

Modélisation dynamique et régulation des centrales solaires thermodynamiques linéaires à génération directe de vapeur

Antoine Aurousseau

► To cite this version:

Antoine Aurousseau. Modélisation dynamique et régulation des centrales solaires thermodynamiques linéaires à génération directe de vapeur. Génie des procédés. Ecole des Mines d'Albi-Carmaux, 2016. Français. NNT : 2016EMAC0003 . tel-01373286

HAL Id: tel-01373286 https://theses.hal.science/tel-01373286

Submitted on 28 Sep 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers. L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.





En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par :

École Nationale Supérieure des Mines d'Albi-Carmaux conjointement avec l'INP Toulouse

Présentée et soutenue par : Antoine AUROUSSEAU

le mercredi 27 avril 2016

Titre :

Modélisation dynamique et régulation des centrales solaires thermodynamiques linéaires à génération directe de vapeur

> École doctorale et discipline ou spécialité : ED MEGEP : Énergétique et transferts

Unité de recherche : RAPSODEE, CNRS UMR 5302 - Mines Albi / Centre INES CEA

Directeur/trice(s) de Thèse :

Jean-Jacques Bézian

Jury:

Philippe Marty, Professeur, Université Grenoble Alpes - CEA - Président du jury Mélaz Tayakout, Professeur, Université de Lyon 1 - Rapporteur Gabriel Olalde, Professeur, CNRS-PROMES - Rapporteur Christophe Ménézo, Professeur, Université Savoie Mont Blanc - Examinateur Valéry Vuillerme, INES-CEA - Co-encadrant Jean-Jacques Bézian, Maître de recherche HDR, École des Mines d'Albi - Directeur

Résumé

Les Centrales Solaires Thermodynamiques à génération directe de vapeur utilisent la concentration optique du rayonnement solaire direct pour produire de la vapeur d'eau à haute pression et haute température. La vapeur d'eau est ensuite utilisée directement comme fluide de travail d'un cycle thermodynamique type Rankine, pour la propulsion d'un couple turbine-génératrice et assurer ainsi une production électrique. La conjonction de la variabilité naturelle de l'ensoleillement, qu'elle soit lente et déterministe (cycle jour/nuit, cycle saisonnier, dégradation des performances optiques), ou rapide et non déterministe (passages nuageux), et de la présence d'un écoulement diphasique eau/vapeur dans les tubes horizontaux, provoque un comportement fortement dynamique du système de génération de vapeur. Par ailleurs, les turbines à vapeur étant très sensibles aux fluctuations de la température d'admission de vapeur, il convient donc de réguler le plus efficacement possible la production de vapeur. Les temps de séjour de fluide dans les champs solaires linéaires pouvant être relativement long, les stratégies de contrôle conventionnelles se révèlent moins adaptées et peu efficaces. L'objectif de ce travail est d'étudier, par la réalisation de modèles et de leur utilisation en simulation, le fonctionnement dynamique du système de génération de vapeur. Des modèles dynamiques de centrales linéaires de Fresnel et Cylindro-parabolique sont réalisés, et des données expérimentales issues d'un prototype cylindroparabolique sont utilisées pour la validation. Les modèles permettent ensuite l'étude de stratégies de régulation, permettant un contrôle de la vapeur sortant du champ solaire soumis à des transitoires. L'étude de l'utilisation de méthodes de prédiction de l'ensoleillement direct à court terme est abordée à la fin de ce travail, afin d'évaluer la possibilité d'intégrer ces méthodes dans les stratégies de régulation.

Mots-clés : Solaire thermodynamique à concentration linéaire, Génération directe de vapeur, Modélisation, Régulation

Abstract

Direct steam generation concentrated solar power plants use the optical concentration of solar direct irradiation to generate high pressure and high temperature steam in the absorber tubes. Steam is used as the working fluid of a Rankine-type thermodynamic cycle for the propelling of a steam turbine and an electric generator. The conjunction of the natural transient condition of solar irradiation and the presence of a two-phase flow inside the absorber tubes leads to a strong dynamic behavior of the steam generation system. Moreover, steam turbines being very sensitive to inlet temperature transients, the control of steam generation has to be achieved with the best possible efficiency. Because of the large time constants of the flow in the solar field (among other reasons), basic control strategies are poorly efficient and not well suited. The aim of this thesis work is the study, through modeling and simulation, of the dynamic behavior of the steam generation system. Dynamic modeling of linear Fresnel and parabolic-trough solar plants is carried out, and experimental data from a parabolic-trough prototype are used for validation. The models are used for the study of advanced control strategies, for a better control of steam conditions at the solar field outlet, under irradiation transients. Short-term irradiation prediction methods are evaluated for a use in the control strategies.

Keywords : Line-focus CSP, Direct Steam Generation, Modeling, Control system

A mon grand-père, Henri Larrue,

A ma famille

Remerciements

Je souhaite tout d'abord remercier Valéry Vuillerme et Jean-Jacques Bezian pour leur encadrement tout au long de cette thèse. Un grand merci à Valéry pour ton dévouement et tes conseils de tous les jours. Merci à Jean-Jacques pour ton suivi bienveillant de mon travail depuis l'école des Mines d'Albi.

Merci aussi à tous les collègues du laboratoire LSHT (initialement LETh) du CEA-INES pour leur aide précieuse à des moments clés de la thèse. Merci en particulier à Benoit Sénéchal, travailler avec toi sur le projet STAGE-STE a pu donner un souffle nouveau à ce travail. Merci à Roland pour tes conseils sur les écoulements diphasiques, merci à Raphaël, Fred et Sylvain pour leur aide sur le CSP. Merci aux doctorants du laboratoire pour le partage de nos peines dans les moments difficiles : Quentin, Loïc, Delphine, Lauren. Merci à mes chefs de labo Philippe et Nathalie pour leur soutien et leurs encouragements. Merci aussi à Romain pour les sorties de course à pied du midi, et les sorties en montagne !

Enfin, je remercie évidemment mes proches qui m'ont soutenu tout au long de ce travail. Merci à mes parents, ma sœur, et toute ma famille. Merci à Aurélie pour tes encouragements ces deux dernières années, et pour m'avoir soutenu et supporté durant la période difficile d'écriture de la thèse. Tu m'as apporté bien plus que tu ne peux imaginer. Merci aussi à mes amis de longue date, de Normandie, de Grenoble, de Chambéry, de Paris.

RESU	ME	2
REME	RCIEMENTS	4
TABL	TABLE DES FIGURES	
LISTE	DES TABLEAUX	17
NOME	ENCLATURE	18
INTRO	ODUCTION	25
PART	IE I : CONTEXTE, GENERALITES ET ETAT DE L'ART	28
1. C	HAPITRE 1 : LES CENTRALES SOLAIRES THERMODYNAMIQUES A	
CONC	ENTRATION	29
1.1.	Généralités	29
1.1.1	. Un bref historique	29
1.1.2	. Principe de fonctionnement	31
1.2.	La filière des centrales à capteurs linéaires	32
1.2.1	Les centrales cylindro-paraboliques	33
1.2.2	Les centrales à réflecteurs linéaires de Fresnel	35
1.3.	La filière des centrales à tour	37
1.3.1	. Centrales à caloporteur sels fondus	37
1.3.2	. Centrales à caloporteur eau/vapeur	38
1.3.3	. Centrales à caloporteur air	39
1.4.	Les unités parabole-moteur	39
1.5.	Le stockage thermique	40
1.5.1	. Le stockage par chaleur sensible	40
1.5.2	. Le stockage par chaleur latente	40
1.5.3	. Le stockage thermochimique	41
1.6.	Les centrales hybrides solaire/combustible	41
1.7.	Etat actuel du parc CSP et perspective	42
1.8. linéaire	Vers la génération directe de vapeur pour la filière cylindro-parabolique et dans les récepteurs s de Fresnel	42
1.9.	Références	44

2. (DE L	. CHAPITRE 2 : LA GENERATION DIRECTE DE VAPEUR, GENERALITES ET ETAT DE L'ART 46		
2.1.	Le cycle de Rankine	46	
2.2.	L'architecture d'un champ solaire linéaire DSG	47	
2.2	2.1. L'architecture en recirculation	47	
2.2	2.2. L'architecture Once-through	49	
2.2	2.3. L'architecture en injection	49	
2.3.	Les écoulements diphasiques en conduites horizontales	51	
2.3	3.1. Le régime d'écoulement	51	
2.3	3.2. Le titre vapeur	52	
2.3	3.3. Cartes d'écoulement	53	
2.3	8.4. L'instabilité d'excursion de débit, dite de « Ledinegg »	54	
2.3	3.5. La problématique de distribution de débit	59	
2.4.	Les centrales actuelles et les programmes de R&D	63	
2.4	1.1. Le parc des centrales commerciales.	63	
2.4	I.2. La DSG et les centrales à tour	64	
2.4	I.3. La DSG et la filière cylindro-parabolique	65	
2.4	1.4. La DSG et la filière des réflecteurs linéaires de Fresnel	70	
2.5.	Positionnement du circuit vapeur et contraintes associées	74	
2.6.	Références	77	
3. (CHAPITRE 3 : LA REGULATION DES CHAMPS SOLAIRES LINEAIRES	4	
GEN	ERATION DIRECTE DE VAPEUR	80	
3.1.	Stratégies de régulation pour l'architecture en recirculation	80	
3.1	1. Structures de contrôle simple : feedback et Pl	80	
3.1	2. Structures de contrôle prédictif : feedforward	88	
3.1	3. Structure de contrôle à compensation de temps mort	90	
3.1	4. Résumé	91	
3.2.	Stratégies de régulation pour l'architecture once-through	95	
3.2	2.1. Boucles de régulation en PI et feedback	96	
3.2	2.2. Structures en feedforward pour la régulation de la température de sortie	96	
3.2	2.3. Conclusion et perspectives pour le mode once-through	98	
3.3.	Stratégies de régulation pour l'architecture en injection	99	
3.3	8.1. Modélisation du surchauffeur	99	
3.3	3.2. Structure de contrôle du surchauffeur	99	
3.3	8.3. Conclusions de l'étude de Eck & Eberl	104	
3.3	8.4. Travaux de Eck & Steinmann	104	
3.4.	Retour d'expérience des centrales commerciales en fonctionnement	106	
3.4	I.1. La centrale Thai Solar One	106	
3.4	I.2. La centrale LFR Puerto Errado I	106	

3.4. 3.4.	.3. .4.	La centrale LFR Puerto Errado II Le collecteur CLFR SSG4	107 108
3.5.	Réi	érences	111
PAR	TIE	II : ETUDE DE CHAMPS SOLAIRES LINEAIRES A GENERATION DIRE	CTE DE
VAP	EUR		114
4. (СНА	PITRE 4 : GENERALITES SUR LA MODELISATION ET LA SIMULATIO	N
DYN	AMI	QUE DES SYSTEMES	115
4.1.	La	notion de système	115
4.2.	La	notion de modèle	115
4.3.	Le	angage Modelica	116
4.4.	Pla	teforme de modélisation et de simulation : le logiciel Dymola	118
4.4	.1.	Construction du modèle global	118
4.4	.2.	Résolution du modèle global : les différentes étapes	119
4.4	.3.	Traitement des résultats	122
4.5.	Les	librairies de modèles, et la librairie ThermoSysPro	124
4.6.	Réi	érences	126
5. (СНА	PITRE 5 : MODELISATION ET REGULATION D'UN CHAMP SOLAIRE	EN
RECI	IRCU	ILATION UTILISANT DES REFLECTEURS LINEAIRES DE FRESNEL	127
5.1.	Dir	nensionnement d'un champ solaire LFR à génération directe de vapeur	127
5.1	.1.	Puissance thermique et débits	127
5.1	.2.	Configuration du champ solaire et des récepteurs :	128
5.1	.3.	Tuyauterie externe aux récepteurs	130
5.2.	Mo	délisation et étude dynamique du champ solaire	131
5.2	.1.	Modèle global et conditions limites	131
5.2	.2.	Le modèle de récepteur	133
5.2	.3.	La modélisation des pertes de charge hors récepteurs	134
5.2	.4.	Dimensionnement et modélisation de la pompe de recirculation	135
5.2	.5.	Détermination d'un point de fonctionnement sans régulation	136
5.2	.6.	Etude dynamique du vaporiseur non régulé	137
5.2	.7.	Simulation du champ solaire complet et proposition d'un système de régulation	141
5.3.	Am	éliorations du modèle de récepteur et étude d'un nouveau champ solaire	148
5.3	.1.	Le modèle de récepteur amélioré	148
5.3	.2.	Dimensionnement des récepteurs et du champ solaire	149
5.3	.3.	Définition d'un système de régulation	150
5.3	.4.	Simulation d'une journée de fonctionnement	156

5.4.	Conclusion sur les modèles et la régulation développés, et perspectives d'amélioration	159
5.5.	Références	160
6.	CHAPITRE 6 : MODELISATION D'UN PROTOTYPE CYLINDRO-PARAB	OLIQUE EN
MOI	E ONCE-THROUGH	161
6.1.	La boucle expérimentale DISS en mode once-through	162
6.1	1. Caractéristiques de la boucle	162
6.1	2. Caractéristiques des collecteurs	163
6.1	3. Les connexions entre collecteurs	169
6.2.	Modélisation d'un collecteur cylindro-parabolique	170
6.2	1. Modèle optique	171
6.2	2. Modèle de paroi du tube interne	173
6.2	3. Modélisation de l'écoulement diphasique	174
6.3.	Modélisation de la boucle complète	187
6.3	1. Conditions limites	187
6.3	2. Les connexions entre collecteurs	192
6.3	3. L'injection de désurchauffe	193
6.4.	Simulations et résultats	195
6.4	1. Simulations des cas #1	195
6.4	2. Simulation du cas #2	209
6.5.	Conclusion sur les résultats des simulations, et perspectives d'amélioration	215
6.6.	Références	217
7	HAPITRE 7 · OPERATIONS DES CENTRALES DSG ET PERSPECTIVES	
D'IN	FEGRATION DE LA PREVISION D'ENSOLEILLEMENT	220
7 1	Orderation d'une controle DEC ques stackage thermique	220
7.1. 7 1	Operation o une centrale DSG avec stockage thermique	220
7.1	L'interaction champ calaira/ctockage thermique, turbing : points de fonctionneme	220
7.1	 Opération en pression du champ solaire 	224
7.2.	Operation d'une centrale DSG sans stockage thermique	226
7.2	1. Demarrage	226
7.2	2. Operation nominale	231
7.3.	Perspectives d'intégration de prévision d'ensoleillement à court terme	233
7.3	1. Un bret etat de l'art	233
7.3	2. La prévision et la régulation	234
7.4.	Conclusions sur l'opération des champs solaires DSG et la prévision d'ensoleillement	237
7.5.	Références	238

8.	CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES	240
9.	ANNEXES	242

Table des figures

Figure 1-1: Vue des récepteurs solaires de Shuman	30
Figure 1-2 : Vue du prototype de concentrateur linéaire de Fresnel de Francia [5]	30
Figure 1-3 : Schéma de principe du fonctionnement d'une centrale CSP	32
Figure 1-4 : Vue aérienne des capteurs solaires de la centrale cylindro-parabolique de Shams	, à Abu
Dhabi. (Source : Shams Power group)	32
Figure 1-5 : Schéma de principe de la centrale Shams 1. (Source : Shams Power group)	33
Figure 1-6 : Vue de capteurs d'une centrale SEGS Californienne [6]	33
Figure 1-7 : Schématisation d'un capteur SEGS et de son système de support/suivi [6]	34
Figure 1-8 : Schéma en coupe d'une lentille de Fresnel (1) et de sa lentille pleine équivalente (2) (source :
Wikipedia, article "lentille de Fresnel")	35
Figure 1-9 : Schéma de principe d'un LFR [8]	35
Figure 1-10 : Schéma de principe d'un CLFR [9]	36
Figure 1-11 : Vue de la centrale PE2 (source : Novatec Solar)	36
Figure 1-12 : Schéma de principe des centrales à caloporteur sels à stockage direct [10]	37
Figure 1-13 : Vue de la centrale Andalouse Gemasolar (source : Torresol Energy)	38
Figure 1-14 : Vue de la centrale PS20 (source : Abengoa Solar)	38
Figure 1-15 : Vue d'une unité de la centrale Ivanpah (source : Ivanpah Solar)	39
Figure 1-16 : Vue de la centrale Maricopa (source : Tessera Solar)	39
Figure 2-1: Cycle de Rankine avec surchauffe	46
Figure 2-2: Schéma de principe d'un champ solaire en recirculation	48
Figure 2-3: Schéma de principe d'un champ solaire en once-through	49
Figure 2-4: Schématisation de l'écoulement diphasique en once-through [3]	49
Figure 2-5: Schéma de principe d'un champ solaire en injection	50
Figure 2-6: Evolution possible du régime d'écoulement diphasique dans un évaporateur horizo	ntal [6]
	51
Figure 2-7: Représentation d'un écoulement à bulles [6]	51
Figure 2-8: Représentation d'un écoulement à poches de gaz [6]	51
Figure 2-9: Représentation d'un écoulement stratifié [6]	52
Figure 2-10: Représentation d'un écoulement annulaire [6]	52
Figure 2-11: Carte d'écoulement proposée par Taitel et Dukler, et décrite par Hirsch et al. [2]	53
Figure 2-12: Carte d'écoulement et chemin de vaporisation dans un vaporiseur DSG horizont	tal pour
différents DNI (Pin=100bar, Tin=210°C, Tout=450°C, D=54mm à gauche et 38mm à droite).	Extraits
de [9]	54
Figure 2-13: Principe du point de fonctionnement (stable) d'un circuit thermohydraulique [5]	55
Figure 2-14: Figure du point de fonctionnement (instable) d'un circuit thermohydraulique	55
Figure 2-15: Caractéristiques possibles d'un évaporateur, et caractéristiques monophasiques d'u	ın canal
chauffant	56
Figure 2-16: Mécanisme de la redistribution de débit [5]	57
Figure 2-17: Influence du diamètre d'un orifice d'entrée sur la caractéristique interne d'un évap	orateur.
Entrée à 44 bar et 175°C, [13]	58
Figure 2-18: Schématisation simplifiée d'un champ solaire Fresnel multilignes (vue de haut)	59
Figure 2-19: Schématisation simplifiée d'une ligne de récepteur Fresnel : vue en coupe (gauche) et vue
partielle de haut (droite)	59
Figure 2-20: Caractéristique pression-débit simple de deux tubes simples, extrait de [14]	59

Figure 2-21: Répartition de débit entre les 2 tubes parallèles (WR est le débit de droite, WIn le	e débit
total), pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de	sortie
3 MPa, extrait de [14]	60
Figure 2-22: Pression d'entrée du système, pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2	2.5cm,
inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [14]	60
Figure 2-23: Ratio de débit (noir) et pression d'entrée (gris) pour un flux de 1200 W/m sur chaqu	le tube
(diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [15]	61
Figure 2-24: Ratio de débit (noir) et pression d'entrée (gris), flux sur le tube de droite 1200 W/m	1, tube
de gauche 0 W/m (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [15]	61
Figure 2-25 : Simulation transitoire de la répartition de débit et de la pression d'entrée sur le syst	tème à
2 tubes parallèles pour un flux hétérogène (titre vapeur de sortie indiqué), extrait de [19]	62
Figure 2-26 : Conditions de sortie du champ solaire sur le diagramme T-s	64
Figure 2-27: Structure et carte de flux du récepteur d'Ivanpah [23]	65
Figure 2-28: Schéma de la boucle DISS configurée en recirculation [26]	
Figure 2-29: Schéma du prototype de stockage MCP développé à PSA [29]	68
Figure 2-30: Schéma du prototype de stockage mixte MCP/sensible développé ar le DLR	et ses
nartenaires [31]	69
Figure 2-31: Schéma de principe d'un CLER [34]	70
Figure 2-32 · Schématisation de la centrale PE I [36]	70
Figure 2-32 : Schéma de principe d'Alsolen Sup	72
Figure 2-34 : Traduction des normes IEC (1991) sur les valeurs limites de température et de pres	$\frac{1}{2}$
l'admission des turbines à vaneur, par Birnhaum et al [38]	51011 a
Figure 2-35 : Evolution journalière du DNI (courbes rouges) à PSA Espagne	75
Figure 3-1 : Schéma de la houcle expérimentale DISS et de ses houcles de régulation en	mode
recirculation [1]	81
Figure 3-2: Principe de la structure de contrôle PL-feedback extrait de [1]	01 82
Figure 3-3: Schéma structure d'un PID anti-windun extrait de [2]	02 82
Figure 3-4: Modèles identifiés des boucles de régulation et paramètres des régulateurs PL extrait	de [1]
rigure 3-4. Modeles identifies des bodeles de regulation et parametres des regulateurs rii, extrait	83 UC
Figure 3-5: Boucle de régulation de l'injection de désurchauffe proposée par (et extrait de) Birnha	aum et
al [3]	84
Figure 3-6: Structure générale du système de contrôle proposé par (et extrait de) Koch et al [4]	86
Figure 3-7: Régulation du vanoriseur proposé par (et extrait de) Eck & Hirsch [6]	80 88
Figure 3-8: Débit liquide en sortie de vaporiseur soumis à une triple perturbation d'ensoleillement	t avec
la régulation PI simple de niveau du ballon () avec ajout de la mesure du débit vaneur produit	(
ou son calcul par mesure de l'irradiation (), avec ajout de la mesure du deoit vapeur produit	(), 88
Eigure 3.0: Méthodes de contrôle du champ solaire par régulation de débit d'alimentation (gaus	00 2ha) at
régulation d'anthalpia d'antrée (droita) proposées par Dominguez et al. [8]	200 (OIIC
Figure 3 10: Structure de contrôle du mode recirculation proposée par (et extrait de) Eck & Steir	09
rigure 3-10. Structure de controle du mode rechculation proposée par (et extrait de) Eck & Sten	00 111111111
[9]	09
Figure 3-11: Sufuciure de regulation de la desurchaune proposée par ECK & Hilsch [0]	90
Figure 5-12: Schema de principe d'une structure de regulation à predicteur Smith, extrait de [12]	90
Figure 5-15: Fredicieurs de Smith modifies proposes par Matausek & Micic [13] (gauche) et No	rmey-
Kico & Camacno [14] (drone), presentes (et extrait de) valenzuela et al. [12]	91
Figure 3-14: La boucie DISS en mode once-through, extrait de [16]	95
Figure 5-15: Schema bloc du système de controle global [1/]	95
Figure 3-10: Structure de regulation du debit d'entree de vaporiseur, extrait de [16]	96

Figure 3-17: Modèles utilisés et paramètres des régulateurs de la structure de contrôle du débit
vaporiseur, extrait de [16]
Figure 3-18 : Structure de régulation du débit en entrée de vaporiseur proposée par Eck & Steinmann
[4]
Figure 3-19:Structure de contrôle de l'injection de désurchauffe, extrait de [16]
Figure 3-20: Gain (gauche) et constante de temps (droite) optimisés sur une carte de fonctionnement
enthalpie – débit d'entrée, extrait de [21]
Figure 3-21: Principe de l'IMC, extrait de [2] 101
Figure 3-22: Diagrammes blocs alternatifs pour le principe de l'IMC : boucle secondaire (haut), et
feedback conventionnel (bas), extrait de [2] 102
Figure 3-23: Performances des systèmes de contrôle PI et IMC: température de sortie de vapeur (haut)
et signal de l'actionneur (bas), extraits de [21] 103
Figure 3-24: Performances, après nouvelle définition, des systèmes de contrôle PI et IMC: température
de sortie de vapeur (haut) et signal de l'actionneur (bas), extraits de [21] 103
Figure 3-25: Structure de contrôle du mode injection proposée par Eck & Steinmann, extrait de [9] 104
Figure 3-26 : Ecart à la consigne de la température de sortie après perturbation d'ensoleillement pour le
mode once-through (***), recirculation () et injection (-), extrait de [9] 105
Figure 3-27: Influence de la précision de la mesure de l'irradiation directe sur l'écart à la consigne de la
température de sortie, pour un mode en injection à trois points, extrait de [9] 105
Figure 3-28: Le collecteur SUPERNOVA de Novatec Biosol, extrait de [27] 107
Figure 3-29 : Données de fonctionnement du champ solaire de PE 2, extrait de [30] 108
Figure 3-30 : Diagramme-bloc de la régulation de SSG4, extrait de [33] 109
Figure 3-31: Eléments d'un système de contrôle MPC, extrait de [2] 109
Figure 4-1 : Réponse du débit de sortie d'un écoulement de vapeur à travers un volume à une variation
périodique du débit d'entrée. Simulation Modelica/Dymola en utilisant la librairie ThermoSysPro . 116
Figure 4-2: Structure du code d'un modèle Modelica : perte de charge singulière (ThermoSysPro). 118
Figure 4-3: Allure graphique du modèle Modelica/Dymola ayant servi à simuler l'écoulement de vapeur
surchauffée à travers un volume
Figure 4-4 : Code Modelica du modèle d'écoulement de vapeur surchauffée à travers un volume 119
Figure 4-5 : Simulation de l'écoulement de vapeur surchauffée à travers un volume avec le solveur
DASPK
Figure 4-6 : Vue de l'interface de visualisation des variables de simulation de Dymola
Figure 4-7: Composition (gauche) et logo (droite) de la librairie ThermoSysPro
Figure 4-8 : Regions de la formulation IAWPS-IF9/ sur un diagramme pression-temperature, extrait de
[12]
Figure 5-1 : Schema de principe du champ solaire Fresnel dimensionne modelise
Figure 5-2: Schematisation des recepteurs du vaporiseur (gauche) et du surchauffeur (droite) 129
Figure 5-3 : Dimensionnement de la tuyauterie externe aux recepteurs
Figure 5-4 : Schematisation globale du modele et de ses composants. Le surchauffeur
Figure 5-5 : Structure du modele de recepteur Fresnel (ici pour le vaporiseur) et de tube absorbeur. 132
Figure 5-6 : Caracteristique du circuit de vaporiseur
Figure 5-7: Debit d'eau liquide en sortie du vaporiseur à la suite d'une marche de debit d'eau alimentaire $1 + 1 + 2 > 1.5$ he (e marche de difficient de 0.25 he (e ()) et de 1.1 he (e ()) estatist de 1.4 he (-) estatist de 1.4
de 1.2 a 1.5 kg/s, pour un debit de recirculation de 0.25 kg/s (-) et de 1 kg/s (), extrait de [4] 137
Figure 5-6: Deolt d'eau inquide en sortie de vaporiseur pour les simulations de Eals & Uirsch [4]
Figure 5-7. Debits en sortie de vaporiseur pour les simulations de Eck & Hirsen [4]
Figure 5-10. Debits de solue de vaporiseur pour les simulations du modèle de Fresnei
Figure 5-11. Schemansahon du champ solaire et de ses doucles de regulation
Figure 5-12. Diagramme bloc du systeme de regulation propose pour le modele de champ solaire. 142

Figure 5-13 : Température de sortie de vapeur surchauffée en réaction à une marche de 20% du débit
d'injection de désurchauffe
Figure 5-14 : Température de sortie de vapeur surchauffée en réaction à une modification de la consigne.
Figure 5-15 : Evolution des principales variables du champ solaire modélisée, avec (vert) et sans
régulation (bleu). Titre massique et débit liquide (sortie de vaporiseur), niveau de liquide et pression
(ballon séparateur), température et débit de vapeur surchauffée (sortie de surchauffeur) 144
Figure 5-16 : Débit injecté en désurchauffe pour le modèle simulé avec régulation 146
Figure 5-17 : Schéma bloc pour le système de régulation proposé, utilisant une méthode feedforward
pour la désurchauffe
Figure 5-18 : Température de vapeur en sortie du surchauffeur, comparaison des deux boucles de
régulation148
Figure 5-19 : Schéma du récepteur modélisé avec la seconde approche 149
Figure 5-20 : Schématisation du deuxième champ solaire modélisé et de ses boucles de régulation. 151
Figure 5-21 : Diagramme bloc du système de régulation proposé pour le second modèle de champ solaire
Figure 5-22 : Simulation d'une marche de l'enthalpie de vapeur en entrée du surchauffeur, et mesure de
la température de sortie. Débit : 3.0 kg/s, DNI : 1000 W/m ² , rendement récepteur : 85%, pression de
sortie : 80 bars
Figure 5-23 : Réaction en boucle ouverte de la température de sortie de surchauffeur 152
Figure 5-24 : Constructions utilisées pour l'identification des paramètres du système premier ordre
retardé. Le temps simulé est relatif par rapport au démarrage de la marche de débit 153
Figure 5-25 : Température en sortie de surchauffe simulée (après inversion) et modèle identifié 153
Figure 5-26 : Réaction en boucle ouverte du niveau d'eau du ballon séparateur à une marche de débit
d'alimentation. DNI: 1000 W/m ² , débit recirculation: 0.876 kg/s 155
Figure 5-27 : Evolution des débits du champ solaire et de la vitesse de la pompe de recirculation 156
Figure 5-28 : Evolution du DNI et du titre vapeur en sortie de vaporiseur 157
Figure 5-29 : Niveau liquide et pression dans le ballon séparateur, journée simulée du 12 juillet 2012 à
Cadarache
Figure 5-30 : Température de sortie et débit d'injection dans le surchauffeur 158
Figure 6-1 : Schéma de la configuration de la boucle DISS en once-through [1]. La partie modélisée est
surlignée
Figure 6-2 : Photographie de la boucle DISS (source : www.psa.es)
Figure 6-3 : Représentation 3D CAO (SolidWorks) d'un collecteur LS3 modifié 163
Figure 6-4 : Représentation CAO d'un profil de collecteur LS3 modifié
Figure 6-5 : Réflexion, absorption et transmission dans un milieu semi-transparent
Figure 6-6 : Réflexion et absorption du rayonnement sur une surface
Figure 6-7 : Schéma d'un tube absorbeur sous vide [6]
Figure 6-8 : Schématisation des échanges thermiques dans une coupe de tube absorbeur
Figure 6-9 : Schématisation des angles de position du soleil (gauche) et de l'angle d'incidence sur un
collecteur cylindro-parabolique (droite)
Figure 6-10 : Illustration de l'effet cosinus, extrait de [7] $d\Omega$ est l'angle solide résultant des rayons émis
par le disque solaire. La surface normale au ravonnement recoit un flux égal au DNI, tandis que la
surface horizontale dS recoit ce flux pondéré par le cosinus de l'angle d'incidence
Figure 6-11 : Configuration des liaisons inter-collecteurs de la boucle DISS. extrait de [4]
Figure 6-12 : Schématisation de la structure du modèle
Figure 6-13 : Vue du modèle de collecteur avec ThermoSvsPro
Figure 6-14 : Schématisation des différentes absorptions par le tube
J

Figure 6-15: Schématisation de la discrétisation à mailles décalées	175
Figure 6-16 : Schéma d'un volume de contrôle et des grandeurs associées	176
Figure 6-17 : Comparaison des différents modèles de perte de charge par rapport à l'expérimenta	al, pour
des expériences réalisées sur des tubes lisses avec la boucle DISS [17]	181
Figure 6-18 : Vitesses des phases aux cotes 95m, 200m et 400m dans la boucle DISS	186
Figure 6-19 : Modèle Modelica/Dymola de la boucle DISS	187
Figure 6-20 : Schématisation des conditions limites pour la modélisation de la boucle DISS	187
Figure 6-21 : Mesure du DNI pour la journée expérimentale du 22 avril 2002	188
Figure 6-22 : Mesure et signal utilisé en entrée de modèle pour la température de l'air ambiant.	iournée
du 22 avril 2002	188
Figure 6-23 : Evolution de l'angle d'incidence pour la journée du 22 avril 2002 à Almeria	189
Figure 6-24 : Influence de l'angle d'incidence sur l'irradiation directe recue à l'ouverture des coll	ecteurs
(22 avril 2002 à Almeria)	
Figure 6-25 · Mesure réelle et traitement du signal de débit en entrée de ligne, journée du 22 avr	il 2002
rigare o 25 i friesare reene et d'alternent da signal de deert en endree de rigne, journee da 22 d'i	190
Figure 6-26 : Mesure réelle et traitement du signal de débit d'injection de désurchauffe, journée	- du 22
avril 2002	101
Figure 6.27 : Pression et température d'entrée de boucle, journée du 22 avril 2002	101
Figure 6-27 : Pression et temperature d'entrée de boucle, journée du 22 avril 2002	102
Figure 6-26 : Fression de sonte mesuree et dimisée dans le modèle, journée du 22 avril 2002	192
Figure 6-29 : Correspondance entre le modele et la boucle reene des sections de perte de charge	193
Figure 6-30 : Modelisation de la desurchauffe	194
Figure 6-31 : Pertes de charge à travers les collecteurs de la zone de prechauffe (1), vaporisation $\overline{2}$	on (3 et
7) et de surchauffe (9 et 11), cas $\#1$	197
Figure 6-32 : Evolution de la pression dans la ligne de collecteurs. La courbe bleue trace les d	onnées
avant recalage du modèle du collecteur 4	198
Figure 6-33 : Evolution des pressions d'entrée et de sortie de ligne pour la journée du 22 avril 20	02199
Figure 6-34 : Températures en entrée des collecteurs 1 à 5 de la boucle DISS, journée du cas #1	201
Figure 6-35 : Evolution du titre massique dans différents segments du collecteur 1 et 2, journée	du cas
#1	201
Figure 6-36 : Températures d'entrée des collecteurs 8 et 9 de la boucle DISS, journée du cas #1	202
Figure 6-37 : Titre massique simulé dans les collecteurs 8 et 9, journée du cas #1. Le titre a la v	aleur 1
si l'enthalpie de la maille dépasse la valeur de saturation vapeur	203
Figure 6-38 : Evolution des températures dans le collecteur 11, journée du cas #1	204
Figure 6-39 : Evolution de température dans la ligne de collecteurs, pour différents instants de la j	journée
du cas #1	204
Figure 6-40 : Influence de la méthode de calcul sur l'évolution du coefficient d'échange co	nvectif
interne simulé, 15h, cas #1, #1b. Le coefficient est plus faible (courbe rouge) avec la corrélation m	odifiée
	205
Figure 6-41 : Influence de la méthode de calcul du coefficient d'échange thermique convecti	f sur la
température, aux instants 14h et 15h de la journée du cas #1, #1b	206
Figure 6-42 : Influence de la méthode de calcul du coefficient d'échange thermique convecti	f sur la
température de paroi, à l'instant 14h de la journée du cas #1, #1b	206
Figure 6-43 : Evolution du flux surfacique échangé par convection de l'enveloppe avec l'air ai	mbiant,
instant à 14h des cas #1 et #1c	208
Figure 6-44 : Evolution du flux surfacique absorbé par le fluide le long de la ligne. instant à 14h	du cas
#1c	209
Figure 6-45 : Influence de la perte convective sur la température dans la ligne de collecteurs in	istant à
14h des cas #1 et #1c	209

Figure 6-47 : DNI utilisé en entrée de modèle et DNI corrigé par l'effet de l'angle d'incidence, cas #2 Figure 6-49 : Evolution de la température d'entrée des collecteurs 1 et 2, cas #2...... 211 Figure 6-50 : Evolution de température en entrée des collecteurs 3,4,5,6, cas #2 212 Figure 6-51 : Evolution de la température en entrée des collecteurs 7 et 8, cas #2...... 212 Figure 6-52 : Evolution des débits du modèle en entrée des collecteurs 2, 3 et 7, cas #2...... 213 Figure 6-53 : Evolution de la température en entrée des collecteurs 9 et 10, cas #2...... 213 Figure 7-1: Evolution de température du caloporteur en provenance du champ solaire (rouge), du matériau de stockage (noir) et du fluide de travail (eau, bleu) dans un système de stockage sensible Figure 7-2: Schématisation d'une centrale DSG utilisant le concept de stockage mixte, extrait de [2] Figure 7-3: Points de fonctionnement théoriques d'une centrale sans stockage thermique, reproduit de Figure 7-4: Points de fonctionnement théoriques d'une centrale DSG à stockage thermique, reproduit de Figure 7-5 : Points de fonctionnement pratiques d'une centrale DSG à stockage thermique, proposé par Figure 7-6: Schématisation simplifiée de l'évolution de la pression du champ solaire pour les deux modes de fonctionnement (droite) et du positionnement de la vanne de régulation de pression en sortie de champ Figure 7-7: Opération d'une centrale DSG avec stockage thermique. Evolution journalière de la pression du champ solaire (gauche) et correspondance sur un diagramme normalisé en points de fonctionnement Figure 7-8: Configuration de référence de Hirsch et Eck (2006) [4] pour la description de la phase de Figure 7-9: Montée en température de l'eau/vapeur en sortie de champ durant la procédure de démarrage Figure 7-12: Phase de démarrage de la centrale TSE1 : données de débits, pression à l'admission turbine, Figure 7-13 : Evolution des températures de TSE1 durant la phase de démarrage, journée du 1^{er} mai Figure 7-14: Données de fonctionnement (débit vapeur, production électrique, DNI) de la centrale TSE Figure 7-15 : Données de fonctionnement (températures et pressions) de la centrale TSE 1 pour une Figure 7-16 : Données de fonctionnement de la centrale PE 2 pour une journée de bel ensoleillement, Figure 7-17: Données de fonctionnements de la centrale PE 2 pour une journée au DNI fortement perturbé : DNI (orange), pression de vapeur à l'admission turbine (bleu), surface focalisée (vert), Figure 7-18 : Agrandissement de l'évolution de la surface focalisée et de la pression vapeur lors de la

Figure 7-19 : Proposition de classification des niveaux d'actions sur une centrale CSP à	génération
directe de vapeur, et type de prévision d'ensoleillement adaptée	
Figure 7-20 : Evolution de la température dans le champ solaire en condition nominale (bl	eu), et pour
des conditions à ensoleillement réduit (rouge et violet)	
Figure 7-21 : Schéma de régulation potentielle de la température de surchauffe incluant de	la prévision
d'ensoleillement.	

