a solar adsorption ice maker in kunming, china,” *Energy Conversion and Management* **46**, pp. 2032–2041, Aug. 2005.
- [121] N. Le Pierrès, D. Stitou, and N. Mazet, “New deep-freezing process using renewable low-grade heat : From the conceptual design to experimental results,” *Energy* **32**, pp. 600–608, Apr. 2007.
- [122] N. Le Pierrès, N. Mazet, and D. Stitou, “Experimental results of a solar powered cooling system at low temperature,” *International Journal of Refrigeration* **30**, pp. 1050–1058, Sept. 2007.
- [123] N. Le Pierrès, S. Driss, and M. Nathalie, “Design of a thermochemical process for deep freezing using solar low-grade heat,” *Chemical Engineering and Processing : Process Intensification* **47**, pp. 484–489, Mar. 2008.
- [124] H. Zhao, M. Zhang, L. Zhenyan, L. Yanling, and M. Xiaodong, “Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair,” *Energy Conversion and Management* **49**, pp. 2434–2438, Aug. 2008.
- [125] G. Moreno-Quintanar, W. Rivera, and R. Best, “Comparison of the experimental evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with the mixtures $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ and $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$,” *Renewable Energy* **38**, pp. 62–68, Feb. 2012.
- [126] W. Rivera, G. Moreno-Quintanar, C. Rivera, R. Best, and F. Martínez, “Evaluation of a solar intermittent refrigeration system for ice production operating with ammonia/lithium nitrate,” *Solar Energy* **85**, pp. 38–45, Jan. 2011.
- [127] R.-L. Chen, *Design, construction, and measurement of a large solar powered thermoacoustic cooler*. PhD thesis, The Pennsylvania State University, USA, Dec. 2001.
- [128] J. A. Adeff and T. J. Hoffer, “Design and construction of a solar-powdered, thermoacoustically driven, thermoacoustic refrigerator,” *The Journal of the Acoustical Society of America* **107**(6), pp. L37–L42, 2000.
- [129] “Low temperature heat driven refrigerator | aster thermoacoustische systemen.” <http://www.aster-thermoacoustics.com/?p=731>.
- [130] C. G. McDonald and S. N. Laboratories, *Heat Loss from an Open Cavity*, Sandia National Laboratories, 1995.
- [131] “Logiciel CALSOL.” <http://ines.solaire.free.fr/>.
- [132] “INTARCON - calculatrice frigorifique.” http://www.intarcon.es/calculadora/calc_fr.html.
- [133] F. Nepveu, A. Ferrière, and F. Bataille, “Thermal model of a dish/Stirling systems,” *Solar Energy* (83), pp. 81–89, 2009.

- [134] B. A. Ross, J. M. Bates, and N. R. Larson, "Characterization of transients of direct solar insolation based on one-minute data," Tech. Rep. 929180, SAE International, Warrendale, PA, Aug. 1992.
- [135] A. Salomé, "Conception d'un recepteur solaire thermoacoustique pour la production de froid à très basse température," rapport de stage de fin d'étude EIGSI, Odeillo, France, June 2009.
- [136] B. Falcon, *Etude expérimentale et modélisation d'une cuve de stockage du froid par utilisation de matériaux à changement de phase encapsulés*. PhD thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, 1995.
- [137] "NREL : concentrating solar power research - SolTrace home page." <http://www.nrel.gov/csp/soltrace/>.
- [138] Y. A. Cengel, *Heat transfer : a practical approach*, McGraw-Hill, Boston, 2003.
- [139] J. Bédécarrats, J. Castaing-Lasvignottes, F. Strub, and J. Dumas, "Study of a phase change energy storage using spherical capsules. part II : numerical modelling," *Energy Conversion and Management* **50**, pp. 2537–2546, Oct. 2009.
- [140] D. Turnbull, F. Seitz, and D. Turnbull, "Phase changes," in *Solid State Physics*, **Volume 3**, pp. 225–306, Academic Press, 1956.
- [141] J. Bédécarrats and J. P. Dumas, "Study of the crystallization of nodules containing a phase change material for cool thermal storage," *International Journal of Heat and Mass Transfer* **40**, pp. 149–157, Oct. 1996.
- [142] C. Chan and F. Tan, "Solidification inside a sphere—an experimental study," *International Communications in Heat and Mass Transfer* **33**, pp. 335–341, Mar. 2006.
- [143] "Modules de perte charge singuliere, coude, vannes, branchement, hydraulique, pression." http://www.thermexcel.com/french/ressourc/pdc_singu.htm.
- [144] I. E. Idel'cik, *Memento des pertes de charge : coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement*, Éditions Eyrolles, Paris, 1986.
- [145] V. Komiwes, P. Mege, Y. Meinon, and H. J. Herrmann, "Sur le volume élémentaire représentatif de la loi de perte de charge d'Ergun."
- [146] J. Bédécarrats, J. Castaing-Lasvignottes, F. Strub, and J. Dumas, "Study of a phase change energy storage using spherical capsules. part i : Experimental results," *Energy Conversion and Management* **50**, pp. 2527–2536, Oct. 2009.
- [147] Y. Cengel, *Heat and mass transfer : fundamentals & applications*, McGraw-Hill, New York, 4th ed. ed., 2011.
- [148] M. Pons, "Bases for second law analyses of solar-powered systems, part 2 : the external temperature," in *Proc. ECOS-2008*, **Vol. 1**, pp. 147–154, Pub. AGH Univ. Sci. Technol., (Cracow-Gliwice, Poland), June 2008.