Liste des tableaux

Tableau 2-1 : Liste des centrales DSG commerciales en opération ou en construction	63
Tableau 2-2: Programmes de R&D sur la DSG menés par le DLR/CIEMAT et leurs partenaires	66
Tableau 3-1 : Paramètres du régulateur proposé par Matausek & Micic [13]	91
Tableau 3-2: Paramètres du régulateur proposé par Normey-Rico & Camacho [14]	91
Tableau 3-3 : Résumé des méthodes de contrôles référencées pour la recirculation	92
Tableau 3-4: Termes et méthodes de calcul pour le contrôleur feedforward	97
Tableau 4-1 : Equations bilan du volume de vapeur surchauffée	120
Tableau 5-1 : Contraintes-objectifs de base pour le dimensionnement	128
Tableau 5-2 : Caractéristiques de fonctionnement obtenues par le modèle Excel simplifié	128
Tableau 5-3 : Paramètres choisis pour le dimensionnement des récepteurs	129
Tableau 5-4 : Comparaison des architectures pour le récepteur du vaporiseur	130
Tableau 5-5 : Tuyauterie externe aux récepteurs et singularités du champ solaire	131
Tableau 5-6 : Paramètres des modèles de récepteur	133
Tableau 5-7 : paramètres de la pompe de recirculation du modèle de champ solaire	136
Tableau 5-8 : Conditions limites et paramètres de fonctionnement finaux du champ solaire	137
Tableau 5-9 : Comparaison des paramètres de l'étude avec celle de Eck & Hirsch	138
Tableau 5-10 : Simulation de la marche de débit d'alimentation, paramètres et analyse	139
Tableau 5-11 : Paramètres de simulation des perturbations d'ensoleillement sur le vaporiseur	140
Tableau 5-12 : Paramètres des boucles de régulation	143
Tableau 5-13 : Fonctionnement de la pompe de recirculation durant la simulation de perturbation	sur le
champ solaire non régulé	145
Tableau 5-14 : Termes du modèle de feedforward utilisé pour le calcul du débit de désurchauffe	147
Tableau 5-15 : Dimensionnement et paramètres des modèles de récepteurs	150
Tableau 5-16 : Point de fonctionnement du champ solaire	150
Tableau 5-17 : Paramètres du régulateur PI, selon les corrélations de la littérature	154
Tableau 5-18 : Paramètres des boucles de régulation proposées pour le second modèle de champ so	olaire.
	155
Tableau 6-1 : Caractéristiques techniques de la boucle DISS et de ses collecteurs. Données extrai	tes de
[1], [2], [3], [4]	163
Tableau 6-2 : Résumé des échanges thermiques dans un tube absorbeur	167
Tableau 6-3 : Description des équations et des paramètres du modèle optique de collecteur cyli	indro-
parabolique LS3 modifié	172
Tableau 6-4 : Résumé des deux approches principales pour la modélisation des écoulements diphas	siques
	176
Tableau 6-5 : Propriétés thermodynamique du fluide utilisées pour la fermeture du modèle home	ogène
d'écoulement diphasique du modèle de tube	185
Tableau 6-6 : Paramètres des différents cas de simulations	195
Tableau 6-7 : Perte de charge nominale (15:00) et coefficient de perte de charge pour chaque colle	cteur,
cas #1	197
Tableau 6-8 : Paramètres d'efficacité optique du collecteur LS3 modifié, d'après [6] et repris de	e [26]
	200
Tableau 6-9 : Paramètres optiques du modèle de base, pour la journée du cas #1	200
Tableau 6-10 : Paramètres de calcul et valeur du coefficient d'échange thermique convectif des	tubes
vers l'environnement	208

Nomenclature

Les notations utilisées sont décrites avec une classification par chapitre et par section auxquelles elles sont rapportées. Dans un souci de synthèse et de simplicité, les notations utilisées dans le chapitre 3, consacré à l'état de l'art des méthodes de régulation des champs solaires DSG, ne sont pas détaillées ici. Elles sont néanmoins explicitées dans le texte.

Chapitre 1		
	Alphabet Grec	
a_r	Fraction de réaction chimique de stockage thermochimique	-
	Alphabet Latin	
Α	Composé réactif de stockage thermochimique	-
В	Produit de réaction de stockage thermochimique	-
C_p	Chaleur massique spécifique du matériau de stockage	J/kg K
C_{p_l}	Chaleur massique spécifique du matériau de stockage latent en phase liquide	J/kg K
C_{p_s}	Chaleur massique spécifique du matériau de stockage latent en phase solide	J/kg K
ΔH	Enthalpie massique de réaction de stockage thermochimique	J/kg
М	Masse de matériau de stockage	kg
Q	Quantité de chaleur stockée	J
ΔT	Différentiel de température	K
T_l	Température du matériau de stockage liquide en mode chaleur stockée	K
T_m	Température de fusion du matériau solide	К
Chapitre 2		
	Alphabet Grec	
α	Taux de vide dans un volume de contrôle de l'écoulement	J/kg
μ_l et μ_v	Viscosité des phases liquide et vapeur d'un écoulement diphasique	kg/s m
$ \rho_l \text{ et } \rho_v $	Masse volumique des phases liquide et vapeur d'un écoulement diphasique	kg/m ³
	Alphabet Latin	
G_{tot}	Flux massique de l'écoulement diphasique	kg/s/m²
h	Enthalpie massique de l'écoulement diphasique	J/kg
h_{feed}	Enthalpie massique de l'eau alimentaire	J/kg
h_i	Enthalpie massique en entrée de vaporiseur	J/ kg
h_{ln}	Chaleur latente de vaporisation	J/kg
h_0^{i}	Enthalpie massique en sortie de vaporiseur	J/ kg
h_{recir}	Enthalpie massique de l'eau liquide de recirculation	J/kg
h _{sat l}	Enthalpie massique de saturation liquide	J /kg
$h_{sat,v}$	Enthalpie massique de saturation vapeur	J /kg
J_v	Vitesse superficielle de la phase vapeur d'un écoulement	m/s
m	uphasique Dépit massique d'un écoulement dinhesique cou veneur	kalo
m _{tot}	Débit massique de vapeur dans un écoulement dinhesique cou	kg/s
m_v	vapeur	ку/5
Р	Pression d'opération du vaporiseur	Pa

$\partial \Delta P_{ext}$	Pente de la courbe caractéristique externe d'un circuit hydraulique	Pa/kg/s
$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta P_{int}}$	Pente de la courbe caractéristique interne d'un circuit hydraulique	Pa/kg/s
$\partial \dot{m}$	Perte de charge frictionnelle par unité de longueur du liquide seul	Pa/m
$(dP_f/dZ)_l$	Perte de charge frictionnelle par unité de longueur de la vapeur	Pa/m
$(u_f / u_z)_v$	seule	1 0/111
$Q_{f_{eed}}$	Débit massique d'eau alimentaire du vaporiseur	kg/s
Q _{magin}	Débit massique de recirculation dans le vaporiseur	kg/s
V_{12}	Volume occupé par la valeur dans un volume de contrôle de	m^3
	l'écoulement diphasique	
V_{tot}	Volume d'un volume de contrôle dans l'écoulement diphasique	m^3
X	Paramètre de Martinelli de l'écoulement diphasique	-
x	Titre massique d'un écoulement diphasique eau-vapeur	-
$x_{th,o}$	l'ître thermodynamique en sortie de vaporiseur	
Chapitre 4	Alphabat Gree	
ρ	Masse volumique du fluide dans le volume de contrôle	ka/m ³
,	Trasse volumique du marde dans le volume de controle	ngjin
	Alphabet Latin	
h	Enthalpie massique dans le volume de contrôle	J/kg
$h_{entr{ m \acute{e}}e}$	Enthalpie massique à l'entrée du volume de contrôle	J/kg
h_{sortie}	Enthalpie massique en sortie du volume de contrôle	J/kg
J	Matrice Jacobienne	-
P	Pression dans le volume de contrôle Délite λ l'antrée du volume de contrôle (code	Pa Iva/a
$Q_{entrée}$	Modelica/ThermoSysPro)	Kg/S
0	Débit en sortie du volume de contrôle	kø/s
♥ sortie V	Volume du volume de contrôle	m^3
$\mathbf{x}(t)$	Vecteur des variables d'état	
$\dot{x}(t)$	Vecteur des dérivées des variables d'état	
Chapitre 5		
	Alphabet Grec	
α	Retard du système du 1 ^{er} ordre retardé	S
ε/D	Rugosité relative de la conduite	-
η	Angle d'incidence coloire	- daa
Ø	Angle de coude	deg
υ _{coude} λ	Coefficient de frottement	ucg -
λ 0	Masse volumique du fluide traversant la conduite	ka/m ³
Ρ τ	Constante de temps du système du 1 ^{er} ordre retardé	s
$ au_{ ho}$	Temps caractéristique d'écoulement	S
$ au_i$	Retard du système intégrateur retardé	S
	Alphabet Latin	
Α	Section de la conduite	m²
a_1, a_2, a_3	Coefficients de la caractéristique hauteur/débit de pompe	
D	Diamètre extérieur de conduite	m
D_{tube}	Diametre de tube	m
D _H E	Fonction de transfert du système intégrateur	111
ľi	i oneuon de transfert du systeme integrateur	I

H_n	Haute manométrique	m
ĸ	Gain du système 1 ^{er} ordre retardé	
K _C	Gain du contrôleur PI	
K_{f}^{c}	Coefficient de perte de charge par frottement	-
K;	Gain du système intégrateur retardé	
L.	Longueur de la ligne (vaporiseur ou surchauffeur)	m
N _e	Nombre de mailles de discrétisation du récepteur	-
n	Nombre de tubes parallèles dans le récepteur	-
nas	Distance entre les tubes parallèles du récepteur	m
ΛP_c	Perte de charge frictionnelle dans une conduite – modèle	Pa
Δf	ThermoSysPro	1 u
$\Delta P_{f,Greth}$	Perte de charge frictionnelle dans une conduite – manuel	Ра
j jai oolo	technique du GRETh	
Q	Débit du fluide traversant la conduite	kg/s
Q_{ν}	Débit volumique	m^3/s
R	Vitesse de rotation adimensionnelle	-
Rcoude	Rayon de courbure de coude	m
R_h	Rendement hydraulique de pompe	-
S	Surface d'échange thermique pour une maille de récenteur	m ²
S	Variable de Lanlace	
S.	Surface de la fenêtre d'ouverture de récenteur	m ²
S_f	Tompáratura	V
1 T	Constante de temps du contrôleur DI	ĸ
I _i	Vitage de fluide	s m/a
V JIAZ	Vilesse de fiulde Duissance thermique transmise à la parei des tubes absorbaurs	
aw	Puissance inermique transmise à la paroi des tudes absorbeurs,	vv
	pour une marine de recepteur	
	Acronymes	
DNI	Acronymes Ravonnement normal direct	W/m²
DNI rnm	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes	W/m ² tours/min
DNI rpm FC	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique	W/m² tours/min -
DNI rpm FC IAM	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier	W/m ² tours/min - -
DNI rpm FC IAM	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe Frottement	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj,desur l	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation Réflecteurs	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier <i>Indices</i> Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation Réflecteurs Surchauffe	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube	AcronymesRayonnement normal directRotations par minutesFacteur de concentration géométriqueIncidence Angle ModifierIndicesAmont de la désurchauffeExterneFrottementAlimentationMaille de discrétisation du récepteurInjection de désurchauffeEau liquideMoyenneRécepteurRecirculationRéflecteursSurchauffeTube absorbeur seul	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube v	AcronymesRayonnement normal directRotations par minutesFacteur de concentration géométriqueIncidence Angle ModifierIndicesAmont de la désurchauffeExterneFrottementAlimentationMaille de discrétisation du récepteurInjection de désurchauffeEau liquideMoyenneRécepteurRecirculationRéflecteursSurchauffeTube absorbeur seulVapeur d'eau	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube v Chapitre 6	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation Réflecteurs Surchauffe Tube absorbeur seul Vapeur d'eau	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube v V Chapitre 6	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation Réflecteurs Surchauffe Tube absorbeur seul Vapeur d'eau	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube v Chapitre 6 α	AcronymesRayonnement normal directRotations par minutesFacteur de concentration géométriqueIncidence Angle ModifierIndicesAmont de la désurchauffeExterneFrottementAlimentationMaille de discrétisation du récepteurInjection de désurchauffeEau liquideMoyenneRécepteurRecirculationRéflecteursSurchauffeTube absorbeur seulVapeur d'eau	W/m² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube v Chapitre 6 α β	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation Réflecteurs Surchauffe Tube absorbeur seul Vapeur d'eau Alphabet Grec Facteur d'absorption Coefficient de dilation thermique	W/m ² tours/min - -
DNI rpm FC IAM amont ext f feed i inj, desur l moy recep recir refl surch tube v Chapitre 6 α β γ	Acronymes Rayonnement normal direct Rotations par minutes Facteur de concentration géométrique Incidence Angle Modifier Indices Amont de la désurchauffe Externe Frottement Alimentation Maille de discrétisation du récepteur Injection de désurchauffe Eau liquide Moyenne Récepteur Recirculation Réflecteurs Surchauffe Tube absorbeur seul Vapeur d'eau Alphabet Grec Facteur d'absorption Coefficient de dilation thermique Facteur d'interception concentrateur-tube	W/m ² tours/min - - - - - - - - - - - - - -

ε	Emissivité	-
E _{glass}	Emissivité de l'enveloppe de verre	-
η	Rendement	-
heta	Angle d'incidence solaire	deg
μ	Viscosité dynamique	kg/s m
ν	Viscosité cinématique	s² / s
ρ	Masse volumique	kg/m³
$ ho_r$	Réflectance	-
$\overline{\rho}$	Masse volumique moyennée	kg/m ³
σ_{s}	Tension de surface	N/m
τ	Transmittance	-
ϕ	Demi-angle d'ouverture	rad
ØLO	Coefficient multiplicateur diphasique	-
10		
	Alphabet Latin	
Α	Section de l'écoulement	m²
A _{glass}	Surface extérieure de l'enveloppe de verre	m²
A _{refl}	Surface d'ouverture du collecteur	m²
a_s	Azimut solaire	deg
BÖ	Nombre d'ébullition	-
C, <i>m</i> et <i>n</i>	Constante pour le calcul du nombre de Nusselt (écoulement	-
	extérieur sur autour de l'enveloppe de verre)	
Cf	Coefficient de frottement de Fanning	-
Ci	Coefficient d'interpolation de la température ambiante	-
C_{Pglass}	Capacité thermique massique de l'enveloppe de verre	J/kg K
D	Diamètre	m
d_0	Diamètre extérieur du tube absorbeur (enveloppe)	m
d_M	Masse d'une maille d'enveloppe de verre	kg
dpa	Perte de charge par advection	Pa
dpf	Perte de charge par frottement	Pa
DP_c	Valeur expérimentale de la perte de charge	Pa
dS	Surface d'échange thermique interne	m ²
dW_1	Puissance thermique a la paroi interieure du tube	W
dW_2	Puissance thermique à la paroi extérieure du tube	W
dx	Longueur du volume élémentaire	m
dx_2	Longueur d'une maille hydraulique	m NV/ 2
E	Puissance thermique surfacique emise par une surface reelle	W/m ²
OE E	Energie interne du volume elementaire	J W/m2
с _{сп} сси	Termes de calcul de la corrélation de Friedel	vv / 111-
<i>Е,Г,П</i> <i>F</i> С	Coefficients de calcul de la corrélation de Chen	-
L_c, S_c	Energie cinétique spécifique	I/ko
e _c	Energie potentielle spécifique	J/kg
e_p	Distance feesle du collectour culindre norchelique	57 Kg
J Err	Nombra da Frauda	111
1° / E	Force de friction du fluide sur la paroi du tuba (surfacique)	- kg/m o2
г _w b	Enthalpie spécifique (centre de maille thermique)	к <u></u> д/ш 5⁻ I/ka
h h	Enthalpie specifique (bord de maille thermique)	J/Kg
h	Coefficient d'échange thermique convectif interne dinhasique	W/m² K
$\mu_{2\varphi}$	Contribution de l'échange convectif monorhagique liquide	$W/m^2 V$
n _{cl}	Contribution de l'échon et convectif monophasique inquide	W/1112 K
h_{cv}	Contribution de l'échange convectif monophasique vapeur	w/m² K
h _D	Coefficient à écnange convectif externe	w/m²K

h_{eh}	Contribution de l'ébullition nucléée	W/m² K
h_i	Coefficient d'échange thermique convectif interne	W/m² K
h_s	Hauteur solaire	deg
ĸ	Coefficient de perte de charge singulière	-
k	Conductivité thermique	W/m K
k _D	Conductivité thermique Rayleigh (écoulement extérieur sur	W/m K
D	autour de l'enveloppe de verre)	
l	Longueur du collecteur	m
l_{ap}	Ouverture du collecteur	m
l_{12}	Chaleur latente de vaporisation	J/kg
M_{mol}	Masse molaire	kg/mol
δm	Masse du volume élémentaire	Kg
Ns	Nombre de mailles thermiques	-
Nu_D	Nombre de Nusselt (écoulement extérieur sur autour de	-
ת	Pression (meille hydraulique)	Do
Р л	Pression critique	F a Do
P _{cr}	Nombra da Drandtl	Гa
Pr Du	Nombre de Prandtl (écoulement extériour sur autour de	-
Pr_D	l'enveloppe de verre)	-
Q	Débit (bord de maille thermique)	kg/s
q	Variable pour le calcul du coefficient optique global	-
Q	Puissance thermique échangée (description des échanges dans un tube absorbeur)	W
à	Puissance thermique linéique	W/m
R	Réflectance du concentrateur	-
Ra_{D}	Nombre de Rayleigh (écoulement extérieur sur autour de	-
нюр	l'enveloppe de verre)	
Re	Nombre de Reynolds	-
Т	Température	Κ
T_{n}	Température de paroi	Κ
t,	Indice du pas de temps	-
u	Energie interne spécifique	J/kg
v	Vitesse du fluide dans la maille	m/s
δV	Volume du volume élémentaire	m^3
W	Puissance thermique (modèle de collecteur)	W
We	Nombre de Weber	-
x	Titre massique	-
xb_1, xb_2	Titre massique (délimitation des zones de l'écoulement)	-
χ_{hs}	Titre massique borné	-
x _{hi}	Titre massique borné	-
$X_{m}, V_{m}, X_{0}, V_{0}$	Coordonnées et origine du profil de miroir cylindro-parabolique	m
<i>···p</i> ; <i>·p</i> ; ···o; <i>v</i> o	dans le plan transversal	
X_{tt}	Paramètre de Martinelli	-
	Acronymes	
CEA	Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives	
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y	
	Tecnológicas (Centre de recherche en énergétique,	
	environnement et technologies)	
DISS	DIrect Solar Steam	
DNI	Direct Normal Irradiance (Rayonnement Normal Direct)	W/m²

DSG	Direct Steam Generation (Génération Directe de Vapeur)	
IAM	Incidence Angle Modifier	-
LSHT	Laboratoire des Systèmes Solaires Haute Température	
STAGE-STE	Scientific and Technological Alliance for Guaranteeing the	
	European Excellence in Concentrating Solar Thermal Energy	
	Indices	
а, с	Amont de collecteur	
abs	Absorption	
amb	Ambiante	
b, c	Aval de collecteur	
cond	Conduction	
conv	Convection	
d	Désurchauffe	
env	Enveloppe de verre	
glass	Enveloppe de verre	
GO	Vapeur seule (gas only)	
i	Indice de maille (discrétisation longitudinale du collecteur)	
l	Phase liquide	
LO	Liquide seul (liquid only)	
n	Normale	
opt	Optique	
over	Globale (overall)	
rad	Emission radiative	
refl	Miroir réflecteur	
S	Sortie	
sol	Soleil	
sky	Ciel	
tube, c	Tube de collecteur	
v	Phase vapeur	
wall, w	Paroi du tube absorbeur	
1	Propriété calculée sur la maille thermique	
2	Propriété calculée sur la maille hydraulique	
2φ	Diphasique	
	Constante	
~	Constante de Stafen Beltzmenn - E 670 × 10 ⁻⁸	141 / 100 2 174
0 ~	Constante de gravitation : 0.81	w/m-K
g	Constante de gravitation : 9.01	111/82

Introduction

Au moment d'aborder l'écriture de cette introduction, la 21è conférence des parties, dite « COP 21 », de la Convention-cadre des Nations unies sur les changements climatiques, vient de se conclure à Paris. Si la portée réelle du texte de l'accord atteint est sujette à débats aujourd'hui, il n'en reste pas moins que cet accord marque un tournant historique dans la prise de conscience des Etats de l'urgence à lutter contre le réchauffement climatique et à réduire les émissions de gaz à effet de serre. Cet accord place les sources d'énergies fossiles comme le charbon ou le pétrole à contre-sens de l'Histoire pour la production d'électricité, et assure un avenir certain aux énergies renouvelables.

Si le soleil est la source énergétique des grands phénomènes naturels de notre planète, on définit généralement le terme « énergie solaire » comme l'ensemble des techniques humaines utilisant le rayonnement solaire pour des procédés énergétiques. Dans le cadre de la production d'électricité, il existe deux techniques : l'énergie solaire photovoltaïque et l'énergie solaire thermodynamique. La première utilise un effet photoélectrique pour convertir le rayonnement solaire directement en électricité, et représente l'immense majorité de la production actuelle d'électricité solaire à l'échelle mondiale. La deuxième utilise l'effet thermique du rayonnement et est mise en œuvre dans les centrales solaires thermodynamiques.

Les centrales solaires thermodynamiques (ou CSP pour l'anglais *Concentrated Solar Power*) utilisent la concentration du rayonnement solaire direct pour transformer l'énergie électromagnétique rayonnée en chaleur à haute température (énergie thermique), puis en énergie mécanique (via un cycle thermodynamique), et enfin en énergie électrique. L'avantage principal de cette technique est la possibilité de stocker l'énergie thermique produite afin de déphaser la production électrique ou de l'étendre à des périodes où l'ensoleillement est trop faible.

Le scénario « hi-Ren » du rapport 2014 de l'Agence Internationale de l'Energie sur les perspectives du solaire thermodynamique à concentration, prévoit en 2050 une contribution de 11% du CSP à la production mondiale d'électricité. Ce scénario fait l'hypothèse d'un fort soutien aux programmes de recherche et développement dans ce domaine.

Concrètement, les centrales CSP sont de grandes installations où des champs de miroirs concentrent le rayonnement sur des tubes dans lesquels s'écoule un fluide caloporteur. On nomme cet ensemble « champ solaire ». Le fluide caloporteur est chauffé et sa chaleur utilisée dans un cycle thermodynamique, consistant à récupérer la chaleur du fluide pour générer de la vapeur et propulser une turbine. La génération directe de vapeur (ou DSG en anglais, pour Direct Steam Generation), est la technologie qui consiste à utiliser de l'eau comme fluide caloporteur dans les tubes et utiliser la vapeur produite par vaporisation pour alimenter directement une turbine à vapeur. L'architecture de la centrale est globalement plus simple que pour les autres types de centrales CSP, car il n'y a plus de circuit fluide primaire et d'échangeurs de chaleur. Cette simplicité relative est bénéfique pour la centrale, puisqu'elle mène à une baisse du coût spécifique de production de l'électricité. L'amélioration de la compétitivité économique étant un des axes majeur de développement du CSP, cette technologie est donc potentiellement intéressante. En revanche, la présence de l'écoulement diphasique eau/vapeur dans les tubes accentue le comportement dynamique déjà important du système, ce qui rend difficile la mise au point de la régulation de l'ensemble. La régulation des conditions de la vapeur générée par le champ solaire est pourtant essentielle, puisqu'une variation trop importante ou trop rapide de ses conditions (en particulier la température) est dommageable pour la turbine à vapeur.

Afin de concevoir et dimensionner un système de régulation pour le champ solaire, il faut pouvoir étudier et prévoir son comportement dynamique, notamment sous l'effet de la variation de l'ensoleillement. C'est dans ce cadre que la modélisation et la simulation sont utiles. Ces outils permettent de reproduire la dynamique du fonctionnement, mais également de simuler le fonctionnement du système de régulation envisagé.

Ce travail de thèse a été effectué au sein du Laboratoire des Systèmes Solaires Haute Température (LSHT) du CEA Tech, dans les locaux de l'Institut National de l'Energie Solaire, situé au Bourget du Lac en Savoie. Il s'inscrit dans le cadre des activités de recherche du laboratoire portant sur les centrales CSP à concentration linéaire, et a également été réalisé en partenariat avec le laboratoire RAPSODEE de l'Ecole des Mines d'Albi.

Nous présentons dans cette thèse un travail de modélisation de champs solaires linéaires utilisant la génération directe de vapeur. Certains de ces modèles utilisent des réflecteurs linéaires de Fresnel (LFR), d'autres des collecteurs cylindro-paraboliques. Pour les centrales à linéaires de Fresnel, les modèles sont utilisés pour simuler le fonctionnement des champs solaires et des stratégies de régulation qui sont proposées. Concernant les collecteurs cylindro-paraboliques, le travail a consisté à modéliser le prototype DISS, qui est une installation d'essais située sur la plateforme solaire d'Almeria (PSA) en Espagne, et qui utilise la génération directe de vapeur. Dans le cadre d'un échange avec le CIEMAT, l'organisation de recherche espagnole opérant la plateforme, des données expérimentales ont été récupérées et utilisées pour la validation du modèle.

Préalablement à la modélisation, nous présentons également dans ce manuscrit de thèse un important travail d'analyse de l'état de l'art, à la fois sur la génération directe de vapeur et ses problématiques associées, et sur les méthodes de régulation adaptées à cette technologie.

Le manuscrit est organisé en deux grandes parties, représentant au total sept chapitres différents. La première partie, regroupant les trois premiers chapitres, est consacrée à la présentation du contexte de ce travail de thèse, des généralités du domaine et de son état de l'art. La deuxième partie du manuscrit, regroupant les chapitres 4 à 7, est consacrée à la présentation des travaux réalisés.

Le chapitre 1 présente un état de l'art général sur les centrales solaires thermodynamiques à concentration. Un bref historique est proposé, puis le principe général de fonctionnement est abordé en décrivant les différents types de centrales CSP. Le stockage thermique est également présenté, puis le chapitre se termine par quelques données sur le parc actuel des centrales et les perspectives de cette filière.

Le chapitre 2 traite plus précisément de la génération directe de vapeur dans les centrales à concentration linéaire. Nous effectuons d'abord une description de son fonctionnement et des différentes architectures possibles pour sa mise en œuvre. Une partie est ensuite consacrée à la description des écoulements diphasiques eau/vapeur dans les conduites horizontales, qui constituent la caractéristique et la problématique centrale de cette technologie. Enfin, nous proposons un état de l'art des différentes programmes de recherche sur la génération directe de vapeur mis en œuvre jusqu'à aujourd'hui, ainsi que des prototypes et centrales commerciales qui fonctionnent actuellement.

Dans le chapitre 3, nous présentons une analyse de l'état de l'art sur les méthodes de régulation des champs solaires DSG. Nous abordons les différentes études de la littérature et les méthodes qu'elles proposent, certaines méthodes étant appliquées à des prototypes expérimentaux ou à des centrales commerciales. Concernant ces dernières, la confidentialité industrielle fait que les connaissances sur la régulation mise en œuvre sont limitées.

Le chapitre 4 présente dans les grandes lignes le principe de la modélisation dynamique à l'échelle système, qui est le type de modélisation utilisée dans ce travail de thèse. Nous présentons le fonctionnement du langage Modelica, ainsi que du logiciel Dymola, qui sert à la fois de plateforme pour la modélisation Modelica et de solveur numérique pour la résolution des systèmes d'équations. Nous présentons enfin la librairie de modèles ThermoSysPro, qui sert de base à notre modélisation.

Le chapitre 5 est consacré à la description du travail réalisé sur la modélisation et la simulation de champs solaires à réflecteurs linéaires de Fresnel. Ce travail a globalement abouti à la réalisation de deux modèles principaux, le deuxième ayant un dimensionnement proche du premier, mais plus évolué. Il utilise également un modèle optique plus abouti. Chaque modèle (et ses simulations rapportées) est décrit dans une partie dédiée, qui contient également la description du système de régulation proposée pour la configuration en question. La méthodologie pour la configuration de la régulation est également décrite.

Le chapitre 6 est dédié aux travaux réalisés sur la modélisation du prototype cylindro-parabolique DISS. Nous présentons la méthodologie de modélisation, en abordant ses aspects critiques comme la modélisation de l'écoulement diphasique. Nous présentons les simulations de deux journées d'essais, utilisant les mesures expérimentales communiquées par le CIEMAT. Ces mesures sont aussi utilisées pour comparaison avec les résultats de notre modèle.

Enfin, le chapitre 7 est un chapitre plus « exploratoire », qui propose une analyse conceptuelle du pilotage des centrales à génération directe de vapeur, selon qu'elles utilisent ou non un stockage thermique. Cette analyse est en partie basée sur des études de la littérature, et sur les possibilités qu'offrent les méthodes de régulation connues. Ce chapitre explore également les pistes potentielles d'intégration de prévision d'ensoleillement à court terme dans la régulation.

Partie I : Contexte, généralités et état de l'art

1. Chapitre 1 : Les Centrales Solaires Thermodynamiques à Concentration

Ce chapitre dresse un état de l'art général sur les centrales solaires thermodynamiques à concentration.

1.1. Généralités

1.1.1. Un bref historique

L'énergie solaire assure depuis la nuit des temps le fonctionnement des grands cycles naturels de notre planète : la circulation atmosphérique, le cycle de l'eau, la photosynthèse, la circulation thermohaline sont autant de phénomènes dont l'énergie rayonnée par le soleil est sinon l'unique, du moins le principal « moteur ». L'utilisation de cette énergie a également façonné de manière fondamentale le mode de vie des Hommes jusqu'il y a environ 150-200 ans, lorsque les formes « fossiles » et indirectes de l'énergie solaire comme le charbon et le pétrole (provenant de la dégradation de composés organiques issus de la photosynthèse) ont pris leur essor. Depuis cette période, le faible coût relatif de cette énergie fossile, ainsi que plus récemment l'énergie nucléaire, a éloigné l'Homme des contraintes fondamentales liées à l'utilisation directe de l'énergie solaire, notamment pour l'agriculture ou l'architecture de son habitat [1].