-
- [149] M. Pons, “Bases for second law analyses of solar-powered systems, part 1 : the exergy of solar radiation,” in *Proc. ECOS-2008*, **Vol1.**, pp. 139–146, Pub. AGH Univ. Sci. Technol., (Cracow-Gliwice, Poland,), June 2008.
- [150] M. Pons, “Méthode pour analyses exergétiques robustes d’installations solaires et de bâtiments,” in *Int. Building Performance Simulation Association Conf0*, (Lyon), Nov. 2008.
- [151] M. Pons, “Exergy analysis of solar collectors, from incident radiation to dissipation,” *Renewable Energy* **47**, pp. 194–202, Nov. 2012.
- [152] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal design and optimization*, Wiley, New York, 1996.
- [153] PROMES, “Projet PEGASE : rapport de qualification optique des héliostats,” tech. rep., Font-Romeu, Nov. 2011.
- [154] S. M. Corporation, “Inconel alloy 625,” Jan. 2006.
- [155] “Water - dynamic and kinematic viscosity.” http://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html.
- [156] “Water - thermal properties.” http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html.
- [157] Dehon, “Neutragel neo,” 2010.
- [158] “Ice - thermal properties.” http://www.engineeringtoolbox.com/ice-thermal-properties-d_576.html.
- [159] Dehon, “Climalife temper,” 2009.
- [160] M. Perier-Muzet, J. Castaing-Lasvignottes, P. Stouffs, P. Duthil, J.-P. Thermeau, G. Olalde, S. Cordillet, and M.-X. François, “Modélisation et simulation transitoire d’un réfrigérateur thermoacoustique,” in *Actes Congrès Français de Thermique 2010*, **2**, pp. 851–856, (Le Touquet), May 2010.
- [161] M. Perier-Muzet, S. Cordillet, J. Castaing Lasvignottes, P. Duthil, M.-X. François, M. Pierens, T. Le Polles, G. Olalde, P. Stouffs, J.-P. Thermeau, and J.-P. Bedecarrats, “A solar driven thermoacoustic refrigerator TACSOL,” (Prague, Czech Republic), Aug. 2011.
- [162] M. Perier-Muzet, P. Stouffs, J.-P. Bedecarrats, and J. Castaing Lasvignottes, “Numerical parametric study for different cold storage designs and strategies of a solar driven thermoacoustic cooler system,” in *Proceedings of ECOS 2012*, (Perugia, Italy), June 2012.
- [163] J. Castaing Lasvignottes, M. Perier-Muzet, and P. Stouffs, “Adaptation réciproque d’une machine thermoacoustique et de la concentration du flux solaire,” (Perpignan, France), May 2011.

- [164] M. Perier-Muzet, S. Cordillet, J. Castaing Lasvignottes, P. Duthil, M. Pierens, T. Le Polles, M.-X. Francois, G. Olalde, P. Stouffs, J.-P. Thermeau, and J.-P. Bedecarrats, “Etude d’un dispositif de réfrigération thermoacoustique alimenté par énergie solaire concentrée,” (Strasbourg), Oct. 2011.