La première machine connue utilisant l'énergie solaire est l'invention de l'ingénieur français Augustin Mouchot en 1866. Il s'agit d'une machine constituée d'un concentrateur parabolique et d'une petite chaudière en verre permettant d'alimenter une machine à vapeur. En 1869, Mouchot publie son livre *La chaleur solaire et ses applications industrielles* [2] en même temps qu'il présente une version agrandie de sa machine. En 1878 il présente également à l'exposition universelle de Paris un prototype de four solaire pour lequel il remporte la médaille d'or de l'exposition. Autour de l'année 1872, l'ingénieur Américano-Suédois John Ericsson étudie un concept de moteur Stirling fonctionnant grâce à un récepteur parabolique solaire. Le design du moteur sera cependant breveté en 1880 avec un fonctionnement au charbon ou au gaz pour des applications de pompage. En 1886 l'Italien Alessandro Battaglia dépose les premiers brevets portant sur des concentrateurs solaires, mais ils ne trouveront pas d'applications pratiques.

C'est en 1913 que fait son apparition la toute première centrale solaire thermodynamique. L'ingénieur américain Frank Shuman construit en Égypte une centrale à récepteurs solaires cylindro-paraboliques et générant de la vapeur d'eau capable de faire tourner un moteur de 70 chevaux servant à l'irrigation de cultures. Durant la conception de cette centrale, Shuman établit les bases du dimensionnement des collecteurs cylindro-paraboliques et des considérations de rentabilité économiques [3]. Des accords sont conclus avec les gouvernements britannique et allemand pour poursuivre les recherches sur l'utilisation de l'énergie solaire en Afrique, mais la guerre éclate l'année suivante et met fin aux projets. Il est intéressant de noter que c'est la génération directe de vapeur qui a été employée pour le fonctionnement de cette centrale.



Figure 1-1: Vue des récepteurs solaires de Shuman

Il faut attendre les années 60 et les travaux de l'Italien Giovanni Francia pour voir à nouveau des avancées significatives dans le domaine des centrales solaires [4]. Francia développe en 1960-1961 un dispositif composé d'un vaporiseur couplé à un concentrateur solaire et « protégé » par une structure en nid d'abeille. Francia travaille alors depuis plusieurs années sur cette structure poreuse permettant de laisser passer le rayonnement solaire tout en limitant les pertes par réémissions radiatives et convectives. C'est également durant cette période que Francia met en pratique pour la première fois le principe des réflecteurs de Fresnel en assemblant en 1963 à Marseille, avec le soutien du CNRS français et de l'OTAN, un premier prototype de concentrateur linéaire.



Figure 1-2 : Vue du prototype de concentrateur linéaire de Fresnel de Francia [5]

Les premiers travaux pionniers ont donc démarré dans la deuxième moitié du 19è siècle, mais aucun grand projet de centrale à concentration ne voit le jour avant le début des années 1980. Il faut attendre les deux chocs pétroliers de 1973 et 1979 pour mettre fin à la toute-puissance du pétrole et engendrer une évolution des mentalités.

Dans un premier temps, des centres de recherche consacrés à l'étude de l'énergie solaire thermodynamique sont érigés au début des années 80, notamment en Espagne (avec la *Plataforma Solar de Almeria*, utilisée par le DLR allemand et le CIEMAT espagnol), en France (avec la plateforme THEMIS à Targassonne) et aux États-Unis.

À partir de 1982, le gouvernement américain propose des crédits d'impôt aux investisseurs choisissant des projets de centrales solaires ainsi qu'un tarif avantageux à long terme pour le rachat de leur électricité. C'est ainsi qu'entre 1984 et 1990, neuf centrales solaires commerciales sont construites en

Californie. Ces centrales (construites par le pionnier Luz) à capteurs solaires cylindro-paraboliques sont alors les premières au monde à être connectées au réseau électrique.

Par la suite, les années 90 voient une baisse significative des aides financières gouvernementales ainsi qu'une baisse relative du coût des énergies fossiles, et par conséquent l'installation d'une période relativement difficile pour le solaire thermodynamique à concentration. Cependant, la signature du protocole de Kyoto par de nombreux pays en 1997 traduit la prise de conscience des États des conséquences néfastes sur le climat de l'utilisation trop importante des combustibles fossiles. Conjuguée à une nouvelle augmentation forte du prix du baril au début des années 2000, la signature du protocole déclenche la relance d'importants projets de recherche et développement et de construction de centrales. On trouve notamment dans le 7è Programme cadre de Recherche et Développement de l'Union Européenne (FP7) une partie portant sur le solaire thermodynamique à concentration, qui lui reconnait un rôle à moyen et long terme au sein du mix énergétique européen.

La société Abengoa Solar inaugure en 2006 et 2009 les centrales PS10 et PS20 en Andalousie, et ouvre chaque année depuis 2009 de nouvelles centrales cylindro-paraboliques ou à tour en Espagne, Afrique du Sud et États-Unis. D'autres sociétés sont également actives dans le domaine CSP. On peut citer notamment la société BrightSource Energy, particulièrement présente sur le marché des centrales à tour : la centrale Californienne Ivanpah démarrée en octobre 2013 est la plus grande centrale thermodynamique existante à ce jour. En ce qui concerne la technologie à concentrateurs linéaires de Fresnel, c'est en 2009 que la société Novatec Solar raccorde pour la première fois au réseau une centrale LFR, avec le raccordement de Puerto Errado I, puis Puerto Errado II en 2012, au réseau espagnol. D'autres sociétés ont des projets achevés ou en cours et/ou des prototypes liés à ce marché des centrales LFR, citons notamment Areva Solar (aujourd'hui en cessation d'activité), Solar Euromed, Solar Power Group, Industrial Solar, CNIM (dont la division solaire est récemment devenue SUNCNIM), Solarlite ou le groupe ALCEN au travers de sa filiale ALSOLEN.

1.1.2. Principe de fonctionnement

Le soleil peut être considéré comme un corps noir dont la surface est à une température d'environ 5780 K. Dans ces conditions, il émet par rayonnement un flux calculable par la loi de Stefan–Boltzmann et d'environ 64.5 millions de watts par mètre carré. Par conservation de ce flux émis dans l'espace, le disque terrestre, situé à une distance moyenne de 150 millions de km, intercepte un flux moyen de 1360 W/m² au sommet de l'atmosphère. Une partie du rayonnement étant réfléchi ou absorbé par celle-ci, la valeur moyenne est d'environ 1000 W/m² à la surface de la Terre. Le rayonnement incident au sol est scindé en deux composantes : celle qui provient directement du disque solaire, c'est le rayonnement direct, et celle qui provient de la diffusion du rayonnement par les nuages ou les aérosols, c'est le rayonnement diffus.

On désigne par centrale solaire thermodynamique à concentration (ou centrale héliothermodynamique) une centrale générant de l'électricité à partir du rayonnement solaire incident direct et concentré par le biais d'un dispositif optique. La concentration du rayonnement direct permet de convertir l'énergie électromagnétique rayonnée en chaleur à haute température (énergie thermique), puis en énergie mécanique grâce à un cycle thermodynamique (généralement un cycle de Rankine), et enfin en énergie électrique au moyen d'une génératrice. La chaleur résiduelle du cycle thermodynamique peut éventuellement être valorisée. Un stockage d'énergie sous forme thermique peut également être mis en œuvre, ce qui constitue le principal avantage de ce type de centrale solaire.



Figure 1-3 : Schéma de principe du fonctionnement d'une centrale CSP

Le concentrateur est un miroir, ou un ensemble de miroirs qui concentre le rayonnement du soleil sur l'absorbeur (appelé aussi récepteur) dans lequel circule le fluide dont la chaleur est utilisée dans le cycle thermodynamique. Le fluide de travail du cycle est de l'eau dans la majorité des centrales.

L'ensemble concentrateur-récepteur constitue le capteur solaire. D'un point de vue pratique, on désigne par champ solaire l'ensemble des capteurs solaires de la centrale.

On distingue trois principales filières de centrales à concentration, chacune correspondant à un type de capteur solaire :

- Les technologies à capteurs linéaires : le fluide caloporteur circule dans des tubes absorbeurs horizontaux sur lesquels le rayonnement solaire est concentré ;
- Les technologies à tour : le rayonnement est concentré sur un récepteur central au moyen d'héliostats ;
- Les autres technologies, dont les unités parabole-moteur : une unique parabole concentre le rayonnement sur le récepteur d'un moteur, généralement Stirling, situé au point focal.

1.2. La filière des centrales à capteurs linéaires

Cette filière regroupe les technologies utilisant des capteurs répartis linéairement, c'est à dire étalés horizontalement sur de longues distances. Le fluide caloporteur circule dans des tubes absorbeurs dans lesquels il chauffe au fur et à mesure de son écoulement, puis est acheminé vers la partie de la centrale où se situent le cycle thermodynamique et la génération d'électricité.



Figure 1-4 : Vue aérienne des capteurs solaires de la centrale cylindro-parabolique de Shams, à Abu Dhabi. (Source : Shams Power group)

On distingue deux technologies au sein de cette filière : les centrales à capteurs cylindro-paraboliques et les centrales à capteurs linéaires de Fresnel.

1.2.1. Les centrales cylindro-paraboliques

Cette technologie (désignée parfois par PT pour *Parabolic Trough*) est considérée comme étant la plus mature aujourd'hui, principalement grâce au retour d'expérience des centrales SEGS en Californie raccordées au réseau depuis plus de 20 ans. La conséquence de cette maturité est que la grande majorité des centrales commerciales en opération ou en projet de nos jours fonctionne avec cette technologie. Le dernier exemple marquant en date est l'inauguration en mars 2013 de la centrale Shams 1 à Abu Dhabi aux Émirats arabes unis. Cette centrale, d'une capacité unitaire de 100 MWe, utilise de l'huile synthétique comme fluide caloporteur et dispose d'un bloc de puissance auxiliaire (brûleurs à fuel) en guise d'appoint pour les périodes de faible ensoleillement.



Figure 1-5 : Schéma de principe de la centrale Shams 1. (Source : Shams Power group)

L'huile synthétique provenant du champ solaire échange sa chaleur avec de l'eau ou de la vapeur d'eau au sein d'un échangeur étagé en trois sections : une section de préchauffage où l'eau est chauffée jusqu'au point de vaporisation, puis une section de vaporisation où l'eau est transformée en vapeur, et enfin une section de surchauffe où la vapeur est chauffée au-delà de la température de saturation. Après un éventuel appoint thermique fossile, la vapeur haute pression et haute température est ensuite détendue dans une turbine commerciale couplée à une génératrice.

Une section de capteur cylindro-parabolique est constituée d'un miroir de forme parabolique et d'un tube absorbeur disposé au niveau de sa ligne focale.



Figure 1-6 : Vue de capteurs d'une centrale SEGS Californienne [6]

Les capteurs cylindro-paraboliques sont montés sur un système de suivi du soleil relativement simple, car sur un seul axe, orienté Nord-Sud ou Est-Ouest. Les champs solaires orientés Nord-Sud présentent des performances optiques plus variables selon les saisons, avec une efficacité maximale durant l'été et plus faible en hiver. L'orientation Est-Ouest est caractérisée par moins de variations saisonnières, mais récolte moins d'énergie annuellement que l'orientation Nord-Sud.



Figure 1-7 : Schématisation d'un capteur SEGS et de son système de support/suivi [6]

1.2.1.1. Le caloporteur huile

L'huile synthétique est le fluide caloporteur le plus utilisé actuellement dans les absorbeurs des centrales cylindro-paraboliques commerciales. Ses propriétés thermohydrauliques sont intéressantes pour le transfert thermique dans les échangeurs huile/eau, mais possède quelques inconvénients, notamment son coût et sa nocivité pour l'environnement en cas de fuite.

De par son coût également élevé, c'est l'échangeur huile/eau qui représente le principal inconvénient de la technologie cylindro-parabolique à caloporteur huile.

1.2.1.2. Caloporteur eau : la génération directe de vapeur

Bien qu'ayant un potentiel important de réduction des coûts de construction et d'exploitation par rapport aux centrales PT à huile, la génération directe de vapeur (ou DSG pour *Direct Steam Generation*) dans les capteurs cylindro-paraboliques n'est à ce jour utilisée que dans une seule centrale commerciale, la centrale TSE-1 en Thaïlande. Cette centrale de 5 MWe a été inaugurée en 2012, et a été développée par la société allemande Solarlite. D'autres projets de construction de centrales similaires en Thaïlande sont en cours actuellement.

La DSG consiste à utiliser le fluide de travail du cycle thermodynamique également comme fluide caloporteur : la vapeur d'eau est générée directement dans le champ solaire de la centrale, ce qui supprime le circuit huile et les échangeurs eau/huile coûteux. La difficulté de cette technologie réside dans les conditions de haute pression et haute température nécessaires au turbinage du fluide, ainsi qu'à la présence d'un écoulement diphasique dans les tubes absorbeurs. Nous présenterons la DSG de manière détaillée dans le chapitre qui lui est consacré.

1.2.1.3. Les sels fondus

Des équipes de recherche de l'Agence italienne pour la Recherche sur l'Energie (ENEA) étudient actuellement l'utilisation de sels fondus comme fluide caloporteur dans les capteurs cylindroparaboliques [7]. Dans le cadre du projet Archimede, une centrale utilisant les sels fondus à la fois
comme fluide caloporteur et fluide de stockage est en phase de démonstration sur le site de ENEL, à Priolo Gargallo en Sicile.

1.2.2. Les centrales à réflecteurs linéaires de Fresnel

Cette technologie, désignée par l'acronyme LFR (pour *Linear Fresnel Reflector*) est la deuxième déclinaison possible de la filière des centrales à capteurs linéaires. Un ensemble de miroirs plans disposés de manière horizontale concentre le rayonnement sur un ou plusieurs récepteurs situés audessus du champ solaire.

Le nom de cette technologie fait référence au principe de la lentille de Fresnel, permettant d'obtenir une courte distance focale sans le poids et le volume élevés d'une lentille classique. Le jeu de miroirs plans joue en quelque sorte le rôle d'une lentille de Fresnel.



Figure 1-8 : Schéma en coupe d'une lentille de Fresnel (1) et de sa lentille pleine équivalente (2) (source : Wikipedia, article "lentille de Fresnel")



Fresnel Reflector Panels

Figure 1-9 : Schéma de principe d'un LFR [8]

La configuration du récepteur utilisée dans les LFR peut varier, mais elle inclue souvent un réflecteur secondaire permettant de concentrer davantage le rayonnement, et d'un ou plusieurs tubes absorbeurs.

La technologie présente plusieurs avantages par rapport à la technologie cylindro-parabolique :

- Un jeu de miroirs plans remplace le concentrateur parabolique : la fabrication est donc plus simple et moins coûteuse ;
- La position fixe du récepteur se prête mieux à l'utilisation de la génération directe de vapeur
- L'utilisation de l'espace au sol est optimisée.

Les travaux de Mills [9] ont permis d'introduire le concept de réflecteur linéaire de Fresnel compact (CLFR).



Figure 1-10 : Schéma de principe d'un CLFR [9]

Le principe est de disposer plusieurs récepteurs au-dessus du champ solaire au lieu d'un seul. La multiplication des lignes focales permet d'optimiser le suivi du soleil et donc la concentration, en réduisant notamment les effets d'ombre.

La technologie des réflecteurs linéaires de Fresnel est très jeune, elle n'est entrée que récemment dans sa phase de commercialisation. La centrale Puerto Errado 1 située dans la région de Murcia en Espagne fut en 2009 la première centrale LFR au monde à être raccordée au réseau électrique. D'une capacité de 1.4 MW électrique, elle fut suivie en 2012 de Puerto Errado 2 d'une capacité de 30 MWe.



Figure 1-11 : Vue de la centrale PE2 (source : Novatec Solar)

Nous aborderons cette technologie plus longuement dans les prochains chapitres de notre étude, puisque les centrales LFR existantes sont presque exclusivement en génération directe de vapeur.

1.3. La filière des centrales à tour

La centrale à tour consiste en un champ de miroirs, appelés héliostats, qui concentrent le rayonnement solaire sur le récepteur d'une tour située au sud ou au centre du champ solaire. La concentration atteinte avec ce dispositif est plus élevée qu'avec une configuration à capteurs linéaires, ce qui permet d'atteindre des températures plus élevées pour les fluides de transfert, entre 200°C et 1000°C. Les héliostats sont des miroirs plans montés sur des supports qui suivent la course du soleil selon deux axes : l'axe azimutal et l'axe d'élévation. Le suivi du soleil est donc plus complexe et coûteux à mettre en œuvre.

Cette filière comporte également plusieurs technologies différentes, selon le type de fluide caloporteur utilisé.

1.3.1. Centrales à caloporteur sels fondus



Figure 1-12 : Schéma de principe des centrales à caloporteur sels à stockage direct [10]

Avec cette technologie, le sel liquide sert à la fois de fluide caloporteur et de fluide de stockage. La multiplication des héliostats permet de produire ponctuellement de la chaleur en excès par rapport à la demande électrique et de la stocker dans le réservoir chaud de la centrale. Le sel fondu étant chauffé plus fortement que dans les capteurs linéaires, la différence de température entre les réservoirs chaud et froid est plus élevée et la quantité de fluide pour stocker la même quantité d'énergie est donc moindre.

L'état de l'art de cette technologie est représenté par la centrale commerciale Gemasolar (également nommée Solar Tres) construite par la société Torresol Energy et inaugurée en Andalousie en 2011. Cette centrale fournit 19.9 MW électriques et a hérité de l'expérience acquise sur les projets THEMIS en France, et Solar One et Solar Two aux États-Unis. Gemasolar dispose d'un champ de 2650 héliostats répartis à 360°C autour de la tour sur une surface de 185 hectares. Elle dispose de réservoirs de stockage permettant d'assurer 15 heures de production sans ensoleillement.



Figure 1-13 : Vue de la centrale Andalouse Gemasolar (source : Torresol Energy)

1.3.2. Centrales à caloporteur eau/vapeur

Comme pour la filière à capteurs linéaires, la génération directe de vapeur dans les centrales à tour permet de s'affranchir d'un échangeur thermique fluide caloporteur/fluide de travail. L'eau est vaporisée dans le récepteur de la tour et utilisée directement dans le cycle thermodynamique, avec éventuellement un stockage tampon de faible quantité. La génération de vapeur surchauffée permet d'une part d'utiliser des turbines plus compactes et moins coûteuses que pour de la vapeur saturée [11], et d'autre part de travailler proche de l'efficacité maximale. La surchauffe engendre cependant les mêmes problèmes de forts gradients thermiques dans les récepteurs que dans les technologies à capteurs linéaires. Les centrales commerciales espagnoles (PS10 et PS20) qui furent les premières à être raccordées au réseau (respectivement en 2007 et 2009) utilisent la génération de vapeur saturée.



Figure 1-14 : Vue de la centrale PS20 (source : Abengoa Solar)

Le projet américain IvanPah actuellement en cours de réalisation prévoit la mise en service dans le désert de Mojave de trois unités de production utilisant de la vapeur surchauffée, pour un total de 377 MW électriques produits.



Figure 1-15 : Vue d'une unité de la centrale Ivanpah (source : Ivanpah Solar)

1.3.3. Centrales à caloporteur air

La configuration est semblable à celle des tours à caloporteurs sels, mais le fluide utilisé est de l'air à pression atmosphérique chauffé dans un récepteur volumétrique poreux. Le récepteur à air rend l'inertie thermique de la centrale assez faible, ce qui facilite des démarrages rapides. Cependant, et même si le design est globalement relativement simple, cette technologie souffre du manque de développement de récepteurs performants, ce qui aboutit à un rendement final assez faible. Il n'existe pas à notre connaissance de centrales commerciales à tour utilisant cette technologie. Seules des installations expérimentales ont été exploitées, notamment à PSA par le DLR et le CIEMAT [11].

1.4. Les unités parabole-moteur

Une unité parabole-moteur est constituée d'un concentrateur parabolique, un récepteur situé au point focal, et d'un moteur. L'ensemble du dispositif dispose d'un tracking altazimutal. C'est généralement un moteur Stirling qui est utilisé, on parle alors d'unité parabole-Stirling. Une unité ne peut produire qu'une faible puissance électrique (de l'ordre de quelques dizaines de kW) mais possède le meilleur rendement solaire-électrique parmi les différentes technologies CSP existantes. Cette technologie est relativement chère et difficilement compatible avec le stockage thermique et l'hybridation, mais ses partisans affirment que son coût baissera avec une production à l'échelle industrielle [12].

Il n'existe pas aujourd'hui de centrale commerciale de ce type en fonctionnement. La *Maricopa Solar Plant*, située en Arizona a été démantelée en 2011. D'une capacité de 1.5 MWe, la centrale comptait 60 unités parabole et a été exploitée entre 2010 et 2011.



Figure 1-16 : Vue de la centrale Maricopa (source : Tessera Solar)

1.5. Le stockage thermique

Le stockage de chaleur est un des principaux avantages du solaire thermodynamique à concentration par rapport au solaire photovoltaïque ou à l'éolien. La capacité à délivrer une production électrique même en cas de passage nuageux ou durant la nuit permet d'adapter potentiellement cette technologie à des climats plus exigeants, pourvu que l'ensoleillement soit suffisant.

Le stockage thermique est toujours actuellement dans sa phase de recherche et développement, et il n'existe pas encore véritablement de technologie « standard » ou disponible « sur étagère ».

On peut classifier les technologies de stockage de différentes façons, nous les distinguons ici selon le type de chaleur stockée.

1.5.1. Le stockage par chaleur sensible

Dans le cas d'un stockage indirect, ce type de stockage consiste à utiliser le fluide caloporteur en sortie du champ solaire pour chauffer un matériau, classiquement solide ou liquide, et ainsi disposer d'un « réservoir » de chaleur. Au moment du besoin en déstockage, il suffit de faire circuler le fluide caloporteur plus froid dans le stockage pour que le matériau restitue la chaleur. Les centrales cylindroparaboliques Andasol espagnoles utilisent ce dispositif et disposent d'un stockage de 7.5 heures. Il s'agit d'une configuration comportant un réservoir chaud et un réservoir froid, contenant généralement un mélange de sels liquides (60% de nitrate de sodium et 40% de nitrate de potassium). Lors des phases de stockage, le fluide est pompé du réservoir froid, chauffé dans un échangeur par le fluide caloporteur, puis envoyé dans le réservoir chaud. La circulation s'inverse lors des phases de déstockage.

La configuration du stockage direct est plus simple : il s'agit d'utiliser le fluide caloporteur également comme fluide de stockage. Le fluide caloporteur est chauffé dans le champ solaire puis dirigé vers des réservoirs où il est stocké. Le stockage le plus performant de ce type en termes de nombre d'heures de production est celui de la centrale à sels fondus Gemasolar située en Andalousie. Le stockage permet 15 heures de production à charge nominale sans ensoleillement, ce qui fait de Gemasolar la seule centrale commerciale pouvant produire 24h/24h.

Le stockage par chaleur sensible est la technologie la plus aboutie à ce jour, et la plus largement utilisée. Son rendement (proportion d'énergie récupérée par rapport à l'énergie stockée) par cycle est supérieur à 95%. Ce type de stockage est intéressant pour une utilisation dans les centrales à tour et l'est moins avec les centrales à capteurs linéaires. En effet, dans une centrale à tour, la différence de température du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du récepteur est plus importante que dans une centrale cylindroparabolique. La quantité d'énergie stockée de manière sensible est donnée par la relation suivante :

$$Q = MC_p \Delta T$$

où m est la masse de matériau de stockage, C_p sa chaleur massique spécifique, et ΔT l'écart de température entre le fluide à son point chaud et son point froid. L'énergie stockée est directement proportionnelle à la masse de fluide stockée et à l'écart de température entre le fluide chaud et froid. Dès lors, on comprend aisément que chauffer plus fortement le fluide caloporteur permet de réduire la taille des réservoirs de stockage.

1.5.2. Le stockage par chaleur latente

Cette technologie utilise un matériau de stockage dont la température de changement de phase est située entre la température d'entrée et la température de sortie du fluide caloporteur dans le champ solaire. De cette façon, on peut exploiter la chaleur latente du matériau lorsqu'il va changer de phase grâce à un échangeur thermique et au fluide caloporteur. Le changement de phase du matériau de stockage est généralement solide-liquide, car la variation de volume est faible par rapport à une transition liquide-gaz, même si la capacité de stockage est plus forte dans ce cas.

La capacité volumique de stockage par chaleur latente est plus élevée qu'avec la chaleur sensible, ce qui la rend avantageuse. Le fait que la transition de phase se fasse à température constante (imposée par le matériau) est également un avantage. La chaleur stockée (dans le cas d'une transition solide-liquide) est donnée par la relation :

$$Q = M [C_{p_s}(T_m - T_s) + h + C_{p_l}(T_l - T_m)]$$

où h est la chaleur latente de fusion, m est la masse de matériau de stockage, C_{p_s} la chaleur massique spécifique de sa phase solide, C_{p_l} celle de sa phase liquide, T_m , T_s et T_l respectivement la température de fusion du matériau solide, la température du matériau de stockage solide en mode chaleur déstockée, et la température du matériau de stockage liquide en mode chaleur stockée.

La technologie de stockage par chaleur latente n'est qu'à un stade de recherche et développement et n'est pas encore utilisée dans les centrales commerciales.

1.5.3. Le stockage thermochimique

Ce type de stockage utilise une réaction chimique réversible, endothermique dans le sens direct et exothermique dans le sens inverse :

$$A + \Delta H \leftrightarrow B$$

A est le composé réactif, B le produit et ΔH l'enthalpie de réaction. La chaleur du fluide caloporteur est utilisée par le réactif A pour générer le produit B. Ce dernier est ensuite stocké à température ambiante, ce qui représente un avantage important, car les pertes thermiques sont faibles. On peut ensuite récupérer l'énergie stockée grâce à la réaction inverse. L'énergie stockée s'exprime par la relation :

$$Q = a_r M \Delta h$$

où a_r est la fraction de réaction chimique, M la masse de matériau et Δh l'enthalpie massique de réaction.

Si le stockage thermochimique présente potentiellement une capacité de stockage plus importante que les autres technologies, il est encore peu développé et non mis en œuvre dans les centrales CSP commerciales. Il souffre de quelques limitations (dont certaines communes aux autres formes de stockage) [13] : efficacité du transfert thermique, réversibilité de la réaction, stabilité des cycles charge-décharge et coût.

1.6. Les centrales hybrides solaire/combustible

Nous traitons dans ce paragraphe uniquement les configurations d'hybridation utilisées dans les centrales commerciales actuelles ou en construction, et ne mentionnons pas les concepts marginaux.

On peut considérer que deux concepts existent en matière d'hybridation : le concept des centrales solaires utilisant un appoint thermique provenant d'un combustible fossile, et le concept des centrales thermiques fossiles (typiquement du charbon) utilisant un champ solaire en guise d'appoint thermique.

En ce qui concerne le premier concept, il s'agit d'assurer le fonctionnement du cycle thermodynamique en continuant à produire de la vapeur la nuit où lors de passages nuageux importants, et ce lorsque la centrale CSP ne dispose pas de stockage. Pour les centrales cylindro-paraboliques par exemple, il s'agit d'intégrer au circuit un brûleur à combustible fossile pour remplacer le champ solaire en chauffant l'huile caloporteuse. L'appoint fossile peut également être utilisé sur le fluide de travail, en surchauffant la vapeur pour atteindre une meilleure efficacité du cycle. La centrale Shams 1 utilise ces deux technologies d'appoint fossile : voir la Figure 1-5.

Le deuxième concept d'hybridation permet aux centrales thermiques de réduire leur consommation de combustible fossile. Le champ solaire est utilisé pour préchauffer l'eau des centrales à cycle combiné, on parle alors de système ISCC (*Integrated Solar Combined Cycle*), ou bien pour produire directement de la vapeur qui sera ajoutée à celle produite par les brûleurs fossiles. La centrale à charbon australienne de Kogan Creek, actuellement en construction, utilisera cette technologie d'hybridation. Les récepteurs linéaires de Fresnel généreront de la vapeur surchauffée qui sera détendue dans les étages intermédiaires de la turbine, tandis que les brûleurs à charbon généreront de la vapeur à l'état supercritique utilisant les étages haute pression de la turbine [14].

1.7. Etat actuel du parc CSP et perspective

D'après [15], la puissance installée mondiale des centrales opérationnelles est d'environ 4 GW électriques. Un chiffre plus récent mentionne une puissance installée d'environ 5 GWe à la fin de l'année 2015 [16]. À la fin de l'année 2013, d'après [13], [17], les centrales CSP espagnoles représentaient 78% de ce parc mondial (d'environ 2600 MWe) et les centrales américaines 21%.

D'autres pays possèdent des centrales CSP en exploitation ou en construction, notamment l'Inde, l'Afrique du Sud, la Chine, le Maroc, Israël, l'Italie, l'Iran, l'Australie, l'Algérie, la Chine, l'Égypte, les Émirats arabes unis et la France.

Précisons que les quelques chiffres donnés ici excluent les centrales de démonstration, les prototypes de recherche et développement, ainsi que les installations solaires hybridant les centrales thermiques fossiles ou alimentant en vapeur des procédés chimiques industriels.

Au travers de son scénario « hi-Ren » du rapport de 2014 (et 2010) [15], [18] sur les perspectives du solaire thermodynamique concentré, l'Agence Internationale de l'Energie estime qu'avec un soutien approprié de ses programmes de recherche et développement, le CSP pourrait représenter 11% de la production mondiale d'électricité en 2050.

1.8. Vers la génération directe de vapeur pour la filière cylindro-parabolique et dans les récepteurs linéaires de Fresnel

Les centrales CSP utilisant de la vapeur d'eau en tant que fluide de travail du cycle thermodynamique (hormis les centrales à cycle organique), il apparait alors évident de considérer la génération directe de vapeur comme possible configuration.

La DSG a d'abord été envisagée dans les centrales à tour au début des années 80. Le prototype américain Solar One, a fonctionné entre 1982 et 1986 et produisait de la vapeur surchauffée à 100 bar et 516°C. Des problèmes récurrents liés principalement à la surchauffe ont conduit au choix des sels fondus comme fluide caloporteur pour la conversion de Solar One en Solar Two. Plusieurs projets de recherche, notamment à l'institut Israélien Weizmann, ont connu de meilleurs résultats en produisant de la vapeur saturée, ce qui a finalement conduit les concepteurs des premières centrales à tour commerciales, PS10 et PS20, à faire ce choix technologique.

En parallèle de ces études sur la DSG dans la filière à tour, des programmes de recherche et développement sur la DSG applicable à la filière cylindro-parabolique ont démarré au début des années 90. Ces programmes, principalement mis en œuvre par le DLR et le CIEMAT et dont nous discuterons en détail dans un autre chapitre, visent à étudier et résoudre les problèmes liés à la DSG dans les tubes absorbeurs des centrales et démontrer sa faisabilité. De par la simplicité relative de la configuration des récepteurs de Fresnel, c'est finalement avec la filière LFR que la génération directe de vapeur dans les capteurs linéaires trouve une application commerciale. De petites sociétés comme Novatec Solar (Allemagne, aujourd'hui Frenell), Solar Power Group (Allemagne) ou Solar Euromed (France) utilisent comme base les travaux plus ou moins avancés du DLR pour se lancer dans la commercialisation de ce type de centrale. Certaines études ont en effet démontré une réduction significative du coût normalisé de l'électricité par rapport à une configuration à huile (ou LEC pour Levelized Electricity Cost, également désigné par LCOE pour Levelized Cost of Electricity), jusqu'à 11% [19], [20]. Précisons que le LEC est l'indicateur économique couramment utilisé pour l'analyse des centrales solaires thermodynamiques. Il est généralement donné en c€/kWh et représente le rapport de la valeur actualisée de la somme des coûts annuels d'investissement, d'exploitation et maintenance, et du combustible (pour les centrales hybrides), sur la production électrique annuelle.

Les centrales CSP à linéaires de Fresnel sont aujourd'hui les plus nombreuses sur le marché commercial actuel (ou en construction) du CSP à génération directe de vapeur, bien qu'elles ne soient pas majoritaires en termes de puissance installée.

1.9. Références

- [1] C. Silvi, "History and Future of Renewable Solar Energy," *Development*, vol. 51, no. 3, pp. 409-414, Sep. 2008.
- [2] A. Mouchot, *La chaleur solaire et ses applications industrielles*. 1869.
- [3] The New York Times, "American Inventor Uses Egypt's Sun for Power," 1916.
- [4] C. Silvi, "THE WORK OF ITALIAN SOLAR ENERGY PIONEER GIOVANNI FRANCIA (1911-1980)," 2005.
- [5] C. Silvi, "The pioneering work on linear Fresnel reflector concentrators (LFCs) in Italy," in *SolarPACES2009*, 1869.
- [6] T. A. Stuetzle, "Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI Parabolic Trough Plant by," 2002.
- [7] A. Maccari et al., "Archimede Solar Energy molten salt parabolic trough demo plant : a step ahead towards the new frontiers of CSP," in *Energy Procedia*, 2015, vol. 69, pp. 1643-1651.
- [8] German Aerospace Center (DLR) report, "AQUA-CSP: Concentrating Solar Power for Seawater Desalination," 2007.
- [9] D. R. Mills and G. L. Morrison, "COMPACT LINEAR FRESNEL REFLECTOR SOLAR THERMAL POWERPLANTS," *Solar Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263-283, 2000.
- [10] R. Pitz-paal, J. Dersch, and B. Milow, "ECOSTAR Roapmap Document, Technical Report (DLR)," 2004.
- [11] P. Garcia, "Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur", Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2007.
- [12] H. L. Zhang, J. Baeyens, J. Degrève, and G. Cacères, "Concentrated solar power plants: Review and design methodology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 466-481, Jun. 2013.
- [13] S. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, no. 4, pp. 285-319, 2013.
- [14] "http://www.csenergy.com.au.".
- [15] OECD/IEA, "Technology Roadmap Concentrating Solar Thermal Electricity," 2014.
- [16] "http://social.csptoday.com/markets/global-csp-capacity-forecast-hit-22-gw-2025.".
- [17] Y. Tian and C. Y. Zhao, "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications," *Applied Energy*, vol. 104, pp. 538-553, 2013.
- [18] OECD/IEA, "Technology Roadmap Concentrating Solar Power," 2010.

- [19] M. Eck et al., "The potential of direct steam generation in parabolic troughs results of the German project DIVA," in *Proceedings of the 14th Biennal CSP SolarPACES Symposium*, 2008.
- [20] J. F. Feldhoff, M. Eck, D. Benitez, and K.-jürgen Riffelmann, "Economic Potential of Solar Thermal Power Plants with Direct Steam Generation compared to HTF Plants," in *Proceedings* of the ES2009 Conference, 2009, pp. 663-671.

2. Chapitre 2 : La génération directe de vapeur, généralités et état de l'art

Ce chapitre présente les concepts fondamentaux sous-jacents à l'utilisation de la DSG, ainsi que l'état de l'art industriel de cette technologie. Bien que certains éléments sur la DSG dans la filière des centrales à tour soient présentés, l'écriture se concentre sur la filière des centrales linéaires.

2.1. Le cycle de Rankine

Ainsi que pour la plupart des centrales électriques conventionnelles, notamment nucléaires, les centrales CSP utilisent un cycle de Rankine eau/vapeur pour produire un travail mécanique et propulser une génératrice électrique. Les figures ci-dessous illustrent un cycle de Rankine avec surchauffe dans un diagramme P-h et sa mise en œuvre dans une centrale DSG schématisée en Fresnel de manière simplifiée. Une description des processus thermodynamiques sous-jacents est également proposée.



Figure 2-1: Cycle de Rankine avec surchauffe

1-2-3-4 : Gain de chaleur isobare. L'eau alimentaire est préchauffée jusqu'à la saturation liquide dans le champ solaire (et éventuellement par une préchauffe hors-champ). L'eau est ensuite vaporisée de manière isotherme jusqu'à la saturation vapeur, puis la vapeur est ensuite surchauffée. Selon le mode opératoire de la centrale, la vaporisation et la surchauffe se font dans la même section de champ solaire, ou bien dans deux sections distinctes. Le processus est idéalement isobare, mais le fluide subit une perte de charge dans les tubes absorbeurs et la tuyauterie externe.

4-5 : détente isentropique. La vapeur surchauffée cède de l'énergie spécifique à la turbine sous la forme d'une détente et d'une perte enthalpique. Le processus idéal est isentropique, mais l'entropie réelle du fluide augmente et conduit à un transfert d'énergie moindre sur les aubes de turbine. Selon la configuration de bloc de puissance, la vapeur reste surchauffée après la détente, ou bien repasse dans la zone diphasique sous la saturation.

5-6 : perte de chaleur isobare. La vapeur d'eau est désurchauffée (si besoin), condensée puis sousrefroidie dans le condenseur. Le processus idéal est isobare, mais le fluide subit une perte de charge dans l'échangeur. **6-1** : **pompage isentropique**. L'eau liquide est pompée et sa pression est amenée à pression de fonctionnement du champ solaire. Le processus est au mieux isentropique, mais en pratique les irréversibilités provoquent un léger transfert de travail en chaleur et le fluide gagne en entropie.

2.2. L'architecture d'un champ solaire linéaire DSG

La principale contrainte d'un champ solaire est de fournir de la vapeur d'eau à la turbine et au stockage thermique à une température aussi stable que possible dans des conditions de fonctionnement nominales, et ce malgré les transitoires de l'irradiation incidente inhérents à la nature même de la ressource solaire. Le champ solaire doit par conséquent être concu et dimensionné pour répondre à cette contrainte et de façon à ce que la technologie DSG soit compétitive. La question de la régulation des écoulements en ébullition convective a été abordée dès les prémices du concept, ce qui explique qu'une partie importante des études du programme DISS (dont il est question dans la suite de ce chapitre) ait été dédiée aux méthodes de régulation. La génération de vapeur doit être régulée par un système dépendant fortement de la configuration même du champ solaire. La préchauffe, la vaporisation et la surchauffe mettent en jeu des phénomènes physiques différents, chacun associé à des propriétés thermo hydrauliques différentes. On peut alors comprendre la possibilité d'une architecture prenant en compte ces différences. La préchauffe et la surchauffe sont caractérisées par des transferts thermiques convectifs monophasiques, alors que la vaporisation a lieu avec un transfert de chaleur isotherme dans un écoulement diphasique d'ébullition convective, générant des phénomènes dynamiques rapides parfois difficiles à caractériser et dont la gestion est toujours délicate au niveau du contrôle commande. Les écoulements diphasiques eau/vapeur en configuration horizontale sont abordés dans un autre paragraphe de ce chapitre.

Les études traitant de l'architecture d'un champ solaire DSG ont commencé avec le programme DISS, impliquant principalement des chercheurs du CIEMAT et du DLR. Trois configurations possibles furent identifiées [1] : la « recirculation », le « once-through » et « l'injection ».

2.2.1. L'architecture en recirculation

En recirculation, l'eau est préchauffée et vaporisée dans une première partie du champ solaire, que l'on nomme alors vaporiseur, puis la vapeur est surchauffée dans une autre partie, le surchauffeur. L'eau sous-refroidie est injectée en entrée du vaporiseur, chauffée jusqu'à saturation liquide, puis vaporisée jusqu'à un titre vapeur inférieur au niveau de saturation. L'écoulement diphasique est recueilli par un ballon qui fait également office de séparateur de phases. L'eau liquide est « recirculée » par une pompe en entrée du vaporiseur où elle est mélangée avec l'eau d'alimentation provenant du bloc de puissance. La vapeur saturée, est quant à elle envoyée à l'admission du surchauffeur. La figure ci-dessous schématise l'architecture. Le titre vapeur en sortie de vaporiseur se situe généralement entre 60% et 80% [2]. Il doit être assez élevé pour assurer un niveau de production de vapeur important et éviter une consommation auxiliaire trop importante de la pompe de recirculation, et assez bas pour avoir une marge par rapport à la saturation vapeur. Le titre vapeur peut se définir par un état thermodynamique, comme décrit dans l'équation ci-dessous. $x_{th,o}$ est le titre vapeur de sortie, P la pression nominale du vaporiseur, h_i et h_0 les enthalpies massiques d'entrée et de sortie, $h_{sat,l}$ l'enthalpie massique de saturation liquide, $h_{sat,v}$ celle à saturation vapeur. Ces deux derniers termes dépendent de la pression nominale P, que l'on suppose constante dans le vaporiseur pour les besoins du dimensionnement et des bilans énergétiques.



Figure 2-2: Schéma de principe d'un champ solaire en recirculation

$$x_{th,o} = \frac{h_0 - h_i}{h_{sat,v}(P) - h_{sat,l}(P)}$$
(II-1)

L'enthalpie massique de sortie peut être calculée à partir d'un bilan d'énergie, connaissant la puissance solaire absorbée par le vaporiseur. L'enthalpie massique d'entrée peut être calculée à partir d'un bilan énergétique sur le mélange en entrée du champ solaire :

$$h_{i} = \frac{Q_{feed} \ h_{feed} + Q_{recir} \ h_{recir}}{Q_{feed} + Q_{recir}} \tag{II-2}$$

Où Q_{feed} est le débit massique d'eau alimentaire, h_{feed} son enthalpie massique, Q_{recir} le débit massique de recirculation, et h_{recir} l'enthalpie massique de l'eau recirculée. Si r est le rapport des deux débits :

$$r = \frac{Q_{recir}}{Q_{feed}} \tag{II-3}$$

On peut alors réécrire l'enthalpie massique d'entrée :

$$h_i = \frac{1}{1+r}h_{feed} + \frac{r}{1+r}h_{recir}$$
(II-4)

Avec, en négligeant les pertes thermiques et de pression dans le circuit de recirculation :

$$h_{recir} = h_{sat,l}(P) \tag{II-5}$$

En pratique, l'eau liquide recirculée n'est pas à saturation puisque sa pression est augmentée pour éviter la cavitation en entrée de pompe (celle-ci est donc généralement installée en contrebas du ballon séparateur).

2.2.2.L'architecture Once-through

Avec l'architecture « once-through », il n'y a pas de ballon pour assurer la séparation des phases entre le vaporiseur et le surchauffeur. La vaporisation et la surchauffe se font dans la même partie du champ solaire.



Figure 2-3: Schéma de principe d'un champ solaire en once-through

De la vapeur sèche est attendue en sortie de ligne, et l'eau d'alimentation en entrée provient uniquement du bloc de puissance. Du fait du fort comportement dynamique du système de génération de vapeur, la localisation des points de transition entre la préchauffe et la vaporisation d'une part, et la vaporisation et la surchauffe d'autre part, ne sont ni fixe, ni connus précisément. Ces positions peuvent néanmoins être estimées par des bilans d'énergie stationnaires, en calculant la position le long de la ligne où l'enthalpie massique atteint $h_{sat,l}(P)$ et $h_{sat,v}(P)$. La figure ci-dessous schématise de manière simplifiée l'allure de l'écoulement dans la ligne :



Figure 2-4: Schématisation de l'écoulement diphasique en once-through [3]

2.2.3. L'architecture en injection

Dans cette architecture, plusieurs injecteurs d'eau alimentaire sont répartis le long de la ligne et un faible débit y est à chaque fois injecté. Comme pour le mode once-through, la vaporisation et la surchauffe se font dans la même ligne, et la connaissance précise des enthalpies de l'eau/vapeur est donc également difficile. Cette connaissance est pourtant nécessaire au bon réglage du système de contrôle, c'est la raison pour laquelle ce mode de fonctionnement n'est pas utilisé actuellement à notre connaissance. Au

début des études sur la DSG, ce mode de fonctionnement était pourtant considéré comme prometteur pour sa bonne stabilité potentielle.



Figure 2-5: Schéma de principe d'un champ solaire en injection

2.3. Les écoulements diphasiques en conduites horizontales

On désigne par écoulement diphasique un écoulement de fluide présentant deux de ses phases sur une certaine section considérée de l'écoulement. Les écoulements diphasiques représentent un vaste domaine d'étude du champ de la mécanique des fluides, et s'étudient aussi bien en physique fondamentale qu'ils trouvent des applications concrètes dans de nombreux procédés industriels. L'objet de cette section n'est pas de faire un état de l'art exhaustif sur les connaissances du domaine, mais d'introduire les notions importantes qui concernent le sujet d'étude de la thèse. Dans le cadre de la DSG, il s'agit d'un écoulement eau/vapeur se produisant dans un ou plusieurs tubes horizontaux parallèles disposés sur de longues distances, dans la section du champ solaire correspondant au vaporiseur.

2.3.1. Le régime d'écoulement

La coexistence d'eau liquide et de vapeur dans les tubes horizontaux peut se faire selon différentes configurations, aussi appelées régimes, qui dépendent de différents paramètres, dont principalement la vitesse des phases et la puissance reçue à la paroi des tubes. Le régime évolue au fur et à mesure de l'écoulement du mélange diphasique dans la ligne [4], [5].



Figure 2-6: Evolution possible du régime d'écoulement diphasique dans un évaporateur horizontal [6]

Durant le préchauffage et lorsque l'eau liquide atteint la saturation, de petites bulles commencent à se former à la paroi du tube, puis se détachent, c'est **l'écoulement à bulles** (*bubbly flow*). Si les forces de viscosité prédominent dans l'écoulement, les bulles se répartissent de manière homogène, alors qu'elles vont se situer plutôt dans le haut de la conduite si les forces de gravité ou de flottabilité l'emportent.



Figure 2-7: Représentation d'un écoulement à bulles [6]

Si l'évaporation continue, la quantité de vapeur produite augmente et les bulles se rassemblent en structures plus large, ou *coalescent*, formant ainsi des poches de gaz dans la partie supérieure de l'écoulement. C'est **l'écoulement à poches de gaz** (*plug flow*), parfois classifié comme écoulement *intermittent*.



Figure 2-8: Représentation d'un écoulement à poches de gaz [6]

En cas de débit de gaz et liquide faibles, les forces gravitationnelles tendent à séparer les deux phases. La vapeur reste au-dessus du liquide, avec une interface relativement lisse. On est dans ce cas en présence d'un **écoulement stratifié lisse** (*stratified smooth*). Si la vitesse du gaz augmente, des vagues se forment à la surface du liquide, c'est l'**écoulement stratifié à vagues**. On cherche généralement à éviter ce type d'écoulement dans un évaporateur horizontal DSG, car les coefficients d'échange thermique à la paroi diffèrent selon la phase en contact et peuvent provoquer de fortes hétérogénéités de température dans la circonférence du tube.



Figure 2-9: Représentation d'un écoulement stratifié [6]

Si le débit de gaz augmente encore, les vagues vont jusqu'à toucher le haut du tube et forment alors des bouchons de liquide. C'est l'écoulement à bouchons de liquide. Lorsque la vitesse liquide augmente encore, il vient se former un film liquide contenu sur la paroi supérieure du tube, alors que la vapeur s'écoule au centre de la conduite. C'est l'écoulement annulaire (*annular flow*). C'est généralement le type d'écoulement que l'on cherche à atteindre, car c'est celui qui offre les meilleurs coefficients d'échange thermique, du fait du mouillage de toute la surface intérieure du tube. On parle aussi d'écoulement annulaire dispersé, car des gouttelettes de liquide peuvent être présentes dans la phase vapeur centrale.



Figure 2-10: Représentation d'un écoulement annulaire [6]

La classification des écoulements varie selon les auteurs des recherches de ce domaine. Dans leur article de 1976 [7], Taitel et Dukler classent les écoulements à poches de gaz et à bouchons de liquide dans la même catégorie des écoulements intermittents.

2.3.2. Le titre vapeur

Pour caractériser et quantifier la présence de chaque phase par rapport à l'autre dans l'écoulement, différents paramètres sont utilisés. Le plus commun est le titre massique (généralement appelé simplement titre), rapport du débit de vapeur $\dot{m_v}$ sur le débit total $\dot{m_{tot}}$:

$$x = \frac{\dot{m_v}}{\dot{m_{tot}}} \tag{II-6}$$

On définit aussi le titre thermodynamique, qui se définit d'un point de vue énergétique par l'enthalpie du mélange par rapport à l'enthalpie de vaporisation :

$$x_{th} = \frac{h - h_{sat,l}}{h_{lv}} \tag{II-7}$$

Le titre massique et le titre thermodynamique sont égaux lorsque l'écoulement est à l'équilibre thermodynamique (ce qui est le cas lorsqu'est utilisé un modèle de fluide homogène, explicité pour loin dans ce document). Le titre massique est celui qui est le plus facile à déterminer expérimentalement, car il implique « seulement » la mesure des débits de vapeur et d'eau liquide. On peut aussi calculer le titre thermodynamique pour un bilan enthalpique. Plus difficile à mesurer, le taux de vide α , ou fraction de vapeur, se définit lui comme un rapport de volume occupé par la vapeur sur un volume total, dans un volume de contrôle donné :

$$\alpha = \frac{V_{\nu}}{V_{tot}} \tag{II-8}$$

2.3.3. Cartes d'écoulement

Les cartes d'écoulement décrivent le régime d'écoulement en fonction de certains de ses paramètres, qui changent selon la carte. L'enjeu est de « prévoir », dans la mesure du possible, le type d'écoulement selon le fonctionnement envisagé du vaporiseur. Il n'existe pas de carte d'écoulement parfaitement adaptée au fonctionnement des vaporiseurs utilisés en DSG (apport de chaleur, haute pression, configuration horizontale, eau/vapeur), l'utilisation des cartes disponibles requiert donc de bien garder en tête ces différences avec la configuration réelle.

La plupart des cartes ont été établies pour une configuration adiabatique, c'est-à-dire sans apport de chaleur sur les parois des tubes, ou bien pour de faibles pressions avec des fluides réfrigérants lorsqu'il y a échange de chaleur. Décrire toutes les cartes d'écoulement n'est pas l'objet de ce paragraphe, et on peut trouver un résumé intéressant des cartes disponible dans le manuscrit de thèse de Rémi Dinsenmeyer [4]. On peut néanmoins citer la carte d'écoulement proposée par Taitel et Dukler [7] pour une configuration adiabatique, certainement la plus connue dans ce domaine. La carte est présentée ci-dessous, telle que décrite par Hirsch et al. [2]. Deux chemins de vaporisation typique sont représentés. Celui marqué (x) est la vaporisation d'un titre de 0.1 à 0.95 pour une pression de 50 bars, et celui marqué (+) pour les mêmes conditions, mais à 110 bars. Il s'agit du chemin de vaporisation « idéal », recherché pour le fonctionnement du vaporiseur, puisque l'écoulement reste quasiment toujours annulaire



Figure 2-11: Carte d'écoulement proposée par Taitel et Dukler, et décrite par Hirsch et al. [2]

La carte situe l'écoulement en fonction de plusieurs paramètres, dont le paramètre de Martinelli, qui est définit comme le rapport des pertes de pression par frottement du liquide seul dans la conduite sur les pertes de la vapeur seule [8], aussi corrélé au titre, aux masses volumiques et viscosités des phases :

$$X = \left(\frac{(dP_f/dz)_l}{(dP_f/dz)_v}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$$
(II-9)

Les autres paramètres de la carte, ainsi que des autres cartes, utilisent également une grandeur classique du domaine, la vitesse superficielle de phase. Il s'agit du débit volumique de la phase, rapporté à la section totale de la conduite. On l'écrit généralement en fonction du titre x, du flux massique total G_{tot} et de la masse volumique de la phase :

$$J_{\nu} = \frac{xG_{tot}}{\rho_{\nu}} \tag{II-10}$$

Odeh et al. [9] se sont également intéressés aux régimes d'écoulement en configuration horizontale, et cette fois dans un souci d'application directe à la DSG pour le CSP. Basés sur un modèle présenté dans [3], ils proposent les cartes d'écoulement ci-dessous pour deux diamètres possibles de tubes. En abscisse figure la vitesse superficielle vapeur et en ordonnée la vitesse superficielle liquide.



Figure 2-12: Carte d'écoulement et chemin de vaporisation dans un vaporiseur DSG horizontal pour différents DNI (Pin=100bar, Tin=210°C, Tout=450°C, D=54mm à gauche et 38mm à droite). Extraits de [9]

Il est intéressant de noter sur ces figures que c'est pour de bas flux incidents que les écoulements stratifiés se produisent, et qu'ils se produisent moins dans des tubes de plus petits diamètres.

2.3.4. L'instabilité d'excursion de débit, dite de « Ledinegg »

Les instabilités inhérentes aux écoulements diphasiques sont étudiées depuis de nombreuses années, avec comme toile de fond différentes motivations et applications industrielles. On distingue généralement les instabilités « microscopiques » des instabilités « macroscopiques ». Les premières concernent les phénomènes se produisant de manière très localisée dans l'écoulement, au niveau de l'interface liquide-vapeur (bulles). Les secondes sont celles se produisant à l'échelle du système global, c'est-à-dire de l'évaporateur dans le cas d'une installation DSG. On peut trouver des états de l'art récents et exhaustifs du domaine, notamment des instabilités dites macroscopiques [10], [11], on s'y réfèrera donc pour plus de précisions. Il parait cependant intéressant d'aborder ici certaines de ces instabilités macroscopiques (appelées simplement « instabilités » dans la suite du manuscrit), car elles sont au cœur des problématiques touchant la conception des systèmes DSG. Les instabilités d'écoulement

diphasiques ont été effectivement traitées comme une problématique à part entière lors des études préliminaires de conception des systèmes à génération directe de vapeur [12].

La plus connue des instabilités en configuration horizontale est certainement l'instabilité de redistribution de débit, dite de Ledinegg, qui est la variation brutale du débit massique de l'écoulement diphasique dans l'évaporateur. Cette instabilité peut s'expliquer en observant la courbe caractéristique de la différence de pression en fonction du débit de l'évaporateur.

2.3.4.1. Point de fonctionnement et stabilité d'un circuit thermohydraulique

Un système thermohydraulique peut être défini par une caractéristique interne et une caractéristique externe, qui sont des courbes (ou fonctions) décrivant l'évolution de la perte de charge du système en fonction du débit qui le traverse :



Figure 2-13: Principe du point de fonctionnement (stable) d'un circuit thermohydraulique [5]

La courbe croissante ΔP_{int} est la caractéristique interne du circuit. On peut la voir comme la perte de pression à vaincre pour générer un certain débit. Ce comportement pression-débit dépend purement de « l'intérieur » du circuit, alors que la caractéristique externe dépend du système extérieur au circuit, et a typiquement l'allure de ΔP_{ext} montrée sur la figure précédente. On peut voir la caractéristique externe comme le différentiel de pression disponible pour générer l'écoulement, et il s'agit bien souvent d'une pompe qui la détermine. En régime permanent, le circuit va s'équilibrer sur le point de croisement des courbes, c'est le point de fonctionnement($G_0, \Delta P_0$), ainsi que montré sur la figure précédente. Supposons maintenant une légère augmentation de G, la perte de charge intérieure au circuit augmente donc aussi légèrement et devient supérieure à la différence de pression extérieure ΔP_{ext} qui assure l'écoulement, ce qui fait que le débit va aussitôt diminuer pour revenir à sa valeur de base. Il s'agit là d'un **point de fonctionnement stable.** La figure suivante illustre le même point de fonctionnement du circuit, mais instable.



Figure 2-14: Figure du point de fonctionnement (instable) d'un circuit thermohydraulique

La caractéristique interne du circuit est cette fois supposée décroissante. En cas d'augmentation légère du débit, la perte de pression interne va donc diminuer et être inférieure à la différence de pression externe, ce qui va faire augmenter encore le débit. Le débit va donc augmenter de plus en plus, c'est un **point de fonctionnement instable**. On comprend donc que pour qu'un point de fonctionnement soit stable, la pente locale de la caractéristique interne doit être supérieure à celle de la caractéristique externe :

$$\frac{\partial \Delta P_{int}}{\partial \dot{m}} > \frac{\partial \Delta P_{ext}}{\partial \dot{m}}$$
(II-11)

Cette équation est le critère de stabilité du régime permanent, aussi appelé le critère de Ledinegg.

2.3.4.2. Instabilité de Ledinegg dans un évaporateur

La caractéristique interne peut s'obtenir de façon analytique, en intégrant la dérivée axiale de perte de charge le long du circuit, ou bien en modélisant le circuit et en simulant l'écoulement stationnaire pour différents débits. Pour faire l'exercice sur un évaporateur eau/vapeur, on peut se référer au *Delhaye* [5] et l'exemple du canal chauffant (Chap 8, \$2.1). La figure 2-15 représente deux caractéristiques internes possibles décrivant un évaporateur, ainsi que deux caractéristiques « extrêmes » monophasiques :

- Pour de faibles débits, la vaporisation est très rapide et l'écoulement est essentiellement en vapeur sèche, la caractéristique a dans ce cas l'allure parabolique de la courbe rouge pointillée à gauche ;
- Pour des débits élevés, il n'y a pas de vaporisation et l'écoulement est monophasique liquide, la caractéristique est parabolique : c'est la courbe pointillée rouge de droite ;
- Pour tous les débits intermédiaires, l'écoulement est diphasique. La courbe caractéristique est alors soit strictement croissante comme le cas 2 représenté en vert, soit possède une allure en N avec une section décroissante comme pour le cas 1 représenté en bleu. C'est dans ce cas précis qu'une instabilité de Ledinegg se produit. Le mécanisme de l'instabilité est illustré par la figure 16.



Figure 2-15: Caractéristiques possibles d'un évaporateur, et caractéristiques monophasiques d'un canal chauffant

Quelle que ce soit le type de caractéristique de l'évaporateur, il est important de noter qu'elle n'est définie que pour un flux surfacique donné, une pression donnée en un certain point du circuit, et une température donnée à l'entrée de l'évaporateur.



Figure 2-16: Mécanisme de la redistribution de débit [5]

Supposons que le fonctionnement est stabilisé sur le point A_0 . La caractéristique externe du circuit est la courbe E_0 , qui représente par exemple la pompe d'alimentation de l'évaporateur. En diminuant progressivement la vitesse de rotation de la pompe, la caractéristique externe change, mais pas la caractéristique interne. Le fonctionnement du circuit se déplace vers les points A_1 et A_2 . La caractéristique externe E_2 croise maintenant la caractéristique interne en plusieurs points, mais le point A_2 est toujours stable, car il respecte le critère de Ledinegg, le circuit continu donc à fonctionner sur ce point. Si la vitesse de rotation continue à diminuer, on arrive au point de fonctionnement A_3 qui est instable sur sa gauche d'après le critère. Le fonctionnement du circuit va alors se positionner sur un point stable au croisement des caractéristiques, c'est-à-dire ici le point B_3 . On a donc un changement brutal de débit entre les deux points. Cette instabilité est qualifiée de *statique*, car le nouveau point de fonctionnement trouvé est stable.

En pratique, il est peu probable pour la caractéristique interne d'un évaporateur DSG de présenter l'allure générant des instabilités de Ledinegg, car :

- D'une part, le circuit fonctionne rarement sur un point de fonctionnement stabilisé, car la température d'entrée de l'évaporateur et le flux surfacique sur les tubes sont des variables très dynamiques, dépendant de grandeurs naturellement variables comme l'ensoleillement et la température ambiante.
- Ensuite, car il est possible de dimensionner le circuit et ses équipements (pompes) tels que la caractéristique externe possède une pente négative faible, pour que le critère de Ledinegg soit plus facile à valider ;
- Enfin, car on peut concevoir l'évaporateur DSG avec des dispositifs permettant d'éviter une caractéristique interne en N, comme expliqué ci-dessous.

Une méthode classique pour éviter une caractéristique interne en N est de disposer des orifices à l'entrée de l'évaporateur afin d'augmenter la perte de charge. La courbe ci-dessous est issue d'une étude de *Pye* et al. [13] sur la DSG dans un CLFR. La caractéristique est tracée pour plusieurs rapports de diamètre D_{orif}/D_{tube} . On peut voir que plus le diamètre de l'orifice est faible, plus la caractéristique a l'allure croissante désirée.



Figure 2-17: Influence du diamètre d'un orifice d'entrée sur la caractéristique interne d'un évaporateur. Entrée à 44 bar et 175°C, [13]

2.3.5. La problématique de distribution de débit

Les champs solaires linéaires des centrales commerciales sont constitués de plusieurs lignes parallèles, quel que ce soit le mode opératoire. Cette caractéristique donne d'ailleurs une bonne « scalabilité » aux centrales CSP, puisqu'il suffit (théoriquement en tout cas, et dans une certaine mesure) de rajouter une ligne au champ solaire pour augmenter la puissance thermique, et donc la production électrique.



Figure 2-18: Schématisation simplifiée d'un champ solaire Fresnel multilignes (vue de haut)

Avec la génération directe de vapeur, la problématique de la bonne répartition du débit entre les lignes (ou entre les tubes absorbeurs) se pose, et constitue une des raisons pour lesquelles les concepteurs des premières centrales CSP linéaires n'ont pas choisi cette technologie, bien que rapidement identifiée comme intéressante. Un récepteur de Fresnel peut également comporter plusieurs tubes absorbeurs reliés aux mêmes connecteurs d'entrée et de sortie (voir figures ci-dessous), ce qui génère la même problématique. On a donc dans le cas de figure le plus complexe plusieurs lignes de récepteurs comportant chacun plusieurs tubes.



Figure 2-19: Schématisation simplifiée d'une ligne de récepteur Fresnel : vue en coupe (gauche) et vue partielle de haut (droite)

Si cette problématique de répartition de débits est souvent associée à l'instabilité de Ledinegg, c'est parce qu'elle en partage la cause, à savoir la caractéristique en *N* du vaporiseur. La caractéristique interne est propre à chaque tube, ou si on raisonne à l'échelle du champ solaire, propre à chaque ligne.

Pour illustrer la problématique, on peut prendre l'exemple de deux tubes d'évaporateur parallèles connectés sur les mêmes collecteurs, qui est le cas d'étude des travaux de référence sur ce sujet.



Figure 2-20: Caractéristique pression-débit simple de deux tubes simples, extrait de [14]

La figure ci-dessus montre les caractéristiques internes et indépendantes de deux tubes. Elles ont une forme en N, ce qui fait que pour chaque tube, pour une certaine pression d'entrée (en supposant une pression de sortie constante), 3 points de fonctionnements stationnaires sont possibles. Pour le système global, où les tubes sont connectés aux mêmes collecteurs (pertes de charge externes identiques), on a donc 9 points de fonctionnement possible. En éliminant les doublons, cela donne 5 points de fonctionnement théoriques possibles.

Les travaux de Natan et al. [14] sont les premiers à s'intéresser à cette problématique dans une optique d'application à la DSG. Les auteurs étudient les points de fonctionnement stationnaires du système par une méthode utilisant l'analyse des régimes d'écoulement et un modèle à flux de dérive (c'est-à-dire un modèle qui décrit le glissement entre les phases).



Figure 2-21: Répartition de débit entre les 2 tubes parallèles (W_R est le débit de droite, W_{In} le débit total), pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [14]

Le ratio des débits dans les tubes présente 3 ou 5 solutions stationnaires dans la gamme des débits intermédiaires, dont certaines très asymétriques où l'essentiel du débit passe dans un des 2 tubes. Ce résultat est obtenu alors que le flux sur chaque tube est identique. Cette multiplicité des solutions s'observe également sur la caractéristique interne calculée pour le système :



Figure 2-22: Pression d'entrée du système, pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [14]

Minzer et al. (2004) [15] reprennent ces travaux en proposant une analyse de la stabilité des solutions identifiées, avec l'appui des données expérimentales pour valider les analyses précédentes. Ils montrent notamment que pour la situation où les deux tubes reçoivent le même flux, les solutions théoriquement stables sont celles où la répartition de débit est fortement asymétrique :



Figure 2-23: Ratio de débit (noir) et pression d'entrée (gris) pour un flux de 1200 W/m sur chaque tube (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [15]

Les courbes en traits fins sont les solutions stables et les traits gras sont les solutions instables. Les auteurs étudient également le cas de figure où seul le tube de droite reçoit le flux solaire. Cette configuration présente 3 solutions pour la gamme de débits intermédiaire, dont deux stables :



Figure 2-24: Ratio de débit (noir) et pression d'entrée (gris), flux sur le tube de droite 1200 W/m, tube de gauche 0 W/m (diamètre 2.5cm, inclinaison 10°), pression de sortie 3 MPa, extrait de [15]

On voit que la solution théorique est que la majorité du débit passe dans le tube de gauche, qui ne reçoit pas de flux, ce qui est évidemment l'opposé du fonctionnement recherché. Les travaux de Minzer et al. (2006) [16] ,toujours avec le même cas d'étude, proposent une évolution du modèle, capable de décrire le comportement transitoire du système, notamment l'évolution depuis un point de fonctionnement stationnaire instable. Les résultats confirment que le système fonctionne sur un point instable, une petite perturbation va rediriger le système sur un point de fonctionnement stable, c'est-à-dire ici une répartition asymétrique du débit. Des travaux plus récents [17], [18] proposent des modèles plus précis pour décrire ces transitoires, utilisant l'analyse des régimes d'écoulement et/ou une modélisation à flux de dérive.

Devant le constat que les solutions stables de répartition de débit dans les tubes ne sont pas celles recherchées pour le bon fonctionnement du système, y compris lorsque le flux est homogène sur les tubes, il faut donc rechercher une régulation permettant de répartir le débit. Taitel et al. [19] proposent de réguler le débit en entrée de chaque tube grâce à des vannes, de façon à ce que le titre vapeur soit

homogène et constant en sortie des tubes. La figure ci-dessous montre l'effet d'une telle régulation. Le même dispositif que décrit précédemment est utilisé.



Figure 2-25 : Simulation transitoire de la répartition de débit et de la pression d'entrée sur le système à 2 tubes parallèles pour un flux hétérogène (titre vapeur de sortie indiqué), extrait de [19]

Le tube droit reçoit un flux $Q_R = 4.4 \ kW/m$ et le tube gauche $Q_L = 1.1 \ kW/m$, le débit initial simulé étant réparti de façon homogène entre les 2 tubes. On peut voir sur la figure que sans contrôle (courbes noires) le débit s'écoule principalement dans le tube gauche, ce qui donne de la vapeur surchauffée en sortie, alors que réguler le titre de sortie sur une valeur X = 0.6 répartit les débits selon le flux reçu sur le tube (courbes rouges).

2.4. Les centrales actuelles et les programmes de R&D

2.4.1. Le parc des centrales commerciales.

Le tableau ci-dessous présente la liste des centrales commerciales actuellement en opération ou en phase de construction, ainsi que leurs principales caractéristiques. Une telle liste est intéressante pour un état de l'art, car la commercialisation d'une technologie est un bon indicateur de sa maturité.

Centrale	Localisation	Puissance	Filière	Démarrage	Stockage/hybridation	Développement
PS10	Espagne, Andalousie	11 MWe	Tour	2007	0.5h de stockage, appoint gaz naturel	Abengoa Solar
PS20	Espagne, Andalousie	20 MWe	Tour	2009	1h de stockage, appoint gaz naturel	Abengoa Solar
Puerto Errado I	Espagne, Murcia	1.4 MWe	Fresnel	2009	Stockage de vapeur saturée	Novatec Solar
Puerto Errrado II	Espagne, Murcia	30 MWe	Fresnel	2012	0.5h de stockage de vapeur saturée	Novatec Solar
Lidell (charbon)	Australie, New South Wales	18 MWth	Fresnel	2012	Ajout de vapeur saturée au circuit vapeur du brûleur à charbon	Ausra (6 MWth) / Novatec Solar (9MWth)
TSE1-PT	Thailande, Kanchanaburi	5 MWe	Cylindro- parabolique	2012	aucun	Solarlite
Ivanpah	USA, Désert de Mojave	400 MWe	Tour (3 unités)	2013	Appoint gaz naturel	Brightsource Energy
Dhursar	Inde, Rajasthan	100 MWe	Fresnel	2014	aucun	Areva / Rajasthan Sun Technique
Kogan Creek (charbon)	Australie, Queensland	44 MWth	Fresnel	2013	Intégration du champ solaire dans le circuit vapeur d'une centrale à charbon	CS Energy / Areva
Khi Solar One	Afrique du Sud, Northern Cape	50 MWe	Tour	2014	2h de stockage, vapeur saturée	Abengoa Solar
Alba Nova 1	Corse	12 MWe	Fresnel	2015	1h de stockage, vapeur saturée	Solar Euromed

Tableau 2-1 : Liste des centrales DSG commerciales en opération ou en construction

En termes de gamme de température et de pression vapeur, il est intéressant de noter que les centrales évoluent vers l'utilisation de vapeur surchauffée, ce qui augmente l'efficacité du cycle thermodynamique. La figure suivante place les centrales du tableau ci-dessus (hormis la centrale Indienne Dhursar pour laquelle nous ne disposons pas d'informations) sur un diagramme Température-Entropie selon les conditions de la vapeur en sortie de champ solaire. On voit que les centrales à tour en construction (Ivanpah et Khi Solar One) font un pas important vers la surchauffe, tandis que les centrales LFR récentes (Alba Nova 1, Kogan Creek) se positionnent sur une surchauffe un peu moins élevée.



Figure 2-26 : Conditions de sortie du champ solaire sur le diagramme T-s

2.4.2. La DSG et les centrales à tour

Ainsi que nous l'avons mentionné dans un paragraphe précédent, la génération directe de vapeur a été envisagée dans les centrales à tour dès la fin des années 70.

Le prototype de centrale Solar One est construit en 1981 et dispose d'un récepteur produisant de la vapeur surchauffée. Celui-ci est composé de 6 panneaux d'échange thermique pour le préchauffage de l'eau et de 18 panneaux pour l'évaporation et la surchauffe, l'ensemble se faisant en une seule passe. Chaque panneau assure le transfert thermique sur un ensemble de 70 tubes, regroupés par sections de dix, des soudures assurant les liaisons entre ces sections. Les rapports d'opération [20] mentionnent des problèmes récurrents d'apparitions de fissures dans les tubes, notamment au niveau de ces soudures, conduisant à une perte d'étanchéité du circuit vapeur. L'analyse des auteurs est que ces fissures sont probablement dues à des gradients thermiques trop importants entre la face des tubes soumise au flux de chaleur et la face interne, côté intérieur du récepteur, ainsi qu'entre les sections d'évaporation et de surchauffe, où les coefficients d'échange thermique sont très différents. La centrale pilote fonctionne entre 1982 et 1986 et fournit environ 10 MW électriques. Elle est convertie en 1995 en une centrale à caloporteur sels fondus et renommée Solar Two.

D'autres prototypes de centrales à tour sont testés à la même période en Espagne, au sein de la plateforme solaire d'Almeria en Espagne (la tour CESA-1), ou à l'Institut Weizmann en Israël. Ces centrales démontrent également la possibilité d'un récepteur fonctionnant en mode DSG, mais la surchauffe de la vapeur dans CESA-1 conduit aux mêmes problèmes que pour Solar One, et finalement à l'utilisation d'une surchauffe diesel plutôt que solaire. Les résultats de l'utilisation de vapeur saturée à l'institut Weizmann sont plus encourageants.

Ces résultats préliminaires intéressent au début des années 2000 les concepteurs de la centrale PS10 (10 MWe) d'Abengoa Solar, qui doivent choisir le type de récepteur à intégrer à la centrale. Un premier design proposait un récepteur volumétrique à air, mais les études montraient que les objectifs de performance et de rentabilité n'étaient pas atteignables ainsi. C'est donc un récepteur à génération directe

de vapeur qui est choisi. Surchauffer la vapeur grâce à un brûleur fossile est un temps envisagé (au vu des problèmes identifiés avec la surchauffe solaire), mais la législation espagnole n'autorise pas l'appoint thermique de ce type pour une production en période journalière. C'est donc un design à vapeur saturée qui est finalement retenu pour PS10 [21]. La centrale démarre en 2007, et est suivie de PS20 (20 MWe) en 2009. PS20 utilise la même technologie que PS10, mais comporte quelques innovations techniques, permettant notamment de réduire l'autoconsommation grâce à la circulation par effet de densité du caloporteur dans les tubes du récepteur. L'évolution technologique de ces deux centrales est la centrale Khi Solar One, actuellement en construction en Afrique du Sud. Abengoa Solar annonce cette fois l'utilisation de vapeur surchauffée. Les problèmes de contraintes mécaniques sur les tubes liées aux gradients thermiques de la surchauffe sont résolus par l'utilisation d'échangeurs spécialement conçus pour ce besoin par la société CMI, et dont le design dit en « drapeaux » est breveté en 2010 [22].

Aux États-Unis, la centrale Ivanpah a démarré sa production en octobre 2013. Elle est constituée de trois unités de production pour une puissance électrique totale de 400 MW. La chaudière vapeur du récepteur utilise également la surchauffe, et a été conçue par la société Riley Power [23]. Le récepteur est constitué de trois zones: un évaporateur, un surchauffeur et un réchauffeur (pour la réchauffe de la vapeur issue de la turbine haute pression et renvoyée à la turbine basse pression). Comme le montrent les figures cidessous, ces trois zones sont séparées en étages et reçoivent des flux radiatifs différents. On peut noter que c'est l'évaporateur qui reçoit l'essentiel du flux, puisque l'évaporation nécessite un apport énergétique par unité de masse plus important que la surchauffe ou le réchauffement.



Figure 2-27: Structure et carte de flux du récepteur d'Ivanpah [23]

2.4.3. La DSG et la filière cylindro-parabolique

Grâce notamment aux neufs centrales Californiennes SEGS qui fonctionnent depuis les années 1980, la technologie cylindro-parabolique à caloporteur huile est la plus ancienne des technologies CSP commercialisées, et la plus mature actuellement. Si c'est à l'origine le manque de connaissances sur les écoulements diphasiques horizontaux qui a conduit au choix d'un circuit huile pour ces centrales, la génération directe de vapeur a cependant été identifiée relativement tôt comme potentiellement intéressante pour en réduire les coûts de production. Depuis le début des années 90, différents projets de recherche et développement, menés principalement par le DLR allemand et le CIEMAT espagnol (avec pour certains programmes la collaboration d'industriels), se succèdent autour de cette technologie. Les premières étapes du travail sont la compilation des études sur la DSG du pionnier Luz, la société ayant développé les centrales SEGS. Ces études appliquées à la filière cylindro-parabolique sont aussi

potentiellement applicables aux centrales à linéaires de Fresnel, car les deux technologies sont relativement semblables, tant par les similitudes des composants (notamment les tubes absorbeurs), que par les problématiques explorées dans ces études. Deux de ces programmes de recherche concernent d'ailleurs cette technologie.

Le tableau suivant présente les programmes de R&D portant sur la génération directe de vapeur dans les récepteurs linéaires.

Programme	Période	Thématique(s) de recherche		
GUDE	1993-1995	Thermohydraulique stationnaire des tubes absorbeurs.		
PRODISS	1996-1999	Modélisation, simulation et contrôle de l'écoulement diphasique instationnaire dans une boucle DSG.		
DISS	1996-2002	Conception et réalisation d'une boucle DSG, démonstration du fonctionnement et évaluation des différentes configurations opératoires, validation et amélioration de la modélisation.		
INDITEP 2002-2005		Ingénierie d'une centrale précommerciale de démonstration, développement de composants spécifiques.		
SOLDI	2004-2006	Conception de séparateurs eau/vapeur pour les circuits DSG.		
DISSTOR	2004-2007	Conception, réalisation et opération d'un dispositif de stockage par matériau à changement de phase.		
DIVA	2005-2007	Développement de tubes absorbeurs 500°C, analyse système détaillée.		
ITES	2006-2009	Développement d'un stockage mixte (sensible+latent) intégré à une boucle DSG, étude des stratégies de contrôle.		
FRESDEMO	2006-2008	Conception, réalisation et opération d'un récepteur à linéaires de Fresnel.		
DETOP	2009-2010	Préparation d'une centrale de démonstration, analyse système détaillée.		
FRESDEMO 2	2009-2013	Optimisation et opération de la boucle LFR.		
DUKE	2011-2014	Extension de la boucle DISS, démonstration du fonctionnement en mode once- trough.		

Tableau 2-2: Programmes de R&D sur la DSG menés par le DLR/CIEMAT et leurs partenaires

Le projet GUDE a permis l'étude de l'écoulement diphasique stationnaire à l'intérieur des absorbeurs, et de l'impact de cet écoulement sur les contraintes thermiques engendrées par la distribution azimutale hétérogène de la température dans les parois. Les résultats ont montré que l'écoulement stratifié pouvait être évité en assurant un débit minimal dans les absorbeurs[24], ce qui a motivé les programmes de recherche suivants.

Le programme PRODISS a permis d'étudier l'écoulement diphasique, cette fois instationnaire, et les algorithmes de contrôle de l'écoulement, avant les études sur la boucle DISS, dans le cadre du programme de recherche du même nom. Les études sur cette boucle à l'échelle quasi commerciale ont montré que la génération directe de vapeur fonctionne pour une utilisation dans des tubes absorbeurs horizontaux avec des concentrateurs cylindro-paraboliques, et que l'architecture en recirculation est l'option la plus prometteuse [25]. La figure suivante montre le schéma de la boucle en architecture recirculation.



Figure 2-28: Schéma de la boucle DISS configurée en recirculation [26]

Les bons résultats du programme DISS ont permis le lancement du programme INDITEP et la conception détaillée d'une centrale DSG précommerciale. Les connaissances et les technologies développées dans le programme DISS ont été réutilisées pour ce projet [27].

Le programme SOLDI a ensuite consisté en l'évaluation et l'expérimentation de séparateurs liquide/vapeur développés pour les besoins du circuit vapeur du projet INDITEP. Deux types différents de séparateurs ont notamment été testés, l'un conçu par le groupe Siemens et ses sous-traitants, et l'autre par les équipes du DLR [28].

Le stockage thermique n'étant pas encore développé pour la génération directe de vapeur, le programme DISSTOR a ensuite été mis en place à l'échelle européenne et conduit de 2004-2007. Il a regroupé le DLR, le CIEMAT, le CNRS, ainsi que des industriels du secteur du solaire thermodynamique. L'objectif était la conception, la construction et l'expérimentation de systèmes de stockage par matériau à changement de phase adapté à un transfert thermique direct avec la vapeur d'un circuit de centrale DSG. Un prototype de 100 kWth a notamment été testé à la plateforme PSA, directement raccordé à la boucle DISS. Les essais ont permis d'identifier les points clés du dimensionnement des futurs dispositifs de stockage, et les phénomènes physiques prépondérants sur l'efficacité du système [29].



Figure 2-29: Schéma du prototype de stockage MCP développé à PSA [29]

En parallèle du programme DISSTOR, le programme DIVA (2005-2007) a été mis en place afin de procéder à des analyses détaillées à l'échelle système d'une boucle DSG. Des études datant de la fin des années 90 ont identifié la génération directe de vapeur comme une option prometteuse pour la réduction des coûts de production, mais il ne s'agissait que d'études préliminaires puisqu'aucun design précis de boucle ou de centrale DSG n'était connu. C'est pour pallier à ce manque que le programme DIVA a été mis en place: évaluer le potentiel de la technologie DSG grâce à une analyse système précise, basée sur un design issu de l'expérience des programmes DISS et INDITEP. Ce programme a également inclus le développement de tubes absorbeurs utilisables avec de la vapeur à 500°C, avec la société Schott, partenaire industriel du DLR. Plusieurs résultats clés sont ressortis des études du programme. Premièrement, d'après [30] pour une centrale DSG de 100 MWe utilisant de la vapeur à 400°C et 120 bars, le coût normalisé de l'électricité est réduit de 7.7 à 11.1% (en fonction de l'irradiation du site choisi) par rapport à une centrale à caloporteur huile équivalente. La réduction est même de 10.9% - 14.4% pour un circuit vapeur à 500°C et 120 bars. Ensuite, la même étude concluait sur l'intérêt d'élever la température de sortie du champ solaire (de 400°C à 500°C), mais seulement pour les sites où l'irradiation est très forte, comme les déserts du sud-ouest des États-Unis. Pour les sites à l'irradiation moyenne, comme le sud de l'Espagne, le gain en réduction du LEC ne justifiait pas à l'époque les risques technologiques accrus d'un circuit vapeur à 500°C.

Le programme ITES, mis en place sur la période 2006-2009, a permis la construction et l'expérimentation d'un système de stockage mixte combinant la chaleur sensible et la chaleur latente. Des modules de béton sont utilisés pour la préchauffe de l'eau et la surchauffe de la vapeur (ou la désurchauffe de la vapeur et le sous-refroidissement de l'eau dans le cas du stockage), et un module de stockage MCP à sels liquides/solides est utilisé pour l'évaporation et la condensation de l'eau. La figure suivante est un schéma de ce dispositif expérimental.



Figure 2-30: Schéma du prototype de stockage mixte MCP/sensible développé par le DLR et ses partenaires [31]

Les programmes FRESDEMO et FRESDEMO 2 concernant la technologie des réflecteurs linéaires de Fresnel, nous les aborderons donc dans une prochaine partie.

Le projet DETOP (2009-2010) s'inscrit dans la continuité des programmes de recherche précédents, puisqu'il a pour objectif l'analyse système détaillée des centrales DSG, comme pour le programme DIVA, mais prenant en compte l'intégration du système de stockage mixte développé dans ITES. La comparaison est faite avec une centrale à caloporteur huile équivalente, du point de vue du coût normalisé de l'électricité produite. L'étude de Feldhoff et al. [32] compare deux centrales fictives de 100 MWe disposant chacune d'un stockage de 9h de production. Le design de la centrale à huile est essentiellement inspiré des centrales Andasol, situées à Guadix en Espagne. Ces centrales fonctionnent depuis plusieurs années et on dispose donc de données concernant leur performance et leurs coûts (investissement et maintenance). Le design de la centrale DSG est lui concu d'après les résultats des projets précédents : architecture en recirculation, stockage thermique mixte basé sur ITES. L'étude montre que si l'efficacité de la centrale DSG est supérieure d'environ 8%, son LEC est plus élevé d'environ 6%, principalement à cause du coût du stockage. Un tel stockage n'est pas encore développé à l'échelle commerciale, et les auteurs de l'étude ont donc supposé des coûts d'investissement importants. Ils nuancent toutefois en précisant qu'avec une optimisation plus poussée de ce stockage et du champ solaire, le LEC ne pourrait être supérieur à celui de la centrale huile que de 2%. Les auteurs concluent enfin en identifiant deux pistes ou conditions importantes pour améliorer la compétitivité économique des centrales DSG à stockage : l'optimisation et l'utilisation de l'architecture en « once-trough » (que nous expliciterons dans une prochaine partie), et l'optimisation et l'introduction sur le marché des systèmes de stockage MCP. Ils estiment que l'utilisation du mode once-trough et de son architecture simplifiée permet d'atteindre un LEC global de 3% inférieur à celui de la centrale à huile.

Le projet le plus récent du DLR lié à la DSG est le projet DUKE (2011-2014), en collaboration avec le CIEMAT et la société Solarlite. Il s'agit d'expérimenter et de démontrer le fonctionnement d'une boucle DSG en mode once-trough. Pour cela, la boucle DISS a été modifiée et rallongée. Les essais sont toujours en cours à l'heure où nous écrivons cet état de l'art bibliographique.

Il n'existe à ce jour qu'une seule centrale cylindro-parabolique mettant en application la génération directe de vapeur dans des récepteurs cylindro-paraboliques. Il s'agit de la centrale TSE 1 située en Thaïlande, dans la province de Kanchanaburi. Elle génère 5 MW de puissance électrique, et son circuit vapeur opère à 330°C et 30 bars. La société allemande Solarlite a conçu cette centrale avec l'assistance technique du DLR, et participe actuellement au programme de recherche DUKE. Une deuxième centrale

de 9 MWe nommée TSE 2 est actuellement en construction, et Solarlite prévoit la construction d'une douzaine d'autres dans les prochaines années [33].

2.4.4. La DSG et la filière des réflecteurs linéaires de Fresnel

Ainsi que mentionné dans un chapitre précédent, la technologie des réflecteurs linéaires de Fresnel est relativement jeune. Il n'y a au jour d'aujourd'hui que trois centrales commerciales LFR en fonctionnement, et une quatrième sous la forme d'un champ solaire d'appoint à une centrale charbon (Lidell). Dans tous les cas, c'est la génération directe de vapeur qui est employée, d'où la présence de cette partie sur les LFR dans ce chapitre dédié à la DSG.

De par notamment la position fixe, au-dessus du champ solaire, de leurs récepteurs, les centrales LFR se prêtent mieux à l'utilisation de la génération directe de vapeur. L'écoulement diphasique posait en effet des problèmes dans la conception des joints tournants entre les sections des collecteurs cylindroparaboliques. Ajouter à cela que le regain d'intérêt pour la technologie LFR s'est fait globalement durant la période où la génération directe de vapeur a été identifiée comme intéressante pour la réduction des coûts, c'est assez logiquement que cette technologie utilise la DSG dans son immense majorité.

Un tableau synthétisant les centrales et prototypes de R&D utilisant la technologie LFR est disponible en annexe A.

2.4.4.1. Areva Solar et le concept CLFR

En 2000, les Australiens Mills et Morrison publient leur étude dans laquelle ils proposent le concept de récepteur linéaire de Fresnel compact (CLFR pour *Compact Linear Fresnel Reflector*) [34]. Le design proposé apporte une solution alternative à un problème caractéristique des linéaires de Fresnel, les effets d'ombre entre réflecteurs. Il s'agit de disposer les récepteurs au-dessus du champ solaire de manière suffisamment proche pour qu'il soit possible pour chaque miroir de viser au moins deux récepteurs. Cela évite de disposer les absorbeurs trop hauts ou les réflecteurs trop espacés, deux solutions précédemment envisagées pour gérer les effets d'ombres. La figure suivante (déjà proposée dans le précédent chapitre) illustre ce concept.



Figure 2-31: Schéma de principe d'un CLFR [34]

Mills et Morrison fondent en 2002 la société Australienne Solar Heat and Power. Le champ solaire de la centrale de Lidell est conçu les années suivantes, puis la société est relocalisée en Californie en 2007 et renommée Ausra. La centrale de 5 MWe Kimberlina est lancée en 2008, avant que la multinationale française Areva ne rachète la société en 2010 pour la renommer Areva Solar. C'est le design CLFR de Mills et Morrison qui est utilisé pour les centrales Lidell et Kimberlina. La centrale de Dhursar, située dans l'état du Rajasthan en Inde, fournit une puissance électrique nominale de 100 MWe, avec 25 MWe
de « réserve », ce qui en fait la centrale LFR la plus puissante à ce jour. Son opération a démarré à la fin de l'année 2014, à la même époque où Areva a annoncé la cessation de ses activités dans le domaine du solaire thermodynamique à concentration. Les informations disponibles sur cette centrale sont peu nombreuses, à cause évidemment de cette cessation d'activité.

2.4.4.2. Le projet FRESDEMO

Le projet FRESDEMO (2006-2008), mené par un consortium regroupant les sociétés allemandes MAN Ferrostall et Solar Power Group (SPG), et les instituts Fraunhofer, DLR et CIEMAT, a pour objectif la conception, la réalisation et l'exploitation de la boucle LFR à génération directe de vapeur du même nom. L'installation LFR a été réalisée par la société SPG.

Cette boucle est conçue pour être connectée à la boucle DISS, et elle est modulable : le circuit peut jouer le rôle du préchauffeur, de l'évaporateur ou du surchauffeur. Il est donc possible d'étudier les performances de la boucle LFR dans les différentes situations envisagées dans les centrales commerciales.

Dans le cadre de ce projet, l'étude de Morin et al. [35] s'est attachée à comparer la technologie LFR à la technologie cylindro-parabolique du point de vue du coût, ce qui constitue un des objectifs majeurs du programme. L'étude ne pouvant se baser sur des coûts connus d'investissement ou d'opération (aucune centrale n'existant encore), les auteurs ont calculé les coûts spécifiques d'une centrale LFR pour atteindre la compétitivité avec le cylindro-parabolique, c'est-à-dire pour atteindre le même LEC. Selon les hypothèses faites sur les performances optiques et thermiques, et sur ses coûts opérationnels, les auteurs estiment que ces coûts spécifiques doivent être compris entre 28% et 79% de ceux d'une centrale cylindro-parabolique pour atteindre le même coût normalisé de l'électricité. En ce qui concerne la boucle FRESDEMO, le LEC est identique pour un coût spécifique de 53-55% de celui du cylindro-parabolique.

Les essais expérimentaux sur la boucle ont permis de récolter de précieuses données de fonctionnement (rendements, pertes thermiques) utiles pour l'optimisation du collecteur LFR. Dans cette optique, le projet FRESDEMO 2 (2009-2013) est la suite logique de FRESDEMO puisqu'il s'agit d'optimiser la configuration et la conduite du collecteur.

2.4.4.3. Novatec Solar

La société allemande a inauguré en 2009 la centrale Puerto Errado I, la première centrale LFR commerciale à être connectée au réseau électrique. En fonctionnement nominal, le champ solaire produit de la vapeur saturée à 55 bars et 270°C, pour une production électrique de 1.4 MWe. La figure suivante schématise le fonctionnement de la centrale.



Figure 2-32 : Schématisation de la centrale PE I [36]

Les 4600 miroirs représentent 18000 m² de surface, et ont été réalisés par une chaîne de production entièrement automatisée, empruntant des procédés utilisés dans l'industrie automobile allemande. Cette centrale de puissance électrique relativement faible a servi de démonstrateur afin de réaliser la construction de Puerto Errado II, une centrale adjacente à PE I de 30 MWe et utilisant la même technologie, inaugurée en 2012. Le congrès SolarPACES 2011 a reconnu à Novatec Solar sa contribution au développement de la technologie LFR en lui décernant le prix de l'innovation technique.

Malgré ce prix décerné en 2011, l'avenir de la technologie DSG au sein de Novatec ne semble pas assuré, car la société a subi une restructuration en 2015 et se nomme désormais Frenell [37]. Les informations disponibles laissent en effet penser que la société souhaite désormais commercialiser ses collecteurs LFR en utilisant la technologie à sels fondus.

2.4.4.4. Industrial Solar

L'Institut des systèmes à énergie solaire du Fraunhofer (Fraunhofer ISE) mène des recherches sur la technologie LFR depuis plus de 10 ans, et une entreprise nommée PSE s'est créée suite à ces recherches. Industrial Solar (anciennement Mirroxx) est une filiale de PSE, qui s'est spécialisée dans la commercialisation de collecteurs à linéaires de Fresnel, principalement pour des applications de chaleur industrielle. L'entreprise annonce des conditions d'opérations jusqu'à 120 bars et 400°C, pour une utilisation avec différents fluides, y compris de la vapeur surchauffée.

2.4.4.5. CNIM

La société CNIM (Construction Navale et Industrielle de la Méditerranée) est impliquée depuis les années 1980 dans le développement de l'énergie solaire thermodynamique. L'entreprise était responsable de la conception et de la réalisation de la chaudière de la centrale à tour Thémis à Targassonne. Plus récemment, la CNIM a développé un prototype de concentrateur à linéaires de

Fresnel, inauguré à la Seyne sur Mer en 2010. Son objectif est la commercialisation de centrales de ce type dans les années futures. Un projet de construction d'une centrale de 9 MWe à Llo, près de Targassonne dans les Pyrénées Orientales, pour démarrage du chantier prévu en 2016. Récemment, le département solaire de la société CNIM est devenu une filiale dénommée SUNCNIM.

2.4.4.6. Solar Euromed

Solar Euromed est une entreprise française active dans le domaine des centrales LFR. La société, en partenariat avec le CNRS PROMES et le CEA-LITEN, a assuré la conception et la réalisation de Augustin Fresnel 1, un prototype de centrale LFR situé à Targassonne. Une centrale de 12 MWe, baptisée Alba Nova 1, est également en projet en Corse.

2.4.4.7. Alsolen

La société française Alsolen, filiale du groupe Alcen, développe des centrales thermodynamiques LFR en partenariat avec le CEA-LITEN. Le projet Alsolen Sup, actuellement en cours, consiste en le développement, la construction, et l'opération d'une centrale LFR à génération directe de vapeur de démonstration. La centrale, baptisée Alsolen Sup, disposera d'un champ solaire générant de la vapeur surchauffée et sera dotée d'un stockage thermique mixte sensible/latent scindé en trois parties (voir schéma du paragraphe suivant). Récemment, la société Alsolen est devenue une société de droit Marocain, détenue à 50% par ALCEN et à 50% par le MASEN.

2.4.4.8. Ecole des mines d'Albi

Le laboratoire RAPSODEE de l'école des mines d'Albi dispose depuis 2011 d'un petit prototype de concentrateur LFR d'une dizaine de mètres carrés en surface de miroirs. Les premiers tests ont été réalisés la même année avec de l'eau à basse température. Une petite boucle est actuellement en cours de réalisation dans le cadre du projet SOCRATE (SOlaire Concentré : Recherches Avancées et Technologies Energétiques), comportant un champ solaire de type cylindro-parabolique, et une capacité de stockage.

2.4.4.9. KGDS Renewable Energy

La société Indienne KGDS Renewable Energy a construit un collecteur LFR dans son centre de recherche de Coimbatore. Le collecteur dispose d'un champ solaire de 1400 m² et peut générer de la vapeur saturée jusqu'à 45 bars et 257 °C.

L'entreprise KGDS participe au développement de centrales solaires thermodynamiques, de centrales hybrides solaire/biomasse et de champs solaires générant de la vapeur pour des usines de dessalement.

2.4.4.10. Himin Solar

La société chinoise Himin Solar dispose depuis mai 2011 d'un collecteur à miroirs linéaires de Fresnel d'une surface de 32000 m². Le collecteur est situé sur le toit d'une usine du groupe Himin à Dehzou dans la province du Shangdon, et génère 2.5 MW de puissance thermique, pour une température maximale de vapeur de 250°C.

2.4.4.11. China Huaneng Group

Le fournisseur chinois d'électricité China Huaneng Group a inauguré en 2012 une centrale à cycle solaire combiné (ISCC) utilisant un collecteur LFR d'une puissance de 1.5 MWth pour générer de la vapeur surchauffée jusqu'à 450°C.

2.4.4.12. BB Energy

La compagnie sud-africaine de fourniture d'électricité BB Energy a conçu et réalisé un collecteur LFR pilote de 150 kWth au centre de recherche et développement de la société Eskom à Johannesburg. Le dispositif délivre de la vapeur jusqu'à 40 bars et 250°C. La compagnie prévoit de commercialiser sa technologie LFR pour l'industrie minière, qui peut utiliser des champs solaires pour réduire ses dépenses énergétiques.

2.5. Positionnement du circuit vapeur et contraintes associées

Ainsi qu'expliqué dans le précédent chapitre, le rôle du champ solaire est de produire de la vapeur haute pression et haute température et de l'utiliser dans un cycle thermodynamique. La vapeur est détendue dans une turbine où l'énergie du fluide est convertie en travail mécanique pour faire tourner une génératrice. La figure suivante schématise le fonctionnement d'une centrale de type Alsolen Sup, et permet de situer le champ solaire et la génération de vapeur dans le cycle thermodynamique.



Figure 2-33 : Schéma de principe d'Alsolen Sup

Les turbines à vapeur utilisées dans les centrales CSP à génération directe de vapeur sont les mêmes modèles que ceux utilisés dans les centrales électriques plus conventionnelles, comme les centrales à combustible fossile. La centrale Ivanpah utilise par exemple les turbines SST-900 du constructeur allemand Siemens, turbines également utilisées dans des centrales à cycle combiné conventionnelles, comme la centrale Rya en Suède.

Les turbines à vapeur, et plus généralement toutes les turbines à fluide compressible, sont sensibles aux variations de la température des gaz reçus à l'admission. Une variation trop brusque engendre des contraintes thermomécaniques néfastes sur les aubes, ce qui provoque leur dégradation. Il est donc nécessaire que la température soit aussi constante que possible. En pratique, notamment à cause des

phases de démarrage et d'arrêt des centrales, les variations de température sont inévitables. On s'attache donc simplement à limiter l'amplitude et le taux de ces variations. Les valeurs limites de ces transitoires de pression et de température acceptables sont évidemment dépendantes des modèles de turbines à vapeur, et par conséquent la propriété des constructeurs. Cependant, il existe des normes établies dans un document de *l'International Electrotechnical Commission (IEC,1991)*, traitant des turbines à vapeur. L'étude de Birnbaum et al. [38] reprend ses normes concernant les transitoires, et les traduit sous forme de considérations sur la valeur et la durée des dépassements :

Parameter	Limit	Duration
Turbine inlet temperature	Rated temperature	Annual average must be the rated temperature or below
	<+8 K exceeding rated temperature	Annual average must be maintained
	<+14 K exceeding rated temperature	Annual average must be maintained and accumulated duration <400 h per year
	<+28 K exceeding rated temperature	Annual average must be maintained, accumulated duration <80 h per year, max. duration <15 min
	+28 K exceeding rated temperature	Not allowed to exceed
Turbine inlet pressure	Rated pressure	Annual average must be the rated pressure or below
_	<105% of rated pressure	Annual average must be maintained
	<120% of rated pressure	Annual average must be maintained and accumulated duration <12 h
		per year

Limits of main steam temperature and pressure at turbine inlet according to standard.

Figure 2-34 : Traduction des normes IEC (1991) sur les valeurs limites de température et de pression à l'admission des turbines à vapeur, par Birnbaum et al. [38]

On voit que pour la température, ces normes considèrent le dépassement absolu et une moyenne annuelle, sans aborder les valeurs des transitoires acceptables. Les auteurs estiment cependant que les turbines à vapeur utilisées pour les centrales DSG d'une puissance de 50 MWe à 150 MWe ne doivent pas subir des transitoires de température supérieurs à 5 degrés par minute.

Pour les centrales CSP à génération directe de vapeur, cette problématique de variation de la température vapeur est accentuée par le fait que la ressource solaire est par nature variable. Il n'existe pas pour les centrales CSP de fonctionnement nominal au sens propre. La puissance disponible en entrée du cycle thermodynamique varie à l'échelle de la journée à cause du cycle jour/nuit, à l'échelle d'une année de par le cycle saisonnier (ces deux cycles sont quasi-déterministes et des algorithmes existent pour les évaluer), et à l'échelle de la minute à cause des passages nuageux au-dessus du champ solaire (événement non déterministe). Les figures suivantes illustrent l'évolution journalière de l'irradiation normale directe pour une journée claire et une journée avec perturbations nuageuses à la plate-forme solaire d'Almeria en Espagne. On y voit clairement comment les passages nuageux affectent la puissance solaire disponible.



Figure 2-35 : Evolution journalière du DNI (courbes rouges) à PSA, Espagne.

La chaudière vapeur étant située entre la source solaire intermittente et la turbine à vapeur, son fonctionnement est donc soumis à des contraintes strictes. Les dispositifs de stockage thermique, qui permettent la production de vapeur hors du champ solaire, rendent la régulation de la chaudière vapeur plus complexe, mais améliorent leur capacité à assurer une température de vapeur stable.

2.6. Références

- [1] M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinlander, and L. Valenzuela, "Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs," *Sol. Energy*, vol. 74, pp. 341–351, 2003.
- [2] P. Taylor, T. Hirsch, J. F. Feldhoff, K. Hennecke, and R. Pitz-paal, "Advancements in the Field of Direct Steam Generation in Linear Solar Concentrators — A Review," *Heat Transf. Eng.*, no. November, pp. 37–41, 2013.
- [3] S. D. Odeh, G. L. Morrison, and M. Behnia, "MODELLING OF PARABOLIC TROUGH DIRECT STEAM GENERATION SOLAR COLLECTORS," *Sol. Energy*, vol. 62, no. 6, pp. 395–406, 1998.
- [4] R. Dinsenmeyer, "Etude des écoulements avec changement de phase : application à l'évaporation directe dans les centrales solaires à concentration", Thèse de doctorat, Université Grenoble-Alpes, 2015.
- [5] J.-M. Delhaye, *Thermohydraulique des réacteurs*. INSTN, 2008.
- [6] J. Bonilla, E. Zarza, L. J. Yebra, and S. Dormido, *Modeling and Simulation of Two-phase flow*. Coleccion Documentos Ciemat.
- [7] Y. Taitel and A. E. Dukler, "A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow," *AlChE J.*, vol. 22, no. 1, pp. 47–55, 1976.
- [8] R. W. Lockhart and R. C. Martinelli, "Proposed Correlation Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipes," *Chem. Eng. Prog.*, vol. 45, pp. 39–45, 1949.
- [9] S. D. Odeh, G. L. Morrison, and M. Behnia, "Hydrodynamic Analysis of Direct Steam Generation Solar Collectors," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 122, pp. 14–22, 2000.
- [10] L. Carlos Ruspini, C. Pablo, and A. Clausse, "Two-phase flow instabilities : A review," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 71, pp. 521–548, 2014.
- [11] S. Kakac and B. Bon, "A Review of two-phase flow dynamic instabilities in tube boiling systems," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, pp. 399–433, 2008.
- [12] E. K. May and L. M. Murphy, "Steam Generation in Line-Focus Solar Collectors: A Comparative Assessment of Thermal Performance, Operating Stability, and Cost Issues," *Tech. Report, Sol. Energy Res. Inst.*, 1982.
- [13] J. D. Pye, G. L. Morrison, and M. Behnia, "Unsteady effects in direct steam generation in the

CLFR," in Proceedings of the 2007 ANZSES Conference, 2007.

- [14] S. Natan, D. Barnea, and Y. Taitel, "Direct steam generation in parallel pipes," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 29, no. July 2002, pp. 1669–1683, 2003.
- [15] U. Minzer, D. Barnea, and Y. Taitel, "Evaporation in parallel pipes -splitting characteristics," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 30, pp. 763–777, 2004.
- [16] U. Minzer, D. Barnea, and Y. Taitel, "Flow rate distribution in evaporating parallel pipes modeling and experimental," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 61, pp. 7249–7259, 2006.
- [17] Y. Taitel and D. Barnea, "Transient solution for flow of evaporating fluid in parallel pipes using analysis based on flow patterns," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 37, no. 5, pp. 469–474, 2011.
- [18] Y. Taitel and D. Barnea, "Transient solution for flow of evaporating fluid in parallel pipes using the drift flux model," in *International Conference on Multiphase Flow*, 2010.
- [19] Y. Taitel, U. Minzer, and D. Barnea, "A control procedure for the elimination of mal flow rate distribution in evaporating flow in parallel pipes," *Sol. Energy*, vol. 82, pp. 329–335, 2008.
- [20] G. J. Kolb and C. W. Lopez, "Reliability of the Solar One Plant During the Power Production Phase," in *16th Inter-ram conference for the electric power industry*.
- [21] "PS10 Final Technical Progress Report," no. November 2006, 2005.
- [22] A. Dethier and E. Garcia Ramirez, "Echangeur de chaleur en drapeau", Brevet Européen, EP2218978A1, 2010.
- [23] A. . Plotkin, K. . Toupin, C. . Gillum, R. . Rancatore, T. Yang, and D. Mier, "Solar Receiver Steam Generator Design For the Ivanpah Solar electric generating system," in *Proceedings of the POWER2011 conference*, 2011, pp. 523–529.
- [24] O. Goebel and K. Hennecke, "Investigation of Thermohydraulics in a Parabolic Trough Absorber Tube with DSG," in *8th International Symposium on CSP Technologies*, 1996.
- [25] E. Zarza, L. Valenzuela, J. Leo, M. Eck, H. Weyers, and M. Eickhoff, "Direct steam generation in parabolic troughs : Final results and conclusions of the DISS project," *Energy*, vol. 29, pp. 635–644, 2004.
- [26] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs," *Sol. Energy*, vol. 78, pp. 301–311, 2005.
- [27] E. Zarza, M. Esther, L. Gonza, M. Caballero, and F. Rueda, "INDITEP : The first pre-commercial DSG solar power plant," *Sol. Energy*, vol. 80, pp. 1270–1276, 2006.

- [28] M. Eck, H. Schmidt, M. Eickhoff, and T. Hirsch, "FIELD TEST OF WATER-STEAM SEPARATORS FOR THE DSG PROCESS," in *SolarPACES2006*, pp. 1–9.
- [29] R. Bayón, E. Rojas, L. Valenzuela, E. Zarza, and J. León, "Analysis of the experimental behaviour of a 100 kW th latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 17–18, pp. 2643–2651, 2010.
- [30] J. F. Feldhoff, M. Eck, D. Benitez, and K. Riffelmann, "Economic Potential of Solar Thermal Power Plants with Direct Steam Generation compared to HTF Plants," in *Proceedings of the ES2009 Conference*, 2009, pp. 663–671.
- [31] D. Laing, C. Bahl, T. Bauer, and D. Lehmann, "Thermal energy storage for direct steam generation," *Sol. Energy*, vol. 85, no. 4, pp. 627–633, 2011.
- [32] J. F. Feldhoff, K. Schmitz, M. Eck, L. Schnatbaum-laumann, D. Laing, F. Ortiz-vives, and J. Schulte-fischedick, "Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage," *Sol. Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 520–530, 2012.
- [33] "http://social.csptoday.com/emerging-markets/solarlite-powering-southeast-asian-csp.".
- [34] D. R. Mills and G. L. Morrison, "COMPACT LINEAR FRESNEL REFLECTOR SOLAR THERMAL POWERPLANTS," *Sol. Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263–283, 2000.
- [35] G. Morin, W. Platzer, M. Eck, and A. Ha, "Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants," *Sol. Energy*, vol. 86, pp. 1–12, 2012.
- [36] G. Hautmann, M. Selig, and M. Mertins, "FIRST EUROPEAN LINEAR FRESNEL POWER PLANT IN OPERATION - OPERATIONAL EXPERIENCE & OUTLOOK," vol. 1, no. May 2008.
- [37] "http://frenell.de/.".
- [38] J. Birnbaum, J. F. Feldhoff, M. Fichtner, T. Hirsch, M. Jocker, R. Pitz-paal, and G. Zimmermann, "Steam temperature stability in a direct steam generation solar power plant," *Sol. Energy*, vol. 85, pp. 660–668, 2011.

3. Chapitre 3 : La régulation des champs solaires linéaires à génération directe de vapeur

Ce chapitre est dédié à la description de l'état de l'art des méthodes de régulation des champs solaires linéaires utilisant la génération directe de vapeur. On utilise ici le terme « champ solaire » dans un sens plus large que la définition habituelle, c'est-à-dire qu'il inclut le circuit vapeur en dehors des zones soumises au flux solaire concentré : par exemple la pompe et les vannes d'alimentation, les séparateurs, les vannes en sortie des collecteurs, etc. Il n'inclut pas par contre le bloc de puissance, c'est-à-dire la turbine et le condenseur.

Certaines des méthodes présentées sont uniquement « théoriques » et proposées dans la littérature, alors que d'autres sont mises en œuvre pour la régulation de prototypes expérimentaux, la boucle DISS notamment. Bien que parfois présentées dans les grandes lignes, on dispose de peu d'informations sur les méthodes utilisées dans les centrales commerciales opérationnelles, car cela relève généralement de la confidentialité industrielle ce qui démontre l'importance du sujet.

Les méthodes de régulation dépendant fortement de l'architecture du champ solaire, elles sont ici présentées dans trois parties différentes, chacune concernant un des modes opératoires présentés dans le chapitre 2.

3.1. Stratégies de régulation pour l'architecture en recirculation

L'architecture en recirculation résout le problème de la difficulté à prédire la zone de fin de vaporisation propre au mode « once-through ». Ainsi qu'expliqué au chapitre 2, un débit plus élevé que ce qu'il est possible de vaporiser est injecté en entrée du vaporiseur, et le titre vapeur en sortie reste donc inférieur à 1. Un champ solaire avec cette architecture est plus complexe et plus couteux à mettre en œuvre, car des équipements supplémentaires sont nécessaires : un séparateur, une tuyauterie externe plus longue (et donc plus de perte de charge), une pompe de recirculation (et donc une consommation auxiliaire plus élevée). Cependant, cette architecture apporte plus de stabilité en donnant une plus grande inertie à la génération de vapeur, et ajoute un paramètre à la régulation, le débit de recirculation.

3.1.1. Structures de contrôle simple : feedback et PI

3.1.1.1. Régulation d'une ligne simple de vaporiseur et surchauffeur

Les travaux de recherche avec l'architecture en recirculation ont démarré autour des années 2000 avec le projet DISS à la plateforme solaire d'Almeria. Valenzuela et al. [1] proposent une structure de régulation, illustrée par la figure ci-dessous (également présentée au chapitre 2), uniquement en « feedback » (mesure d'erreur) avec des contrôleurs proportionnel-intégral. En commençant par le surchauffeur, les boucles de régulation sont détaillées ci-dessous. Leur description est aussi l'occasion de discuter du comportement dynamique du système de génération de vapeur en mode recirculation.

• **Température de sortie de vapeur surchauffée** : la température est régulée en injectant de l'eau « froide » à l'entrée du dernier collecteur parabolique. L'eau est très vite vaporisée du fait du haut niveau de température de l'écoulement principal, et vient abaisser sa température. On parle alors de désurchauffe. La boucle régule le débit grâce à une vanne ;

• **Pression de sortie de vapeur surchauffée** : la vapeur surchauffée est envoyée dans un dernier séparateur (pour les points de fonctionnement en dehors du nominal), avant d'alimenter la turbine. La pression est maintenue constante en ajustant la position d'une vanne de sortie. Le fonctionnement nominal se fait donc à pression constante ;



Figure 3-1 : Schéma de la boucle expérimentale DISS et de ses boucles de régulation, en mode recirculation [1]

- Niveau de liquide du séparateur final : Le niveau d'eau liquide dans le séparateur ne doit pas dépasser une certaine limite. Toutefois, uniquement de la vapeur surchauffée s'écoule ici en fonctionnement nominal, une simple régulation on/off suffit donc à abaisser le niveau lorsque c'est nécessaire ;
- **Boucle de recirculation :** Le débit de recirculation de l'eau liquide du séparateur intermédiaire vers l'entrée du vaporiseur est maintenu constant en régulant la vitesse de rotation de la pompe. Cette régulation est nécessaire, car la caractéristique interne du vaporiseur change selon le flux solaire disponible et le niveau de génération de vapeur (voir chapitre 2), et donc sans régulation, la perte de charge et le débit sont modifiés. En modifiant la vitesse de rotation de la pompe, on vient rechercher le point de fonctionnement avec le débit voulu ;
- Niveau de liquide du séparateur central : La vanne en entrée du champ solaire contrôle le niveau de liquide dans le ballon. En effet, le débit de recirculation étant maintenu constant par une boucle indépendante, et en considérant les équations de la section 2.2.1 (chapitre 2), on voit que le titre vapeur en sortie de vaporiseur dépend directement du débit d'alimentation. On ajuste donc les débits d'eau liquide et de vapeur produits par le vaporiseur et envoyés au séparateur. Si le titre diminue (en cas de chute brutale du DNI par exemple), le niveau du ballon va augmenter, la régulation va donc chercher à l'abaisser en fermant la vanne d'alimentation pour diminuer le débit et augmenter à nouveau le titre.
- Perte de pression à travers la vanne d'alimentation : En régulant la vitesse de la pompe d'alimentation, la perte de charge à travers la vanne est maintenue constante. Cela permet à la

boucle de régulation du niveau de ballon de contrôler directement le débit à partir du réglage de l'ouverture.

Ces boucles de régulation sont toutes des boucles fermées basées sur la structure basique PIfeedback, schématisée sur la figure ci-dessous. Le contrôleur PI inclut un dispositif dit « antiwindup » pour annuler l'effet de l'emballement de l'intégrale dû à l'usage de saturateurs. Les boucles de régulation utilisent en effet des saturateurs, car les actionneurs sont des paramètres de fonctionnement du champ solaire (ouverture de vanne, vitesse de rotation de pompe) ayant des limites physiques. Si le signal du régulateur dépasse une limite de saturation, celle-ci n'a plus d'effet sur l'actionneur, mais le terme intégral de l'erreur continue d'augmenter, ce qui mène à un calcul erroné de l'action de correction du régulateur. C'est ce qu'on appelle le « reset windup », ou emballement de l'intégrale.



Figure 3-2: Principe de la structure de contrôle PI-feedback, extrait de [1]

Les contrôleurs PI anti-windup disposent d'une boucle annulant le terme intégral lorsque l'actionneur est saturé, ce qui a pour effet de garder l'action de correction du PI à l'intérieur des bornes de saturation. La figure suivante schématise un contrôleur PID anti-windup :



Figure 3-3: Schéma structurel d'un PID anti-windup, extrait de [2]

Les paramètres des régulateurs PI sont déterminés avec une méthode expérimentale d'identification de modèle : on applique un échelon sur la valeur de l'actionneur (par exemple le débit d'injection de désurchauffe) et on observe la réaction de la grandeur régulée (la température de vapeur de sortie en gardant le même exemple). Un modèle simple (premier ou second ordre, terme de délai, etc.) est ensuite calé sur la courbe de réponse, et les constantes du bloc PI sont ensuite calculées sur la base de corrélations empiriques des paramètres du modèle identifié. Les constantes sont ensuite ajustées pour obtenir une bonne marge de stabilité. Pour plus de détails concernant le paramétrage des régulateurs PI à partir de modèles, on pourra consulter la référence [2]. La figure suivante liste les modèles identifiés

pour la dynamique des différentes boucles de régulation, ainsi que les paramètres déduits pour le régulateur.

Recirculation mod	e: models an	nd PI control	loops	parameters
-------------------	--------------	---------------	-------	------------

Single feedback control loop	Model	PI parameters	
		$\overline{K_p}$	T_i (s)
Recirculation pump	$G(s) = \frac{0.0064}{s+0.1871}$	12.1% kg ⁻¹ s	3.2
Feed pump	$G(s) = \frac{0.05223 \cdot 10^{-5}}{s + 0.11765}$	$0.95\% \text{ bar}^{-1}$	6
Middle separator level	$G(s) = \frac{0.009}{s} e^{-340 \ s}$	$0.135\% \text{ mm}^{-1}$ $0.150\% \text{ mm}^{-1}$	1300
Outlet steam pressure	$G(s) = rac{-0.001706 \cdot 10^{-5}}{s + 0.00556}$	-5.4% bar ⁻¹	184
Outlet steam temperature (30 bar)	$G(s) = \frac{1.657 \cdot 10^{-4}}{s^2 + 0.016 \ s + 7.9 \cdot 10^{-5}} e^{-100 \ s}$	0.39% °C ⁻¹	520
Outlet steam temperature (60 bar)	$G(s) = \frac{1.051 \cdot 10^{-4}}{s^2 + 0.0169 \ s + 7.9 \cdot 10^{-5}} e^{-80 \ s}$	0.78% °C ⁻¹	700
Outlet steam temperature (100 bar)	$G(s) = \frac{1.381 \cdot 10^{-4}}{s^2 + 0.0223 \ s + 1.384 \cdot 10^{-4}} e^{-90 \ s}$	1.08% °C ⁻¹	700

Figure 3-4: Modèles identifiés des boucles de régulation et paramètres des régulateurs PI, extrait de [1]

Les comportements dynamiques de la pompe de recirculation, de la pompe d'alimentation et de la pression de sortie sont modélisés par une fonction de transfert (domaine fréquentiel) du premier ordre :

$$G(s) = \frac{K}{s+\tau} \tag{III-1}$$

La boucle de régulation du niveau de liquide du séparateur central est modélisée par un intégrateur retardé. Le processus est en effet instable lorsque soumis à un échelon de l'actionneur.

$$G(s) = \frac{K}{s}e^{-\tau s}$$
(III-2)

Enfin, la boucle de régulation de la température de sortie de la vapeur surchauffée est modélisée par une fonction du deuxième ordre retardée :

$$G(s) = \frac{K}{s^2 + a_1 s + a_0} e^{-\tau s}$$
(III-3)

On peut remarquer que les ordres de grandeur des constantes de temps sont assez différents entre la boucle de régulation de la pompe de recirculation (~ 3 s) et du niveau de liquide du séparateur central (~ 1300 s). Cela donne une bonne idée du comportement dynamique dans le vaporiseur : l'effet sur le séparateur d'une action sur le débit en entrée est long à apparaître, du fait de l'important temps caractéristique de l'écoulement. L'action de la pompe de recirculation pour le changement de débit dans la boucle est par contre plus rapide, d'où la faible constante de temps de son PI.

Dans l'étude citée ici, les auteurs expérimentent des journées complètes de fonctionnement pour trois niveaux de pression différents : 30, 60 et 100 bars. Ils concluent que la régulation est plus aisée pour des pressions élevées (60 et 100 bars), car le système de génération de vapeur est plus stable. Le système de régulation proposé est jugé satisfaisant dans sa capacité à absorber des transitoires d'ensoleillement, y compris des transitoires rapides, caractéristiques de perturbations nuageuses.

Une étude numérique de Birnbaum et al. [3] propose une boucle de régulation de la désurchauffe similaire à celle présentée ci-dessus, mais comportant une mesure supplémentaire en milieu du

collecteur à l'entrée duquel l'injection est faite. La régulation se fait donc en « cascade » comme le schématise la figure ci-dessous.



Figure 3-5: Boucle de régulation de l'injection de désurchauffe proposée par (et extrait de) Birnbaum et al. [3]

La boucle maitresse (LEAD) utilise la mesure finale de température (ainsi que la température de consigne) pour déterminer la consigne d'injection, et la boucle secondaire corrige cette consigne en utilisant la mesure de température intermédiaire. Le paramétrage des contrôleurs se fait selon la méthode de Kock et al. [4], décrite plus bas. Le système simulé dans l'étude est une boucle unitaire de collecteurs cylindro-paraboliques (4 pour le vaporiseur, 2 pour le surchauffeur) mesurant chacun 150m, plus longs donc que les collecteurs du prototype DISS. Les auteurs ont étudié l'influence des perturbations d'ensoleillement en échelon sur la température de sortie de vapeur surchauffée, en distinguant les perturbations sur le vaporiseur et sur le surchauffeur. Les résultats suggèrent que les perturbations les plus défavorables mènent à des transitoires de température jusqu'à 29K/min, c'est-à-dire supérieures aux valeurs proposées par les normes décrites au chapitre 2. La simulation d'une journée réelle d'ensoleillement (Tabernas, 27 février 2002) montre que la température dépasse la limite absolue de la norme (28K de plus que le nominal) plusieurs fois dans la journée pour une durée totale de 4 minutes. Un dépassement de ce type sur une turbine réelle signifierait un arrêt forcé avec la conséquence d'une discontinuité de production électrique et d'une diminution de la longévité de la turbine. Les auteurs suggèrent donc comme pistes d'amélioration d'ajouter de l'inertie thermique au surchauffeur ou d'utiliser une injection de désurchauffe directement en amont de la turbine.

3.1.1.2. Régulation d'un surchauffeur à lignes parallèles : température et débit

Koch et al. [4] proposent un modèle de surchauffeur à plusieurs lignes parallèles, aboutissants au même séparateur. Chaque ligne est composée de deux collecteurs cylindro-paraboliques, d'une injection de désurchauffe située entre les deux collecteurs, et d'une vanne en sortie du deuxième collecteur. L'étude montre l'utilité de ces vannes de sortie pour la régulation de la distribution des débits dans les lignes si elles sont soumises à des perturbations d'ensoleillement différentes (asymétriques). Elle est également intéressante au sens où est proposée une méthode globale de régulation des lignes parallèles en utilisant les actionneurs individuels. L'étude comporte une partie de modélisation acausale du surchauffeur, ainsi qu'une linéarisation du modèle pour la définition du système de régulation. Cette dernière étape est décrite ci-dessous.

3.1.1.2.1. Modèle linéaire d'une ligne unitaire

Les équations de bilan de masse, d'énergie et quantité de mouvement, ainsi que de l'équation d'échange thermique à la paroi du tube, sont d'abord linéarisées avec la méthode suivante (exemple du coefficient d'échange thermique à la paroi α) :

$$\alpha(t) = \bar{\alpha} + \Delta \alpha(t) \tag{III-4}$$

avec $\bar{\alpha}$ la valeur stationnaire et $\Delta \alpha(t)$ la perturbation. A partir des équations linéarisées, les fonctions de transfert sont établies, fonctions ayant la température de sortie de vapeur en variable de sortie. Les entrées sont le flux thermique, le débit et la température d'entrée. Les trois fonctions de transfert ainsi obtenues ont un terme commun $G_0(s)$, composé d'un terme de retard pur et d'un terme non algébrique :

$$G_0(s) = e^{-t_d s} e^{-\frac{K_F s}{s + K_R s}}$$
 (III-5)

Le terme non algébrique n'est pas adapté à la simulation numérique (les solveurs fonctionnant en effet mieux avec des termes polynomiaux), il est donc approximé par un modèle PT d'ordre n, selon la méthode de Marsik et Fortova [5] (en Allemand) :

$$e^{-\frac{K_F s}{s+K_R s}} = \frac{1}{(T_t s+1)^n}$$
 (III-6)

Avec
$$n = \frac{K_F}{2} - 2$$
 et $T_t = \frac{K_F}{K_R n}$ (III-7),(III-8)

Le terme de retard est lui remplacé par une approximation de Padé :

$$e^{-t_d s} = \frac{1 - \frac{t_d}{2}s}{1 + \frac{t_d}{2}s}$$
(III-9)

3.1.1.2.2. Modèle multilignes matriciel

Le surchauffeur, composé de n_r lignes identiques, est modélisé par une relation matricielle qui relie le vecteur des différentiels d'ouverture de vanne ΔH au vecteur des différentiels de débit $\Delta \dot{M}$:

$$\Delta \dot{\boldsymbol{M}} = \boldsymbol{K}_{MH} \Delta \boldsymbol{H} \qquad \text{avec } \boldsymbol{K}_{MH} = -\left(\frac{\partial f}{\partial \dot{\boldsymbol{M}}}\right)^{-1} \cdot \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{H}}$$
(III-10), (III-11)

La fonction f est établie à partir de deux considérations physiques : la perte de charge totale est la même dans chaque ligne, étant connectées au même séparateur et au même collecteur pré-turbine, et il y a conservation du débit de masse total. La perte de charge dans une ligne i est la somme des pertes dans les 2 collecteurs et dans la vanne de sortie :

$$\Delta p_{loss,i} = \Delta p_{i,1} + \Delta p_{i,2} + \Delta p_{i,\nu} \tag{III-12}$$

La perte de charge de la vanne est fonction du débit en entrée de collecteur \dot{M}_i , le débit de désurchauffe $\dot{M}_{inj,i}$, la masse volumique $\rho_{Fv,i}$ (fonction de la pression d'admission turbine p_{turb} et la température de sortie $T_{Fa,i2}$), des caractéristiques de vanne K_{v0} et K_{vs} et l'ouverture relative H_i/H_{100} . La relation matricielle entre le vecteur des ouvertures de vanne et le vecteur des températures (pré-injection de désurchauffe, indice 1) $\Delta T_{Fa,1}$ peut donc être écrit :

$$\Delta \boldsymbol{T}_{Fa,1} = \boldsymbol{G}_{M,1} \boldsymbol{K}_{MH} \,\Delta \boldsymbol{H} \tag{III-13}$$

avec $G_{M,1}$ la matrice diagonale des fonctions de transfert de chaque ligne $G_M(s) = \frac{\Delta T_{Fa}}{\Delta \dot{M}}$ (III-14)

3.1.1.2.3. Principe du système de contrôle

Le principe du système de contrôle proposé est de maintenir les températures intermédiaires de toutes les lignes sur une valeur homogène. Il s'agit d'un système feedback où l'erreur mesurée est l'écart par rapport à la moyenne de températures avant désurchauffe, et où la consigne est donc 0. Les régulateurs PI sont utilisés avec des paramètres adaptatifs.

Le vecteur des températures $\Delta T_{Fa,1}$ est transformé en vecteur des écarts à la moyenne $\Delta T_{Fa,1}^{diff}$ par la transformation linéaire suivante:

$$\Delta \boldsymbol{T}_{Fa,1}^{aliff} = \boldsymbol{A}_{trans} \Delta \boldsymbol{T}_{Fa,1} \tag{III-15}$$

La matrice diagonale de « dilatation » Sc_u est aussi introduite, elle est utilisée pour introduire des coefficients de pondération (détaillés plus loin). La transformation linéaire reliant le vecteur de consigne du contrôleur au vecteur des variables régulées $\Delta T_{Fa,1}^{diff}$ est donc :

$$\boldsymbol{G}_{T_{Fa,1}}^{diff} = \boldsymbol{A}_{trans} \boldsymbol{G}_{M,1} \boldsymbol{K}_{MH} \boldsymbol{S} \boldsymbol{c}_{\boldsymbol{u}} \tag{III-16}$$

La structure générale de la régulation est schématisée sur la figure ci-dessous. La partie basse est globalement la boucle fermée modélisant l'action du régaleur K (ici un PI, mais pouvant être plus complexe) et la dynamique du surchauffeur, et la partie haute est le modèle linéaire des perturbations d'ensoleillement et de débit.



Figure 3-6: Structure générale du système de contrôle proposé par (et extrait de) Koch et al. [4]

En boucle fermée, on a donc les relations linéaires entre le vecteur des perturbations d'irradiation incidente et le vecteur des variables régulées et des variables réglantes suivantes :

$$\Delta T_{Fa,1}^{diff} = (Eye(n_r) + G_{T_{Fa,1}^{diff}}K)^{-1} A_{trans}G_{I,1}\Delta I_1$$
(III-17)

$$\Delta H = Sc_u K (Eye(n_r) + G_{T_{Fa,1}^{diff}} K)^{-1} A_{trans} G_{I,1} \Delta I_1$$
(III-18)

 $Eye(n_r)$ est la matrice identité.

3.1.1.2.4. Paramètrage du régulateur PI

La matrice de dilatation Sc_u est utilisée pour introduire des termes diagonaux de compensation du gain des vannes de régulation et du gain de la fonction de transfert $G_{M,1}$. Elle est composée de deux matrices de compensation $K_{M,comp}$ et $K_{MH,comp}$ qui sont respectivement les inverses de $G_{M,1}$ and K_{MH} , et d'un facteur lié au nombre de lignes :

$$Sc_u = K_{M,comp} K_{MH,comp} \frac{n_r - 1}{n_r}$$
(III-19)

Un intervalle de fonctionnement du système est défini, en termes d'acceptabilité des débits. Le débit minimum est défini de telle façon que la température en sortie de l'avant-dernier collecteur ne dépasse pas sa température de défocalisation (410°C), et le débit maximum tel que la température minimum soit de 380°C.

Les auteurs de l'étude proposent un réglage des contrôleurs privilégiant la stabilité du système, ce qui implique de faibles gains et des constantes de temps relativement importantes. Ceci dans le but de ne pas interférer avec la régulation relativement rapide des injections de désurchauffe (indépendante, et qui n'est pas l'objet du travail cité ici). En terme quantitatif, il est proposé qu'une perturbation asymétrique d'ensoleillement de 100 W/m² (soit environ 10% du flux maximal supposé) provoque un écart à la consigne de température de 1K au maximum, ce qui est assez faible, et ce qui permet de dimensionner les fonctions de transfert.

Chaque ligne de surchauffe dispose de son régulateur PI, et les paramètres sont calculés de façon adaptative. Le gain $k_{p,i}$ est fixé, et déterminé en fonction des considérations ci-dessus alors que la constante de temps est calculée en fonction des conditions thermiques dans le surchauffeur :

$$T_{i} = T_{i,factor} \frac{1}{2} \frac{\left(d_{a}^{2} - d_{i}^{2}\right)\rho_{R}c_{R}}{\bar{\alpha}d_{i}} \left(1 + \frac{n-2}{6}\right)$$
(III-20)

La constante de temps liée au tube absorbeur $\frac{1}{2} \frac{(d_a^2 - d_i^2)\rho_R c_R}{\overline{\alpha} d_i}$ est aussi proposée par Eck & Hirsch [6] pour le réglage du régulateur PI de la désurchauffe. $k_{p,i}$ et $T_{i,factor}$ sont déterminés pour chaque ligne en fonction des considérations déjà évoquées.

Koch et al. proposent également une régulation lente (non détaillée ici) pour assurer le retour des vannes de fin de ligne à leur position initiale.

3.1.1.2.5. Conclusion de l'étude

En effectuant la simulation de transitoires locaux d'ensoleillement sur un surchauffeur connecté à un séparateur central, les auteurs montrent que des perturbations asymétriques non compensées par une régulation active du débit dans chaque ligne mènent à une régulation moins efficace de la température en sortie. La régulation de la distribution du débit ne permet pas de modifier le niveau absolu de température avant désurchauffe, mais son homogénéité dans le surchauffeur, permettant ainsi une meilleure régulation de la température de sortie par la désurchauffe. La méthode de régulation est simple dans le principe, au sens où il s'agit d'un simple couple PI-feedback, mais le paramétrage du PI nécessite une modélisation du procédé relativement complexe.

3.1.2. Structures de contrôle prédictif : feedforward

Dans le cadre du projet INDITEP [7], Eck & Hirsch [6] modélisent la centrale DISS afin de valider leur travail de modélisation de la centrale pré-commerciale INDITEP. Afin d'étudier l'impact de transitoires d'ensoleillement sur le fonctionnement, différentes options sont étudiées pour le système de régulation.

3.1.2.1. Régulation du débit d'entrée de vaporiseur

Les auteurs proposent une méthode de régulation globale du débit utilisant plusieurs boucles, illustrée par la figure ci-dessous.



Figure 3-7: Régulation du vaporiseur proposé par (et extrait de) Eck & Hirsch [6]

La boucle de base agit sur le débit en régulant le niveau liquide du séparateur central avec une mesure feedback et un régulateur PI. Les paramètres du régulateur sont déterminés « manuellement » en fixant des objectifs sur le dépassement et le taux d'amortissement, pour différents flux d'ensoleillement et de débit de recirculation. Les paramètres sont ensuite déterminés de façon adaptative par interpolation des réglages disponibles. Les simulations montrent des temps caractéristiques d'écoulements élevés dans le vaporiseur, observations également faites par d'autres études (voir paragraphes précédents). Cela implique, pour des raisons de stabilité en boucle fermée, qu'un gain faible du PI est nécessaire, générant par conséquent une action de régulation lente. Deux boucles de régulation supplémentaires sont étudiées, l'une utilisant la mesure du débit de vapeur en sortie du surchauffeur, l'autre son estimation par une mesure en temps réel de l'irradiation solaire. Les résultats montrent que l'ajout d'une des deux améliore nettement la régulation, en réduisant notamment les pics de débit, comme le montre la figure ci-dessous.



Figure 3-8: Débit liquide en sortie de vaporiseur soumis à une triple perturbation d'ensoleillement, avec la régulation PI simple de niveau du ballon (-), avec ajout de la mesure du débit vapeur produit (- - -), ou son calcul par mesure de l'irradiation (...), extrait de [6]

En termes d'application concrète, la première option implique d'utiliser un capteur de débit vapeur en sortie de champ solaire, et plusieurs capteurs d'ensoleillement direct et de température pour la deuxième.

Les résultats montrent que la méthode de mesure directe du débit vapeur donne des résultats légèrement meilleurs que la méthode consistant à l'évaluer par une mesure de l'irradiation et un bilan énergétique.

Une étude de Dominguez et al. [8] propose deux méthodes de contrôle du champ solaire (y compris la régulation de la température de sortie de la vapeur) basées sur la mesure en direct de l'irradiation solaire. La première utilise la régulation du débit d'alimentation et la seconde utilise en plus la régulation du débit de recirculation, afin de maitriser l'enthalpie spécifique de l'eau en entrée du champ solaire :



Figure 3-9: Méthodes de contrôle du champ solaire par régulation de débit d'alimentation (gauche) et régulation d'enthalpie d'entrée (droite) proposées par Dominguez et al. [8]

Les deux régulations sont testées sous l'effet de la triple perturbation d'irradiation utilisée par Eck & Hirsch [6], et il est montré que la première option qui consiste à réguler simplement le débit d'alimentation permet de mieux absorber les transitoires d'ensoleillement, autant pour la limitation des variations de débits dans le vaporiseur que pour le maintien de la température vapeur en sortie.

L'utilisation d'une structure feedforward pour la régulation du vaporiseur est proposée également dans un travail plus ancien de Eck & Steinmann [9]. L'étude est plutôt consacrée au mode injection, mais une structure de régulation est néanmoins proposée par une architecture en recirculation, illustrée par la figure suivante.



Figure 3-10: Structure de contrôle du mode recirculation proposée par (et extrait de) Eck & Steinmann [9]

Le débit d'alimentation du vaporiseur est régulé par l'addition d'une boucle PI-feedback sur la mesure de l'enthalpie de sortie, et d'un signal de régulation prenant en compte la mesure directe de l'irradiation incidente. La pompe de recirculation est régulée pour assurer un ratio recirculation/alimentation constant. La vapeur surchauffée en sortie du champ solaire est régulée en pression par une vanne, avec une boucle PI-feedback, et en température par une structure présentée dans la section suivante.

3.1.2.2. Régulation de température d'une ligne simple de surchauffeur

Le travail d'Eck & Hirsch [6] (déjà abordé au paragraphe 3.1.2.1) propose une structure de contrôle de la température de vapeur utilisant l'injection d'eau froide en amont du dernier collecteur de surchauffe,

de manière identique aux travaux de Valenzuela et al. [1]. Le calcul du débit injecté en désurchauffe se fait par une boucle PI-feedback mesurant la température de la vapeur en sortie, et par une boucle feedforward utilisant les mesures d'enthalpie et de débit de la vapeur en amont du dernier collecteur, et de l'irradiation incidente. Une structure similaire est proposée par Eck & Steinmann [9] comme mentionné précédemment.



Figure 3-11: Structure de régulation de la désurchauffe proposée par Eck & Hirsch [6]

Les paramètres du régulateur PI (boucle en feedback) sont adaptatifs, selon les conditions de l'écoulement dans le surchauffeur. Un modèle linéaire du procédé (détaillé dans un autre chapitre) permettant l'obtention des fonctions de transfert du système est utilisé. Les coefficients extraits de ses fonctions sont utilisés pour calculer les paramètres du PI

3.1.3. Structure de contrôle à compensation de temps mort

Même si le ballon joue un rôle « tampon » dans la gestion des transitoires, un contrôle strict du niveau liquide permet un plus petit dimensionnement, avec à la clef un coût réduit [10], [11]. C'est pourquoi des recherches sur les stratégies de régulation du niveau sont menées. Valenzuela et al. [12] ont évalué l'impact de l'utilisation de méthodes de compensation de temps mort basées sur des prédicteurs dits de « Smith ». La régulation du niveau du séparateur est en effet caractérisée par d'importants retards dus au temps de séjour du fluide dans les lignes. Un schéma de principe est proposé ci-dessous (le régulateur n'a pas nécessairement la forme présentée) :



Figure 3-12: Schéma de principe d'une structure de régulation à prédicteur Smith, extrait de [12]

Le prédicteur de Smith a été proposé dans les années 50 en réponse au besoin croissant de réguler des procédés industriels comportant des temps morts importants. En termes de schéma de régulation, le principe est de soustraire au signal de sortie du procédé (après perturbation) un signal correspondant au **modèle** du procédé corrigé, modèle incluant un terme de retard dans la fonction de transfert. Cette méthode appartient à la catégorie des structures de contrôle par modèle interne, ou *Internal Model Control (IMC)*, que nous aborderons dans une autre section. Il est important de noter que le terme

« prédicteur » n'est pas à prendre au sens d'anticipation, qui caractérise les méthodes de régulation par prédiction de modèle (*Model Predictive Control, MPC*).

Valenzuela et al. [12] proposent l'utilisation de prédicteurs Smith modifiés par Matausek & Micic [13] et Normey-Rico & Camacho [14], utilisés pour la régulation de procédés au comportement intégrateur. Les deux structures sont illustrées ci-dessous :



Figure 3-13: Prédicteurs de Smith modifiés proposés par Matausek & Micic [13] (gauche) et Normey-Rico & Camacho [14] (droite), présentés (et extrait de) Valenzuela et al. [12]

On peut voir que la structure de Matausek & Micic soustrait au signal de correction de l'erreur un signal de rejet de perturbation proportionnel (via un simple gain) à la sortie du procédé moins sa valeur calculée par le modèle retardé. Les paramètres de régulation à définir sont donc K_r and K_d . Le premier est calculé à partir d'un temps de réponse désiré et d'un paramètre du modèle, le second est purement fonction du modèle retardé :

$$K_r = 1/(KT_r) K_d = 1/(2KD) (III-21,22)$$

Tableau 3-1 : Paramètres du régulateur proposé par Matausek & Micic [13]

K and D sont le gain et le retard du modèle du procédé.

La structure de Normey-Rico & Camacho est basée sur une structure proposée par Watanabe & Ito [15], avec un filtre supplémentaire pour la consigne de régulation. Les paramètres du contrôleur sont également calculés en fonction d'un temps de réponse voulu et des paramètres du modèle :

$T_i = 2T_r + D$	$K_c = \frac{2T_r + D}{K(T_r + D)^2}$	(III-23,24)
Tableau 3-2: Paramètres du régul	lateur proposé par Normey-Rico & Cama	acho [14]

L'étude de Valenzuela et al. [12] montre qu'une simple régulation PI-feedback ou proportionnelfeedback est suffisante pour contrôler le niveau d'un ballon de taille importante, mais qu'une régulation type prédicteur Smith est nécessaire si le ballon est de petite taille et requiert un maintien plus strict du niveau de liquide.

3.1.4. Résumé

Ainsi que vu dans cette section, un nombre important d'études de régulation ont été consacrées au mode recirculation, on peut donc proposer le tableau ci-dessous, résumant les différentes stratégies proposées ainsi que les conclusions des études auxquelles elles font référence.

	Régulation vaporiseur – Type de contrôleur	Paramétrage du contrôleur	Régulation du séparateur	Paramétrage du contrôleur	Régulation surchauffeur	Paramétrage du contrôleur	Conclusions étude
ValenzuelaDébit recirculation constant par régulation de vitesse pompe – PI feedbackIdentification de modèle par échelon en boucle ouverteet al., 2006ΔP vanne d'alimentation constante avec régulation pompe d'alimentation – PI feedback+	Débit recirculation constant par régulation de vitesse pompe – PI feedback	Identification de modèle par échelon en boucle ouverte	e on Niveau liquide te constant par	Identification de modèle par échelon en	Température sortie constante par régulation débit vanne désurchauffe – PI feedback	Identification de modèle par échelon en boucle ouverte	Etude expérimentale Régulation satisfaisante pour ensoleillement clair et
	régulation débit vanne d'alimentation – PI et feedback Paramétrage empir et marge de stabi		Pression sortie constante par régulation vanne de sortie – PI et feedback	+ Paramétrage empirique et marge de stabilité	Meilleure régulation si opération à haute pression		
Eck & Hirsch, 2007 [6]	Niveau liquide séparateur et production de vapeur constant - 3 méthodes testées : voir séparateur		A : PI et feedback sur niveau – Régulation débit alimentation Idem + feedback sur débit vapeur surchauffe (mesure) Idem + feedforward (mesure DNI) sur débit vapeur surchauffe	Identification de modèle + Configuration manuelle avec contrainte sur dépassement et amortissement. Paramètres adaptatifs.	Température sortie constante par régulation débit vanne désurchauffe: PI et feedback + Feedforward par mesure conditions amont et DNI	Modèle linéarisé et fonctions de transfert + Paramétrage adaptatif	Meilleure régulation vaporiseur : Méthode A Régulation température sortie plus efficace avec mesure directe et feedforward
Koch et al., 2007 [4]	Non abordé		Non abordé		Température en amont désurchauffe: Régulation multi lignes. Contrôle de l'écart à la moyenne par régulation vannes de sortie (une par ligne) – PI et feedback	Modèle mono ligne linéaire et modèle multi lignes par application matricielle + Paramétrage adaptatif selon ligne et condition écoulement	Si perturbation hétérogène d'ensoleillement, Régulation globale plus efficace si inclue régulation

Tableau 3-3 : Résumé des méthodes de contrôles référencées pour la recirculation

Valenzuela et al., 2006 [12]	Non abordé		Niveau liquide constant par régulation débit alimentation – feedback et compensation de temps mort par prédicteurs Smith modifiés	Spécifique au prédicteur utilisé, voir références [12–14]	Non abordé		Utilisation des prédicteurs Smith nécessaire si un contrôle strict s'impose (petits ballons)
Birnbaum et al., 2011 [3]	Pas d'information		Pas d'information		Température de sortie constante par régulation de débit désurchauffe — PI et feedback sur température intermédiaire et sortie	Similaire à Koch et al. 2007 [4]	Variations de température au-delà des normes en cas de perturbations d'ensoleillement critiques
Dominguez et al., 2014 [8]	Régulation débit d'alimentation – feedforward et mesure DNI Contrôle enthalpie d'alimentation par régulation débits recirculation et alimentation - feedforward et mesure DNI		Régulation via le contrôle du vaporiseur		Température de sortie constante, régulation via le vaporiseur - voir vaporizer		Régulation simple du débit alimentation plus efficace Régulation de l'enthalpie d'alimentation potentiellement intéressante pour éviter chute production vapeur si perturbation DNI
Eck & Steinmann, 2000 [4]	Contrôle de l'enthalpie de sortie par régulation de pompe d'alimentation – PI et feedback + Feedforward et mesure de DNI Débit recirculation / alimentation constant par régulation de	Pas d'information	Régulation via le contrôle du vaporiseur		Température de sortie constante par régulation de débit de désurchauffe — PI et feedback + Feedforward par mesure conditions amont et DNI Constant outlet pressure with valve — PI and feedback	Pas d'information	Système de contrôle "satisfaisant", mais pas de détails

pompe de recirculation – PI et feedback			

3.2. Stratégies de régulation pour l'architecture once-through

Ce mode de fonctionnement est le plus simple de tous, et représente l'option la moins couteuse pour la construction du champ solaire. En contrepartie, il y a moins d'actionneurs disponibles pour réguler la production de vapeur lorsque celle-ci doit encaisser des transitoires d'ensoleillement. Du fait de l'absence de séparateur intermédiaire et de boucle de recirculation, il y a également un couplage plus important entre les phénomènes dynamiques dans la partie de vaporisation et les conditions de la vapeur surchauffée en sortie.

Des études avec cette architecture ont aussi été menées dans la cadre du projet DISS à la plateforme solaire d'Almeria. Valenzuela et al. [16], [17] proposent une structure de contrôle de la température de vapeur surchauffée en sortie et utilisant des méthodes de feedforward. Les figures suivantes montrent un schéma de la boucle DISS en mode once-through ainsi qu'un schéma bloc du système de contrôle proposé.



Figure 3-14: La boucle DISS en mode once-through, extrait de [16]



Figure 3-15: Schéma bloc du système de contrôle global [17]

3.2.1. Boucles de régulation en PI et feedback

• Perte de charge à travers la vanne d'alimentation

Le différentiel de pression à travers la vanne d'entrée du champ solaire est maintenu constant par la régulation de la vitesse de la pompe d'alimentation. De cette façon, la vanne offre une relation linéaire entre le pourcentage d'ouverture et le débit qu'elle délivre au champ solaire, rendant la régulation plus aisée.

• Pression de sortie de la vapeur surchauffée

Bien que la ligne délivre de la vapeur surchauffée en sortie, le ballon en bout de ligne sert à séparer les phases au cas où le fonctionnement n'est plus au point nominal. La pression dans cette partie de la ligne est maintenue constante par la régulation de la vanne de sortie sur la ligne qui mène à la turbine.

Ces deux boucles de régulation utilisent un contrôleur PI et une simple mesure feedback, indiquent aux boucles utilisées en mode recirculation. Le paramétrage se fait également de la même façon.

3.2.2. Structures en feedforward pour la régulation de la température de sortie

La régulation de la température de vapeur surchauffée en sortie du champ solaire se fait en utilisant deux structures, l'une agissant sur le débit en entrée de vaporiseur, l'autre agissant sur le débit de désurchauffe injecté entre le collecteur 10 et le collecteur 11.

3.2.2.1. Régulation du débit en entrée de vaporiseur

Valenzuela et al. [16] proposent une structure en cascade comportant une boucle principale (maîtresse) et une boucle secondaire (esclave), structure illustrée par la figure suivante.



Figure 3-16: Structure de régulation du débit d'entrée de vaporiseur, extrait de [16]

La boucle principale s'appuie sur un contrôleur feedforward afin de réguler le débit à injecter pour maintenir la température de sortie à la consigne, et ce en utilisant la mesure de l'irradiation incidente et des conditions de l'écoulement. En parallèle, un contrôleur PI ajuste ce débit en utilisant la mesure feedback de la température. Le débit calculé est donc la somme de ces deux signaux et sert de consigne à la boucle esclave, qui est une simple structure PI-feedback, et qui régule le débit effectif en agissant sur la vanne d'entrée. Les régulateurs des boucles PI-feedback sont paramétrés grâce à la méthode

d'identification de modèle en boucle ouverte (déjà présentée). Les modèles identifiés et les paramètres des PI sont regroupés dans le tableau ci-dessous.

		PI Parameter	8
Control Loop	Model	Kp	<i>T_i</i> [s]
Feed pump	$G(s) = \frac{0.1375}{s^2 + 1.322s + 0.3329}$	1.1%/bar	10
Outlet steam pressure	$G(s) = \frac{-4.54310^{-3}s - 5.05 \cdot 10^{-5}}{s^2 + 4.976 \cdot 10^{-2}s + 9.693 \cdot 10^{-5}}$	-5.3 %/bar	184
Outlet steam temperature control via injector valve (G_1 master loop, G_2 slave loop)	$G_1(s) = \frac{-a}{s+b}e^{-cs}$ where $a \in [3.12, 8.13], b \in [5 \cdot 10^{-3}, 6.6 \cdot 10^{-3}]$ and $c \in [70, 100]$	−0.0015 kg/s/°C	600
	$G_2(s) = \frac{-3.2 \cdot 10^{-4}}{s + 0.2}$	-500%/kg/s	12
Outlet steam temperature control via feed valve (G_1 master	$G_1(s) = \frac{-a}{s+b}e^{-cs}$ where $a \in [1.365, 2.526], b \in [1.8 \cdot 10^{-3}, 9.6 \cdot 10^{-4}]$	$-8\cdot 10^{-5}~\rm kg/s/^{\circ}C$	250
100p, 02 slave 100p)	$G_2(s) = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{s + 0.1}$	20% kg/s	12

Figure 3-17: Modèles utilisés et paramètres des régulateurs de la structure de contrôle du débit vaporiseur, extrait de [16]

Le calcul du signal de sortie du contrôleur feedforward m_{ff} se fait par un bilan d'énergie sur toute la ligne des 11 collecteurs :

$$(m_{in} + m_{inj})h_{out} - (m_{in}h_{in} + m_{inj}h_{inj}) = \eta_{loop}A_{col}L_{loop}E - U_lS_{abs}(T_{av} - T_{amb})$$
(III-25)

Les méthodes et approximations utilisées pour le calcul des termes de l'équation ci-dessus sont résumées dans le tableau suivant (en Anglais) :

m _{in}	Inlet flow rate	The feedforward controller output m_{ff}
m_{inj}	Cooling flow rate (kg/s)	Replaced by the manually fixed nominal flow rate m_{inj_set}
h _{in}	Inlet enthalpy (J/kg)	Computed with a polynomial function to the inlet temperature T_{in}
h _{inj}	Cooling water enthalpy (J/kg)	Computed with a polynomial function to the cooling water temperature T_{inj}
hout	Outlet enthalpy (J/kg)	Computed with a polynomial function to the reference temperature T_{ref}
η_{loop}	Overall collector efficiency	Estimated from experimental data
A _{col}	Collector aperture (m ²)	
L _{loop}	Collector length (m)	
E	Irradiation (W/m ²)	
U_l	Thermal loss coefficient (J/s m ² K)	Approximated with a polynomial to the temperature difference $T_{av} - T_{amb}$
S_{abs}	Absorber tube surface (m)	
T_{av}	Fluid average temperature (K)	
T_{amb}	Ambient temperature (K)	

Tableau 3-4: Termes et méthodes de calcul pour le contrôleur feedforward

Le travail de Eck & Steinmann [4], déjà abordé pour la recirculation, propose une structure de contrôle de la température de sortie, mais seule la vanne d'entrée est disponible comme actionneur, il n'y a pas d'injection de désurchauffe. L'ouverture de vanne régule le débit et reçoit comme signal de contrôle la somme d'un correcteur PI utilisant la mesure feedback de la température et d'un contrôleur feedforward. La structure est illustrée par la figure ci-dessous.



Figure 3-18 : Structure de régulation du débit en entrée de vaporiseur proposée par Eck & Steinmann [4]

3.2.2.2. Régulation du débit de désurchauffe

Dans leur travail, Valenzuela et al. [16] font mention du comportement non linéaire de la dynamique induite par la désurchauffe. La structure en cascade, utilisée également pour la régulation de débit de vaporiseur, permet la compensation des non-linéarités.



Figure 3-19:Structure de contrôle de l'injection de désurchauffe, extrait de [16]

Ce système de contrôle utilise un débit nominal d'injection imposé « manuellement » et corrigé par le signal de la boucle de contrôle principale, qui est la somme de deux débits : le contrôleur feedforward, qui calcule le débit stationnaire Δm_{ff_iv} en utilisant la mesure des conditions de l'écoulement, et le contrôleur PI qui calcule la correction Δm_{eT} en utilisant un feedback sur la température. Cette somme Δm_{inj} est utilisée pour corriger le débit nominal m_{inj_set} , et le signal obtenu sert ensuite de consigne de débit à la boucle PI-feedback esclave. Le débit nominal m_{inj_set} sert aussi au système de contrôle du débit de vaporiseur, comme on peut le voir dans la section précédente.

Un bilan d'énergie sur le dernier collecteur est utilisé pour le calcul du débit d'injection stationnaire Δm_{ff_iv} , ainsi qu'une régression linéaire pour identifier les paramètres d'une expression linéaire :

$$\Delta m_{ff_{iv}} = c_1 \Delta T_{in_{c}} + c_2 \Delta m_{in_{c}} + c_3 T_{ref} + c_4 T_{inf} + c_5$$
(III-26)

3.2.3. Conclusion et perspectives pour le mode once-through

Nous avons donc vu que les structures de régulation proposées pour le mode « once-through » sont globalement plus complexes que celles proposées pour le mode « recirculation » (pour le débit en entrée

de vaporiseur notamment), ce qui explique peut-être qu'il reste aujourd'hui moins utilisé. Cependant, son potentiel intéressant de réduction du coût du champ solaire DSG le rend attractif. Des études supplémentaires, dont certaines centrées sur des stratégies de régulation avancées, sont en cours, notamment à la plate-forme solaire d'Almeria avec le projet DUKE [18], [19].

3.3. Stratégies de régulation pour l'architecture en injection

Au début du projet DISS, il était attendu que la contrôlabilité du mode d'opération en injection soit bonne [20]. Cela reste cependant le mode opératoire le moins étudié, que ce soit numériquement ou expérimentalement.

Comme pour le mode once-through, la préchauffe, la vaporisation et la surchauffe se font dans la même ligne sans séparateur intermédiaire. La connaissance des points de transition est donc également difficile, alors que pour définir le système de régulation, l'hypothèse doit être faite que les états enthalpiques de l'eau/vapeur soient connus aux positions des injecteurs.

Le travail de Eck & Eberl [21] propose l'étude de deux systèmes de contrôle, l'un utilisant un régulateur PI adaptatif, l'autre une régulation en Internal Model Control. L'étude est décrite ci-dessous, notamment la modélisation du surchauffeur (on se référera à l'article original pour le vaporiseur) et le travail duquel sont extraits certains modèles est indiqué.

3.3.1. Modélisation du surchauffeur

Ainsi que mentionné dans le travail de Eck & Geskes [22], plusieurs modèles de surchauffeur ont été étudiés dans le passé, et celui identifié comme le meilleur est une variante du modèle de Marsik et Fortova [5], sous la forme d'une fonction de transfert entre les différents paramètres d'influence.

Chaque section du surchauffeur modélisé est composée d'un collecteur et d'une injection de désurchauffe. La fonction de transfert entre le débit d'injection et la température de sortie est décrite cidessous.

$$\tilde{G}(s) = \frac{\Delta T_a}{\Delta M_i} f \frac{c + 0.2s}{s(1+ds)} \left[a - \frac{a}{(1+bs)^n} e^{-T_t s} \right] + \frac{a K_{Mi}}{(1+bs)^n} e^{-T_t s}$$
(III-27)

L'indice *a* correspond à la sortie du collecteur, *e* l'entrée de l'écoulement principal et *i* l'écoulement d'injection. Les paramètres *a* à *f* et T_t sont décrits dans [22]. Les fonctions de transfert entre les autres paramètres importants (débits, températures et irradiation incidence) sont aussi décrites dans ces travaux. Le terme $\frac{a}{(1+bs)^n}e^{-T_ts}$ est la fonction de transfert de la température de sortie à la température d'entrée $\frac{\Delta T_a}{\Delta T_e}$. Le terme K_{Mi} est la fonction de transfert du débit d'injection à la température d'entrée de collecteur :

$$K_{Mi} = \frac{\Delta T_e}{\Delta M_i} = \frac{M_{e0}(h_i - h_{e0})}{c_e(M_{e0} + M_i)^2}$$
(III-28)

3.3.2. Structure de contrôle du surchauffeur

3.3.2.1. Contrôleur PI adaptatif

Les auteurs proposent un système de contrôle basé sur un régulateur PI aux paramètres adaptatifs. Ils démontrent effectivement, dans un premier temps, qu'un gain et une constante de temps fixés ne peuvent

pas être optimums pour tous les points de fonctionnement du surchauffeur. Une procédure d'optimisation pour calculer les paramètres du PI en fonction des conditions de fonctionnement est présentée, procédure utilisant un critère d'efficacité. Les résultats de l'optimisation des paramètres du PI pour chaque état de fonctionnement sont présentés sur la figure ci-dessous, et ils illustrent le besoin de paramètres adaptatifs pour couvrir l'ensemble des points de fonctionnement :



Figure 3-20: Gain (gauche) et constante de temps (droite) optimisés sur une carte de fonctionnement enthalpie – débit d'entrée, extrait de [21]

Suite à cette procédure d'optimisation, on dispose d'un réglage du régulateur pour différents états de fonctionnement. Il faut maintenant pouvoir faire l'adaptation du réglage pendant un fonctionnement réel du système. Pour se faire, les auteurs utilisent une procédure de design proposée par Astrom [23]. Elle utilise la fonction de transfert de $\tilde{G}(s)$ et sa fonction de transfert en boucle ouverte $G_0(s)$ avec le régulateur PI :

$$G_0(s) = K(1 + \frac{1}{Ts})\tilde{G}(s) \tag{III-29}$$

Cette équation peut se traduire par une relation pour le gain et une relation pour la phase, qui permettent d'exprimer les paramètres du PI:

$$T = -\frac{1}{\omega_d} \tan(\varphi_0 - \varphi_G) \qquad \text{(III-30)} \qquad K = \sin(\varphi_0 - \varphi_G) \frac{|G_0(j\omega_d)|}{|\tilde{G}(j\omega_d)|} \qquad \text{(III-31)}$$

Pour chaque point de fonctionnement de la fonction de transfert $\tilde{G}(s)$, c'est-à-dire pour chaque fréquence ω_d , un point de fonctionnement en boucle ouverte $G_0(j\omega_d)$ est calculé grâce aux équations (III-30) et (III-31), et aux valeurs de *K* et *T* préalablement calculés par la procédure d'optimisation. Les points de fonctionnement $G_0(j\omega_d)$ obtenus sont tous tracés sur un diagramme de Nyquist, formant un nuage de points. Parmi eux, un point est choisi visuellement comme représentant d'un bon compromis des différents états de fonctionnement du système. Ce point est ensuite utilisé comme référence durant le fonctionnement. En effet, durant l'opération réelle du système et de sa régulation, les paramètres du PI sont calculés en direct à nouveau avec les équations (III-30) et (III-31), et le point de référence.

L'avantage de ce système adaptatif est que la couteuse procédure d'optimisation initiale n'est exécutée qu'une seule fois, et que l'adaptation en direct des paramètres du PI pendant le fonctionnement se fait par un simple calcul algébrique. Cette méthode requiert par contre d'identifier (visuellement sur le Nyquist) un point de fonctionnement « moyen » représentatif de l'état du système.

3.3.2.2. Contrôle par modèle interne

Le contrôle par modèle interne est un champ relativement vaste et complexe du contrôle-commande, et nous ne présentons ici que le principe de base. Pour plus d'informations générales sur l'IMC, on pourra se référer à la référence [2], et à l'étude [21] abordée ici pour des détails sur la mise au point de la méthode IMC utilisée.

Le principe du contrôle par modèle interne (*Internal Model Control, ou IMC*) consiste à utiliser une estimation $\tilde{g}(s)$ du modèle g(s)du procédé à contrôler, pour la définition du régulateur. La figure cidessous illustre le principe.



Figure 3-21: Principe de l'IMC, extrait de [2]

d and \hat{d} sont respectivement la perturbation et l'estimation de la perturbation. Ce diagramme bloc peut se reformuler sous d'autres formes équivalentes, présentées sur les diagrammes ci-dessous :



Figure 3-22: Diagrammes blocs alternatifs pour le principe de l'IMC : boucle secondaire (haut), et feedback conventionnel (bas), extrait de [2]

A partir du diagramme représentant la structure conventionnelle feedback, on peut voir que définir une structure de contrôle IMC revient à définir le contrôleur c. On l'exprime généralement comme le produit de l'inverse de la partie « inversible » \tilde{g}_{-} de la fonction $\tilde{g}(s)$ et d'une fonction filtre :

$$c(s) = \frac{1}{\tilde{g}_{-}}f(s) \tag{III-32}$$

La fonction filtre a généralement la forme mathématique ci-dessous. λ est un paramètre et n est l'ordre, choisi tel que le numérateur de c(s) soit d'ordre inférieur à celui de son dénominateur.

$$f(s) = \frac{1}{(\lambda s + 1)^n}$$
(III-33)

3.3.2.3. Performances des systèmes de contrôle proposés

Des simulations sont effectuées par les auteurs avec une première configuration de régulation IMC, ainsi qu'avec le contrôle adaptatif PI. Comme on peut le voir sur la figure de droite ci-dessous, le signal de l'actionneur a un comportement oscillant inacceptable avec la méthode IMC, et stable avec la méthode PI. La réponse du système en température de sortie de vapeur est montrée sur la figure de gauche.



Figure 3-23: Performances des systèmes de contrôle PI et IMC: température de sortie de vapeur (haut) et signal de l'actionneur (bas), extraits de [21]

Le contrôleur de la méthode IMC est recalculé pour améliorer la régulation, et à nouveau comparé à la méthode PI adaptative :



Figure 3-24: Performances, après nouvelle définition, des systèmes de contrôle PI et IMC: température de sortie de vapeur (haut) et signal de l'actionneur (bas), extraits de [21]

On peut voir que le signal de l'actionneur de la méthode IMC n'est plus oscillant, mais la température est plus lente à atteindre la consigne qu'avec la régulation PI.

3.3.3. Conclusions de l'étude de Eck & Eberl

Cette étude est l'une des premières proposant un système de régulation d'un collecteur linéaire DSG, bien que traitant principalement du mode injection, qui reste aujourd'hui peu étudié et à notre connaissance non utilisé dans les centrales existantes.

En proposant une méthode pour définir un régulateur PI adaptatif, les auteurs prouvent également son utilité en démontrant que des paramètres fixes ne peuvent pas être optimums pour tous les points de fonctionnement du système DSG, en particulier au niveau du surchauffeur. Une méthode utilisant le contrôle par modèle interne et relativement complexe à mettre en œuvre est également proposée, et il est montré qu'elle s'avère moins efficace que la régulation PI adaptative. Il est important de noter que le travail présenté traite du mode injection, mais étant donné qu'il se focalise principalement sur le surchauffeur et la régulation de la désurchauffe, il est utilisable pour d'autres architectures.

3.3.4. Travaux de Eck & Steinmann

L'étude de Eck & Steinmann [9], déjà citée précédemment, propose un système de contrôle utilisant le même régulateur PI adaptatif, avec l'addition d'un contrôleur feedforward. Chaque injecteur doit réguler l'enthalpie locale de l'écoulement sur une certaine consigne, et le débit d'injection est la somme d'un terme de correction de l'erreur feedback corrigée par le PI et d'un signal calculé par le contrôleur feedforward sur la base d'une mesure de l'irradiation directe et des conditions d'écoulement locales :



Figure 3-25: Structure de contrôle du mode injection proposée par Eck & Steinmann, extrait de [9]

Ainsi qu'illustré par la figure ci-dessous, les simulations d'une perturbation d'ensoleillement sur le champ solaire régulé avec cette méthode montre une très bonne stabilité en température du système.



Figure 3-26 : Ecart à la consigne de la température de sortie après perturbation d'ensoleillement pour le mode oncethrough (***), recirculation (- - -) et injection (-), extrait de [9]

Les auteurs étudient également l'influence de la précision de l'irradiation directe réelle, et montrent qu'elle est cruciale au bon fonctionnement de la régulation, comme le montre la figure ci-dessous.



Figure 3-27: Influence de la précision de la mesure de l'irradiation directe sur l'écart à la consigne de la température de sortie, pour un mode en injection à trois points, extrait de [9]

L'efficacité, et donc l'intérêt de la méthode feedforward par rapport à une régulation plus basique, est donc conditionnée à une mesure précise du flux solaire direct disponible. On peut donc supposer que mettre en application cette méthode de régulation sur une centrale commerciale, où un grand champ solaire nécessiterait un grand nombre de capteurs différents, serait relativement coûteux. C'est d'autant plus vrai pour cette architecture d'injection, car la mesure du DNI doit être à la fois précise et localisée au niveau des injecteurs.

3.4. Retour d'expérience des centrales commerciales en fonctionnement

Il y a peu de centrales commerciales CSP utilisant la génération directe de vapeur, et encore moins dans la filière à concentration linéaire. A date d'écriture de ce manuscrit, il y a notre connaissance quatre centrales de ce type générant une production électrique raccordée au réseau.

Certaines données de fonctionnement et des informations techniques sur ces centrales sont disponibles dans la littérature, mais très peu d'informations précises sont publiées, et notamment pour les systèmes de régulation, pour des raisons de confidentialité industrielle. Il parait néanmoins intéressant de mettre en perspective les méthodes de régulation proposées dans la littérature scientifique (et qui restent pour la plupart des études numériques) avec les applications concrètes industrielles.

3.4.1. La centrale Thai Solar One

La centrale cylindro-parabolique Thai Solar One (TSE-1), développée par la compagnie allemande Solarlite et localisée à Kanchanaburi en Thaïlande, et la première et unique centrale commerciale utilisant la génération directe de vapeur avec des collecteurs cylindro-paraboliques. Elle délivre une production maximale de 5 kW électriques, et est raccordée au réseau depuis 2011. Le champ solaire est configuré en mode recirculation, et comporte 12 boucles (ou lignes) de vaporisation et 7 boucles de surchauffe, avec un séparateur de phase central [24]. La centrale est située dans une région au climat tropical difficile pour la technologie CSP, étant donné le caractère fluctuant de l'ensoleillement local. Une évaluation récente des performances du vaporiseur par le DLR est disponible, dans laquelle quelques informations sont disponibles à propos du système de régulation [25]. Le débit en entrée de chaque ligne de vaporiseur est contrôlé par une vanne, et la consigne de débit est calculée en fonction de l'irradiation mesurée en direct, ce qui correspondant à une méthode feedforward. La même mesure de DNI est utilisée pour toutes les lignes, la consigne de débit est donc globale et celle d'une ligne correspond simplement au débit total divisé par le nombre de lignes. La dernière étude fait état d'une bonne répartition de débit entre les lignes pour les jours de fonctionnement à DNI stable et ceux à DNI fluctuant mais avec une amplitude faible (en hiver), mais d'une répartition moins bonne pour les jours à DNI fluctuant avec une grosse amplitude. Un débit trop faible génère parfois une surchauffe locale dans le tube, nuisible à sa durabilité.

3.4.2. La centrale LFR Puerto Errado I

La centrale de démonstration Pueto Errrado I (PE 1) a commencé à fonctionner en 2009. Elle a été développée par la société allemande Novatec Biosol (renommée par la suite Novatec Solar, puis récemment devenue Frenell) et utilise le collecteur NOVA-1 qui produit de la vapeur saturée [26]. Après la démonstration de son bon fonctionnement, le collecteur SUPERNOVA a été conçu pour produire de la vapeur surchauffée à 450°C [27], [28] et a été intégré dans PE 1. La figure ci-dessous est une
représentation 3D du collecteur, qui montre une section de séparation dans le champ solaire, ce qui indique un fonctionnement en mode recirculation.



Figure 3-28: Le collecteur SUPERNOVA de Novatec Biosol, extrait de [27]

Le contrôle de la température de sortie est géré par la régulation de la surface focalisée (ce qui est spécifique au Fresnel), la régulation du débit vapeur (via une vanne de sortie et un by-pass) et de l'injection de désurchauffe [29]. Il est montré dans l'article cité que la température de sortie de la vapeur surchauffée est correctement maintenue à la consigne pour des journées aux fluctuations de l'ensoleillement relativement fortes. La vanne de sortie servant généralement à réguler la pression de la vapeur envoyée à la turbine, il n'est pas souhaitable qu'elle soit utilisée pour la régulation du débit dans l'optique de maintenir en température. Une journée de fonctionnement sans régulation de la vanne de pression de sortie est donc aussi présentée, et le maintien en température est assuré. Il s'agit toutefois d'une journée sans perturbations de DNI.

Les auteurs présentent une étude numérique où une méthode de régulation de la désurchauffe est utilisée, méthode basée sur le calcul du débit injecté par un bilan énergétique sur le collecteur (incluant un calcul de son rendement) et une mesure de l'irradiation réelle. Un contrôle supplémentaire par feedback sur la température de sortie est également utilisé.

3.4.3. La centrale LFR Puerto Errado II

Faisant suite à la preuve de concept de Puerto Errado I, Puerto Errado II a démarré sa production en 2012. La centrale fournit 30 MWe au nominal et utilise le collecteur SUPERNOVA testé dans PE 1 [30]. La centrale fonctionne avec deux blocs de puissance, ce qui permet d'assurer une production électrique plus longtemps le soir en utilisant l'intégralité du champ solaire pour un seul bloc turbine. En effet, alimenter une seule turbine en additionnant les débits plus faibles observés le soir dans chaque ligne permet d'assurer plus longtemps son fonctionnement.

Le système de contrôle est similaire à celui de PE 1 pour la régulation de la température de sortie. La régulation du vaporiseur, elle, est assurée par des vannes contrôlant le débit à l'entrée de chaque ligne. Une méthode de feedforward est utilisée, puisque la mesure de l'irradiation incidente et de l'état de l'eau/vapeur dans la ligne sert à calculer la consigne de débit. Selon la consigne du système pour la température et pression de sortie, la surface de miroirs focalisés est également adaptée durant le fonctionnement. Il est intéressant de noter que le champ solaire est dimensionné de façon à ce que pour les journées durant lesquelles le pic de DNI est le plus fort, la surface à focaliser doive être diminuée pour ne pas dépasser la consigne de pression et de température. La figure suivante présente le fonctionnement du champ solaire pour une belle journée d'ensoleillement à fort DNI. On voit en effet

que la surface focalisée (courbe verte) est régulée à la baisse autour de 14h00 heure locale. Ce dimensionnement permet (entre autres) de maintenir en température pour des baisses de DNI plus importantes.



Figure 3-29 : Données de fonctionnement du champ solaire de PE 2, extrait de [30]

3.4.4. Le collecteur CLFR SSG4

Le concept CLFR (pour Compact Linear Fresnel Reflector) a à l'origine été proposé dans les travaux de Mills & Morrison [31], et il est à la base des centrales DSG d'Areva Solar [32]. Cette dernière référence présente le collecteur SSG4 de la centrale Kimberlina, fonctionnant en mode once-through avec une configuration à deux passes (le fluide fait un aller-retour dans le récepteur). Le collecteur peut être utilisé pour délivrer de la vapeur à un bloc turbine ou bien pour l'hybridation solaire d'un procédé de chaleur industrielle.

Le travail de Tanner et al. [33] présente le contrôle par prédiction de modèle (*ou Model Predictive Control, MPC*) utilisé pour leur collecteur SSG4. Les deux variables contrôlées pour chaque ligne sont la pression en sortie de ligne et le débit en entrée. Le contrôleur MPC calcule les consignes de régulation pour ces deux paramètres dans une boucle de contrôle externe, consignes ensuite utilisées par deux boucles de contrôles internes utilisant une mesure feedback et un régulateur PI. La consigne de débit d'entrée est complétée par un contrôleur feedforward utilisant la mesure de l'irradiation directe. Le diagramme-bloc ci-dessous schématise le système de contrôle :



Figure 3-30 : Diagramme-bloc de la régulation de SSG4, extrait de [33]

Les objectifs du système de contrôle sont le maintien de la température et de la pression de sortie à +/- 20°C et +/- 3 bars de la consigne. Ces objectifs ont été atteints lors d'une campagne d'essais en 2010, selon [33], mais il n'y pas d'informations disponibles sur les performances du système de contrôle en termes de gradients d'évolution de température ou de pression. Ce système de régulation fait également l'objet d'un brevet européen [34].

Le principe de base de la méthode MPC est d'utiliser l'estimation du comportement futur du système (c'est-à-dire le comportement compte tenu de la dernière action de régulation) pour calculer l'action de régulation suivante. Ceci afin de minimiser l'erreur entre l'estimation du comportement et le comportement voulu du système (ou trajectoire de référence), sur un horizon temporel donné. La figure ci-dessous représente les différents éléments d'un système MPC sur un tracé temporel.



Example of elements in model predictive control: \times — \times : reference trajectory, y^* ; o- - - o: predicted output, \hat{y} ; Δ — — Δ : measured output, y_m ; ——: control action, u.

Figure 3-31: Eléments d'un système de contrôle MPC, extrait de [2]

 y^* est la trajectoire de référence de la variable à contrôler sur un certain horizon temporel, \hat{y} la prévision de la trajectoire sur ce même horizon. y_m est la trajectoire réelle mesurée, et u est l'action de régulation calculée sur l'horizon temporel.

Le contrôle MPC est actuellement largement utilisé par les ingénieurs dans le milieu de la régulation des procédés industriels, et particulièrement pour les procédés caractérisés par des comportements dynamiques complexes (gros retards, réponse inverse, instabilités, etc.) [2]. C'est le cas des collecteurs linéaires utilisés pour faire de la génération directe de vapeur. Néanmoins, comme il a été vu dans les sections précédentes, aucune autre étude (à notre connaissance) ne propose l'utilisation d'une méthode MPC pour la régulation, même seulement théorique ou numérique. Cela est probablement dû au fait que les ingénieurs souhaitent proposer des systèmes relativement simples, en gardant à l'esprit que les opérateurs de centrales CSP DSG doivent pouvoir les piloter sans avoir à suivre de formations complexes sur des stratégies avancées de régulation.

3.5. Références

- [1] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode," *Solar Energy*, vol. 80, pp. 1-17, 2006.
- [2] B. A. Ogunnaike and W. Harmon Ray, *Process Dynamics, Modeling, and Control.* Oxford University Press, 1994.
- [3] J. Birnbaum et al., "Steam temperature stability in a direct steam generation solar power plant," *Solar Energy*, vol. 85, pp. 660-668, 2011.
- [4] S. Koch, M. Eck, and T. Hirsch, "Modelling and Control of a Solar-Thermal Parabolic Trough DSG Superheater with several Parallel Rows and Central Steam Separation," in *Proceedings of ES2007 - Energy Sustainability 2007*, 2007, pp. 1005-1014.
- [5] J. Marsik and A. Fortova, "Eine neue einfache Methode der Berechnung von Ubergangsfunktionen eines Dampferhitzers," *Automatisace*, vol. 6, pp. 188-190, 1958.
- [6] M. Eck and T. Hirsch, "Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation," *Solar Energy*, vol. 81, pp. 268-279, 2007.
- [7] E. Zarza, M. Esther, L. Gonza, M. Caballero, and F. Rueda, "INDITEP : The first pre-commercial DSG solar power plant," *Solar Energy*, vol. 80, pp. 1270-1276, 2006.
- [8] L. F. Domínguez, F. Klasing, and M. Mercangöz, "Modeling and Control of a Linear Fresnel Collector System," in *2014 European Control Conference*, 2014, pp. 1042-1048.
- [9] M. Eck and W.-dieter Steinmann, "Dynamic Behaviour of the Direct Steam Generation in Parabolic Trough Collectors: A simulation Study," in *10th SolarPACES International Symposium; Solar Thermal 2000*, 2000, pp. 101-106.
- [10] M. R. Malayeri, S. Ã. Zunft, and M. Eck, "Compact field separators for the direct steam generation in parabolic trough collectors : An investigation of models," *Energy*, vol. 29, pp. 653-663, 2004.
- [11] M. Eck, H. Schmidt, M. Eickhoff, and T. Hirsch, "FIELD TEST OF WATER-STEAM SEPARATORS FOR THE DSG PROCESS," in *SolarPACES2006*, pp. 1-9.
- [12] L. Valenzuela, E. Zarza, and J. León, "APPROACHES FOR CONTROLLING THE LEVEL IN WATER / STEAM SEPARATORS OF A DSG SOLAR FIELD CONFIGURED IN RECIRCULATION MODE," in *SolarPACES2006*, 2006, pp. 1-8.
- [13] M. Matausek and A. Micik, "A Modified Smith Predictor for Controlling a Process with an Integrator and Long Dead-Time," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 41, no. 8, pp. 1199-1203, 1996.
- [14] J. E. Normey-rico and E. F. Camacho, "Robust tuning of dead-time compensators for Processes with an Integrator and Long dead-time," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 44, no. 8, pp. 123-129, 1999.
- [15] K. Watanabe and M. Ito, "A process-model control for linear systems with delay," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 26, no. 6, 1981.

- [16] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Direct steam generation in solar boilers, using feedback to maintain conditions under uncontrollable solar radiations," *IEEE Control Systems Magazine*, pp. 15-29, 2004.
- [17] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs," *Solar Energy*, vol. 78, pp. 301-311, 2005.
- [18] J. F. Feldhoff et al., "Concept comparison and test facility design for the analysis of direct steam generation in once-through mode," in *SolarPACES2012*, 2012.
- [19] J. F. Feldhoff et al., "Status and First Results of the DUKE Project Component Qualification of New Receivers and Collectors," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1766-1776, 2014.
- [20] E. Zarza, J. . Ajona, and K. Hennecke, "Project DISS Technological Program on Solar Power Plants with Parabolic Troughs and Direct Solar Steam Generation," *Solar Engineering - ASME*, 1997.
- [21] M. Eck and M. Eberl, "Controller design for injection mode driven direct solar steam generating parabolic trough collectors," in *Proceedings of the 1999 Solar World Congress*, 1999, pp. 247-257.
- [22] M. Eck and P. Geskes, "Experimental Investigations on the dynamic fluid behavior in horizontal absorber tubes with direct steam generation.pdf," *Journal de Physique*, vol. 9, pp. 129-134, 1999.
- [23] K. Astrom, "Ziegler-Nichols Auto-tuners," 1982.
- [24] D. Krüger et al., "Experiences with Direct Steam Generation at the Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant," in *SolarPACES2012*, 2012.
- [25] A. Khenissi, D. Krüger, T. Hirsch, and K. Hennecke, "Return of experience on transient behavior at the DSG solar thermal Power plant in Kanchanaburi, Thailand," in *SolarPACES2014*, 2015, vol. 0.
- [26] G. Hautmann, M. Selig, and M. Mertins, "FIRST EUROPEAN LINEAR FRESNEL POWER PLANT IN OPERATION - OPERATIONAL EXPERIENCE & OUTLOOK," in *SolarPACES2009*, vol. 1, no. 2008.
- [27] M. Selig and M. Mertins, "From saturated to superheated direct solar steam generation technical challenges and economical benefits," in *SolarPACES2010*, 2010.
- [28] G. Morin, M. Mertins, J. Kirchberger, and M. Selig, "SUPERNOVA CONSTRUCTION, CONTROL & PERFORMANCE OF STEAM SUPERHEATING LINEAR FRESNEL COLLECTOR," in *SolarPACES2011*, pp. 1-6.
- [29] G. Morin, J. Kirchberger, N. Lemmertz, and M. Mertins, "Operational results and simulation of a superheating Fresnel collector," in *SolarPACES2012*, 2012.
- [30] M. Mertins, E. Link, M. Tscheche, and H. Leuckel, "Experiences of Operation of a 30 MW Solarthermal Power Station Based on Fresnel Collector Technology," in *SolarPACES2012*, 2012.
- [31] D. R. Mills and G. L. Morrison, "COMPACT LINEAR FRESNEL REFLECTOR SOLAR THERMAL POWERPLANTS," *Solar Energy*, vol. 68, no. 3, pp. 263-283, 2000.

- [32] W. M. Conlon, "SUPERHEATED STEAM FROM CLFR SOLAR STEAM GENERATORS," in *SolarPACES2011*.
- [33] P. Tanner, K. Rasmussen, P. Johnson, A. Hoermann, and W. Cheng, "Control of Solar Steam Generators," in *Proceedings of the ASME-POWER2011 conference*, 2011.
- [34] P. Tanner and K. Rasmussen, "Method of controlling a direct solar steam generator and corresponding control system," 2013.

Partie II : Etude de champs solaires linéaires à génération directe de vapeur

4. Chapitre 4 : Généralités sur la modélisation et la simulation dynamique des systèmes

Ce chapitre donne quelques notions fondamentales permettant de comprendre la modélisation mise en œuvre dans le travail de thèse, sans toutefois rentrer dans des considérations théoriques trop précises. On peut trouver pour cela des ouvrages comme ceux de Fritzson (2011, 2015) [1], [2].

4.1. La notion de système

Un système est un ensemble qui comprend des éléments et des relations entre ces éléments. Dans le domaine des sciences pour l'ingénieur, on parle généralement de système physique puisqu'il s'agit d'étudier les propriétés physiques d'une pièce, d'une machine, d'un réseau, d'une centrale, ou même d'un élément ou phénomène naturel. Un système est caractérisé par des variables, qui selon le cas, peuvent être des entrées ou des sorties. Lorsque le système est décrit par des équations, les variables peuvent être des entrées ou des sorties et on parle alors de relations d'acausalité.

Dans ce travail de thèse, les systèmes dont nous traitons sont ceux se rapportant aux centrales DSG linéaires, qu'ils soient de grandes tailles et complexes (le champ solaire, le circuit vapeur), ou simplement à l'échelle du composant (collecteur cylindro-parabolique, tube absorbeur, ballon séparateur, vanne de réglage, etc.).

4.2. La notion de modèle

Un modèle est une représentation d'un système sur laquelle on peut réaliser des expériences, afin d'obtenir des informations sur le système en question. On ne peut définir un modèle que par rapport au système auquel il se rapporte et ne le qualifier que par rapport à une expérience précise. L'expérience menée sur un modèle est appelée communément une simulation. L'intérêt d'un modèle est justement de pouvoir mener des simulations sans toucher au système réel, car cela est trop complexe, trop couteux, ou trop dangereux. Cela permet également de penser, de dimensionner, de designer un système n'existant pas encore.

Dans les travaux dont il est question ici, les modèles utilisés sont de type mathématique, c'est-à-dire qu'ils décrivent le système par des équations, des fonctions mathématiques, et des algorithmes. On peut tout d'abord classifier les modèles en trois catégories, selon le niveau de connaissance du système modélisé :

- Le modèle physique (« white box » model) : Les relations internes du système décrit sont entièrement explicitées par des équations représentant les phénomènes physiques ;
- Le modèle empirique (« black box » model) : Le comportement du système est décrit par des relations (dites empiriques) issues d'expériences réalisées sur le système, sans que le comportement et les relations internes ne soient connus. Typiquement, un modèle empirique consiste en des relations algébriques entre les entrées et les sorties du système ;
- Le modèle semi-empirique (« grey-box » model) : Certaines relations du système sont décrites de façon explicite grâce aux équations de la physique, tandis que d'autres sont approchées par des relations empiriques, soit à cause de leur méconnaissance, soit dans un esprit de simplification ;

Ensuite, il me parait important de définir la notion de modélisation dynamique, puisque c'est l'objet d'une grande partie de ce travail de thèse. On distingue les modèles statiques des modèles dynamiques :

- Les modèles « dynamiques » prennent en compte le temps en tant que variable dans les équations du système, et celles-ci peuvent contenir des termes de dérivées en temps (dans ce cas, l'état du système à l'instant considéré dépend entre autres de l'état à l'instant précédent) ;
- Les modèles sont dits « statiques » si les équations ne comportement pas de termes utilisant la variable temps. Ces modèles, aussi appelés « stationnaires », ne peuvent donc pas représenter les états transitoires d'un système, mais uniquement des situations stationnaires décrivant un équilibre.

Pour visualiser la différence, on peut prendre l'exemple simple d'un écoulement de vapeur surchauffée à travers un volume de contrôle. En imposant le débit d'entrée et en le faisant varier à la manière d'un créneau entre deux valeurs, on observe l'évolution du débit de sortie :



Figure 4-1 : Réponse du débit de sortie d'un écoulement de vapeur à travers un volume à une variation périodique du débit d'entrée. Simulation Modelica/Dymola en utilisant la librairie ThermoSysPro

On voit qu'avec une modélisation statique, le système est à l'équilibre en tout temps et le débit d'entrée est toujours égal au débit de sortie. En revanche, avec une modélisation dynamique, l'accumulation de masse dans le volume due à la légère variation de pression et de densité est prise en compte, et on voit que le débit de sortie subit une phase transitoire avant d'atteindre son état stationnaire. La simulation dynamique décrit donc les états transitoires du système, tandis que la simulation statique n'est qu'en fait la simulation d'états équilibrés successifs.

4.3. Le langage Modelica

Le langage Modelica est un langage orienté objet de modélisation par équations. C'est un langage libre développé et maintenu par l'Association Modelica, une association internationale dont le but non lucratif est de promouvoir et de développer l'utilisation de ce langage.

On parle de modélisation « orientée objet » puisque chaque modèle élémentaire (on parle « d'objet ») appartient à un certain type de modèle (on parle alors de « classe »). Les modèles élémentaires d'un même type ont les mêmes propriétés (entrées, sorties, équations), mais les paramètres peuvent être différents. Du point de vue de la sémantique, on parle alors de différentes instances d'une même classe.

Pour une description approfondie des propriétés du langage Modelica, on pourra consulter les références [1], [3]. On peut toutefois mentionner ici les propriétés les plus importantes, afin de comprendre les grands principes de la modélisation avec ce langage :

- La section d'**initialisation** : dans chaque modèle programmé en langage Modelica, outre la section comportant les équations décrivant le système physique, une section initialisation comporte les équations représentant l'état initial du système. C'est également le cas pour les variables : le langage prend en charge leur initialisation ;
- Les sections **équations** et **algorithmes** : dans la première de ces sections, les équations décrivent le système physique de manière acausale, et dans la deuxième, des actions de calcul sont exécutées avec une causalité ;
- Les **connecteurs** : l'intérêt de la modélisation orientée objet proposée par Modelica est de pouvoir construire des modèles complexes multi-physiques avec des modèles élémentaires. Les connecteurs sont ce qui permet aux modèles élémentaires d'échanger des informations entre eux. Ce sont typiquement des ports échangeant des valeurs de grandeurs physiques comme la pression, l'enthalpie, le débit, etc. ;
- Les **événements** : le langage Modelica gère les événements temporels, c'est-à-dire qu'il peut être introduit dans un modèle un morceau de code spécifique, valable uniquement lorsque le temps de simulation atteint une certaine valeur ;
- Les **annotations** : il s'agit de morceaux additionnels de code, qui ne concernent pas la modélisation physique du système, mais qui permettent d'apporter des informations supplémentaires, par exemple pour donner un aspect graphique au modèle. Les plateformes de modélisation comme Dymola permettent en effet de composer des modèles en assemblant de façon graphique les modèles élémentaires.

Du point de vue des dimensions, on parle généralement de modélisation « 0D-1D » puisque les modèles n'ont en général pas de dimension dans l'espace. Cela veut dire que les grandeurs n'ont qu'une seule valeur représentant l'ensemble de l'espace dans le sous-système modélisé, grandeur qui va toutefois varier dans le temps. On peut néanmoins créer des modèles disposant d'une dimension dans l'espace, comme par exemple les tubes de la librairie ThermoSysPro (abordés en détail plus loin) qui ont une dimension axiale et qui sont discrétisés.

La figure suivante montre le code Modelica d'un modèle de perte de charge singulière (vanne, coude, etc.) :

```
model SingularPressureLoss "Singular pressure loss"
  parameter Real K=1.e3 "Pressure loss coefficient";
  parameter Boolean continuous_flow_reversal=false
    'true: continuous flow reversal - false: discontinuous flow reversal";
  parameter Integer fluid=1 "1: water/steam - 2: C3H3F5";
  parameter Modelica.SIunits.Density p_rho=0 "If > 0, fixed fluid density";
 parameter Integer mode=0
    "IF97 region. 1:liquid - 2:steam - 4:saturation line - 0:automatic";
protected
 constant Real pi=Modelica.Constants.pi "pi";
parameter Real eps=1.e-3 "Small number for pressure loss equation";
  parameter Modelica.SIunits.MassFlowRate Qeps=1.e-3
    "Small mass flow for continuous flow reversal":
public
  ThermoSysPro.Units.DifferentialPressure deltaP "Singular pressure loss";
  Modelica.SIunits.MassFlowRate Q(start=100) "Mass flow rate";
  Modelica.SIunits.Density rho(start=998) "Fluid density";
 Modelica.SIunits.Temperature T(start=290) "Fluid temperature";
 Modelica.SIunits.AbsolutePressure Pm(start=1.e5) "Average fluid pressure";
  Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy h(start=100000) "Fluid specific enthalpy";
quation
  C1.P - C2.P = deltaP;
 C2.Q = C1.Q;
C2.h = C1.h;
 h = C1.h;
 Q = C1.Q;
/* Flow reversal */
  if continuous flow reversal then
   else
    0 = if (Q > 0) then C1.h - C1.h_vol else C2.h - C2.h_vol;
  end if;
  /* Pressure loss */
  deltaP = K*ThermoSysPro.Functions.ThermoSquare(Q, eps)/rho;
  /* Fluid thermodynamic properties */
  Pm = (C1.P + C2.P)/2;
  pro = ThermoSysPro.Properties.Fluid.Ph(Pm, h, mode, fluid);
  T = pro.T;
  if (p_rho > 0) then
   rho = p rho;
  else
   rho = pro.d;
  end if;
end SingularPressureLoss;
```

Figure 4-2: Structure du code d'un modèle Modelica : perte de charge singulière (ThermoSysPro)

On peut voir les différentes sections de déclaration des variables utilisées dans le code. Certaines sont dans une section « public », ce sont celles qui seront visualisables après calcul. Les variables privées, utilisées dans les équations, mais non visualisables, sont déclarées dans la section « protected ». Les paramètres modifiables via l'interface graphique du modèle sont déclarés hors de ces sections, avec le préfixe « parameter ».

4.4. Plateforme de modélisation et de simulation : le logiciel Dymola

Le logiciel commercial Dymola a été choisi comme support du travail de modélisation et de simulation pour les travaux de thèse présentés dans ce manuscrit. Dymola (pour DYnamic MOdeling LAboratory) est développé et maintenu par l'éditeur de logiciels Dassault Systèmes. Il est distribué commercialement avec CATIA, le logiciel plus connu du même éditeur. Dymola est à la fois un support de modélisation (composition graphique d'un modèle, puis traduction en code Modelica), de simulation (traitement préparatoire du modèle mathématique, exécution du solveur), et de visualisation des résultats.

4.4.1. Construction du modèle global

L'aspect graphique donné au modèle par les sections « annotations » dans le code trouve un intérêt avec l'utilisation d'une plateforme de modélisation qui permet de construire graphiquement un modèle en

assemblant différents sous-modèles. La figure suivante montre le modèle graphique, réalisé avec Dymola, de l'écoulement de vapeur à travers un volume traité en exemple à la section 4.2



Figure 4-3: Allure graphique du modèle Modelica/Dymola ayant servi à simuler l'écoulement de vapeur surchauffée à travers un volume

Construire ce modèle revient finalement à « brancher » les connecteurs des sous-modèles. Cet assemblage graphique permet de générer le code Modelica du modèle global dans lequel sont listés les sous-modèles utilisés et les connexions mises en œuvre, code montré sur la figure ci-dessous en exemple :

model test_VolumeEcoulementVapeur
ThermoSysPro.WaterSteam.PressureLosses.SingularPressureLoss singularPressureLoss 3; ThermoSysPro.WaterSteam.PressureLosses.SingularPressureLoss singularPressureLoss1 3; ThermoSysPro.WaterSteam.Volumes.VolumeA volumeA(V=5, dynamic_mass_balance=true) 3; ThermoSysPro.WaterSteam.BoundaryConditions.SourceQ sourceQ(h0=3e6) 3; ThermoSysPro.WaterSteam.BoundaryConditions.SinkP sinkP[P0=100000] 3; ThermoSysPro.InstrumentationAndControl.Blocks.Sources.Trapezoide trapezoide(amplitude=1, rising=0.001, largeur=5, falling=0.001, periode=10, n=5, offset=1, startTime=5)
<pre>B; equation connect(singularPressureLoss.C2, volumeA.Ce1) B; connect(volumeA.Cs1, singularPressureLoss1.C1) B; connect(sourceQ.C, singularPressureLoss.C1) B; connect(singularPressureLoss1.C2, sinkP.C) B; connect(trapezoide.y, sourceQ.IMassFlow) B; B end test_VolumeEcoulementVapeur;</pre>

Figure 4-4 : Code Modelica du modèle d'écoulement de vapeur surchauffée à travers un volume

Les connexions des ports des sous-modèles, réalisées ici avec le mot-clé « connect », génèrent des échanges de valeurs entre ces ports, qui imposent l'égalité exacte grandeur par grandeur. Le modèle global obtenu consiste donc en un système acausal des équations propres à chaque sous-modèle et des équations issues de leurs connexions.

4.4.2. Résolution du modèle global : les différentes étapes

4.4.2.1. Projection, traduction et traitement du modèle

La première étape exécutée par le logiciel est la projection et la traduction du modèle Modelica en un modèle mathématique, en regroupant et en projetant toutes les équations. Le modèle mathématique obtenu consiste généralement en un système hybride constitué principalement d'équations différentielles algébriques - le terme anglais DAE pour *Differential Algebraic Equations* est souvent utilisé - . On parle de système hybride, car on y trouve également des équations discrètes, liées aux événements temporels spécifiés dans le modèle. Les modèles Modelica typiques aboutissent à des

systèmes à un très grand nombre d'équations – parfois jusqu'à plusieurs centaines de milliers -, dont une partie importante d'équations comportant seulement un petit nombre de variables. Ces caractéristiques imposent l'utilisation de méthodes spécifiques pour traiter le système, de façon préliminaire à sa résolution par des solveurs. En effet, bien que les solveurs numériques de la famille DASSL (*Differential/Algebraic System Solver*, solveur par défaut de Dymola) soient conçus pour résoudre des systèmes de type DAE, Dymola transforme ce système mathématique en un système d'équations différentielles ordinaires, dit ODE (pour *Ordinary Differential Equation*). Un système ODE ne contient pas d'équations algébriques impliquant les fonctions à résoudre, ce qui rend plus simple la résolution du système.

L'étape de traduction du modèle Modelica est exécutée par la commande « Translate » dans le logiciel Dymola. La projection du code du modèle est visible dans le fichier « *modèle*.mof » généré par l'exécution de cette commande. Le fichier liste l'intégralité des variables déclarées, des équations, des fonctions appelées, des algorithmes utilisés, etc. Un autre fichier, « dmodel.mof » est également généré par la traduction du modèle. Ce fichier contient le détail des systèmes d'équations du modèle, et son analyse mathématique.

On peut reprendre l'exemple de l'écoulement de vapeur surchauffée dans un volume, en analysant comment le traducteur de Dymola traite le système d'équations du modèle, selon qu'une manipulation symbolique suffise ou que le système doive résoudre une boucle algébrique :

	Modélisation statique	Modélisation dynamique		
Système	$0 = Q_{entrée} - Q_{sortie} \qquad (IV-1)$	$V\left(\frac{\partial\rho}{\partial P}\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial\rho}{\partial h}\frac{\partial h}{\partial t}\right) = Q_{entr\acute{e}e} - Q_{sortie} $ (IV-3)		
d'équations du modèle	$V\left[\rho\frac{\partial h}{\partial t}\right] = Q_{entrée}h_{entrée} - $ $Q_{entrée}h_{entrée} \qquad (IV-2)$	$V\left[\left(h\frac{\partial\rho}{\partial P}-1\right)\frac{\partial P}{\partial t}+\left(h\frac{\partial\rho}{\partial h}+\rho\right)\frac{\partial h}{\partial t}\right]=Q_{entr\acute{e}e}h_{entr\acute{e}e}-$ (W.4)		
		// Linear system of equations		
Manipulation des équations en code Modelica (fichier dsmodel.mof)	<pre>// Linear system of equations // Symbolic solution /* Original equation volumeA.V*volumeA.pro.d*der(volume A.h) = volumeA.BH; */ der(volumeA.bh) := volumeA.BH/(volumeA.V*volumeA.pr</pre>	<pre>// Linear system of equations // Matrix solution: /* Original equations: volumeA.V*(volumeA.pro.ddph*der(volumeA.P)+volume A.pro.ddhp*der(volumeA.h)) = volumeA.BQ; volumeA.V*((volumeA.h*volumeA.pro.ddph- 1)*der(volumeA.P)+(volumeA.h* volumeA.pro.ddhp+volumeA.pro.d)*der(volumeA.h)) = volumeA.BH; J[1, 1] := volumeA.V*volumeA.pro.ddhp; J[1, 2] := volumeA.V*volumeA.pro.ddhp; J[2,1] := volumeA.V*(volumeA.h*volumeA.pro.ddhp+volumeA.pr o.d); J[2,2]:= volumeA.V*(volumeA.h*volumeA.pro.ddph-1); J[2,2]:= volumeA.V*(volumeA.h*volumeA.pro.ddph-1);</pre>		
		b[1] := volumeA.BQ; b[2] := volumeA.BH;		
		x := Solve(J, b); // J*x = b {der(volumeA.h), der(volumeA.P)} := x;		
		// Torn part // End of linear system of equations		
Tablaau 4.1 : Equations bilan du valuma da vanaur surshauffáa				

Tableau 4-1 : Equations bilan du volume de vapeur surchauffée

Les variables d'état du système sont la pression P et l'enthalpie spécifique h. Q est le débit, V le volume de contrôle, ρ sa masse volumique.

Dymola cherche donc à transformer les équations de bilan en un système ODE explicite du type :

$$\dot{\boldsymbol{x}}(\boldsymbol{t}) = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}(\boldsymbol{t}), \boldsymbol{t}) \tag{IV-5}$$

Avec \dot{x} le vecteur des dérivées des variables d'état :

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial h}{\partial t} \\ \frac{\partial P}{\partial t} \end{bmatrix}$$
(IV-6)

On voit que pour la modélisation statique, Dymola effectue une simple manipulation symbolique pour obtenir la forme désirée. On observe en revanche que pour la modélisation dynamique, le traducteur calcule une matrice Jacobienne *J* pour la résolution d'un système de la forme :

$$J\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{b} \tag{IV-7}$$

le vecteur **b** contenant les termes d'entrée-sortie du volume de contrôle, ici :

$$\boldsymbol{b} = \begin{bmatrix} Q_{entr\acute{e}e} - Q_{sortie} (= BQ) \\ Q_{entr\acute{e}e} h_{entr\acute{e}e} - Q_{sortie} h_{sortie} (= BH) \end{bmatrix}$$
(IV-8)

Cette manipulation des équations, dont un exemple est montré ici pour un système linéaire simple, est exécutée pour un grand nombre de systèmes d'équations, dans le but de transformer ces systèmes DAE hybrides en des systèmes ODE. On parle également de réduction d'indice pour désigner cette manipulation.

Dans le domaine de la résolution des systèmes d'équations issus d'une modélisation orientée objet, on utilise en effet cette notion d'indice du système DAE, que l'on définit comme le nombre minimum de dérivations nécessaires de ses équations pour le transformer en système ODE explicite. L'indice de ce dernier est donc 0, tandis que celui des systèmes DAE simples est généralement 1. Cependant, de par le grand nombre de variables et d'équations algébriques qu'ils génèrent, les modèles Modelica donnent des indices souvent supérieurs à 1. Il est possible d'influencer cet indice en jouant sur les modèles, c'est-à-dire en adaptant le nombre et le type des composants utilisés. Il reste cependant difficile d'observer l'effet réel sur le traitement numérique, celui-ci n'étant pas totalement transparent sous le logiciel Dymola.

Une combinaison de deux algorithmes est utilisée pour effectuer une réduction de l'indice :

- L'algorithme de Pantelides sert au calcul de l'indice et à l'identification des opérations à mener sur les équations du système ;
- La méthode des dérivées « muettes » consiste à modifier certaines équations en replaçant des termes de dérivées de variables par des variables algébriques.

Pour plus d'informations concernant le traitement symbolique et la réduction d'indice des systèmes DAE issus de modèles Modelica, on pourra consulter les chapitres 17 et 18 de l'ouvrage de Fritzson (2015) [2]. On note toute de même qu'il est possible de

4.4.2.2. Résolution des systèmes d'équations

Après l'étape de traitement et d'optimisation des systèmes d'équations générés par le modèle Modelica global, Dymola procède à la résolution des systèmes ODE obtenus. Le solveur utilisé par défaut dans Dymola est une version modifiée du solveur DASSL, nommée DASPK. DASSL, conçu par la chercheuse Linda Petzold en 1983 [4], est un solveur à pas de temps d'intégration variable, utilisant une méthode numérique implicite à plusieurs étapes dite « BDF » (pour *Backward Differentiation Formula*).

DASPK a été proposé par Brown et al. (1994) [5] en tant que version améliorée de DASSL pour la résolution de systèmes DAE à grand nombre d'équations. Le solveur est néanmoins désigné par l'acronyme DASSL dans l'interface de configuration de la simulation dans le logiciel Dymola. La figure ci-dessous montre l'évolution du pas de temps du solveur pour les simulations stationnaire et dynamique de notre exemple de référence. On peut voir que la résolution des équations du modèle dynamique requiert des pas de temps plus faibles.



Figure 4-5 : Simulation de l'écoulement de vapeur surchauffée à travers un volume avec le solveur DASPK

Dymola propose de nombreux autres solveurs numériques, notamment l'algorithme LSODAR, à pas de temps variable, qui combine les solveurs LSODE1 et LSODE2 (*Livermore Solver for Ordinary Differential Equations*). Le premier utilise une méthode à plusieurs étapes dite de « Adams-Bashforth-Moulton », le deuxième une méthode BDF, mieux adaptée aux systèmes d'équations différentielles raides. Une équation différentielle est dite raide si sa résolution par une méthode numérique explicite est difficilement stable, à moins d'utiliser de très faibles pas de temps. L'algorithme LSODAR permet de passer de l'un à l'autre durant la résolution. On pourra consulter la référence [6] pour plus d'informations sur les solveurs de la famille LSODE, et la documentation technique de Dymola pour la liste complète des solveurs disponibles dans le logiciel.

Les modèles Modelica développés dans ce travail comportant à la fois un très grand nombre d'équations, de nombreux événements temporels, et beaucoup d'équations différentielles raides, le solveur DASSL semble à priori le plus adapté pour les simulations.

4.4.3. Traitement des résultats

Dymola fournit à l'utilisateur une interface pour visualiser le résultat de la simulation effectuée. Il est possible de tracer l'évolution des variables du modèle déclarées en « parameter » ou dans la section « public ». On peut également visualiser les variables des connecteurs. La figure suivante montre l'interface de visualisation de Dymola pour le même exemple utilisé précédemment. On voit que les variables sont « déroulées » par sous-modèle à la façon d'un arbre.

Malgré cette interface disponible, et ce dans un souci d'automatisation et de praticité, nous avons développé durant cette thèse des codes de post-traitement pour récupérer les variables des modèles sous

forme de vecteurs de données, afin de réaliser toutes sortes d'opération et de traitement. Ces codes ont été développés dans un premier temps avec le logiciel Matlab, car Dymola fournit dans son répertoire d'installation des fichiers *.m*, qui contiennent des fonctions utilisables sous Matlab pour interagir avec Dymola. Ces fonctions incluent le « pilotage » du logiciel, c'est-à-dire l'exécution des principales actions de Dymola (compilation-traduction, simulation) depuis Matlab. Outre ces fonctions d'interface, il apparait clairement que le logiciel de Dassault Système a été développé dans une optique d'utilisation en parallèle du logiciel de traitement mathématique, car les données de simulation sont stockées dans des fichiers *.mat*, format de stockage propre au logiciel Matlab.

test_VolumeEcoulementVapeur - test_VolumeEco	oulementVapeur	
File Edit Simulation Plot Animation Cor	nmands Window Help Linear analysis	
: 🗠 👝 🔲 🔿 🚑 № : 👍 🚍 10086	기 : 🖬 - 🍝 - 🕐 🍐 모 : 📾 : 🗖 - 모 점 : 🗖 다 🛛 🕅	
	speed: 1 V	
Variable Browser		₽×
Variables Values Unit	Description	Type
test_VolumeEcoulementVapeur		
i ∃singularPressureLoss		
EsingularPressureLoss 1		
"V10 m3	Volume	
"P0100000 Pa	Initial fluid pressure (active if dynamic_mass_balance=true and steady_state=false)	
"h0]/kg	Initial fluid specific enthalpy (active if steady_state=false)	
Udynamic_mass_balance	true: dynamic mass balance equation - false: static mass balance equation	Boolean
"steady_state	true: start from steady state - false: start from (P0, h0)	Boolean
	1: water/steam - 2: C3H3F5	Integer
p_rho kg/m3	It > 0, fixed fluid density	
mode 0	IF97 region. 1:liquid - 2:steam - 4:saturation line - 0:automatic	Integer
	Fluid temperature	
	Huid pressure	
□ der(P) Pa/s	aer(Fluid pressure)	
"n	Fluid specific enthalpy	
r⊡der(n) m2/s3	der (Fluid specific enthalpy)	
	Piciti density Bight hand side of the mass balance equation	
	Right hand side of the energy balance equation	
Fice1	Right hand side of the energybalance equation	
P Pa	Fluid pressure in the control volume	
⊡h_vol J/kg	Fluid specific enthalpy in the control volume	
⊡Q kg/s	Mass flow rate of the fluid crossing the boundary of the control volume	
⊡h J/kg	Specific enthalpy of the fluid crossing the boundary of the control volume	
"a	Pseudo-variable for the verification of the connection orientation	Boolean
l.□b	Pseudo-variable for the verification of the connection orientation	Boolean
ECe2		
⊡Cs1		
P Pa	Fluid pressure in the control volume	
⊡h_vol J/kg	Fluid specific enthalpy in the control volume	
⊡Q kg/s	Mass flow rate of the fluid crossing the boundary of the control volume	
j/kg	Specific enthalpy of the fluid crossing the boundary of the control volume	
	Pseudo-variable for the verification of the connection orientation	Boolean
l ⊥ "∟b	Pseudo-variable for the verification of the connection orientation	Boolean
Hpro		
t±Cs2		
HISOURCEQ		
HISINKP		

Figure 4-6 : Vue de l'interface de visualisation des variables de simulation de Dymola

Dans un deuxième temps, des codes de post-traitement ont été développés pour une utilisation sous Scilab, un équivalent de Matlab disponible sous licence libre, ce qui permet de s'affranchir du besoin d'accès payant à des licences. Un script a notamment été développé, en collaboration avec l'équipe du laboratoire travaillant sur la modélisation des réseaux de chaleur (également utilisatrice de Dymola), permettant d'extraire de manière ordonnée les variables voulues d'un fichier *.mat.* On dispose donc d'un équivalent Scilab (*.sci* ou *.sce*) de la fonction *dymget.m* fournie dans le répertoire de Dymola (*Mfiles/dymtools*).

4.5. Les librairies de modèles, et la librairie ThermoSysPro

Les librairies (ou bibliothèques) Modelica sont des ensembles cohérents de modèles, dédiés généralement à la modélisation de systèmes appartenant à des domaines particuliers. Si le langage Modelica est sous licence libre, certaines librairies sont distribuées également sous licence libre, tandis que d'autres sont sous licence commerciale.

La librairie standard de Modelica (MSL, pour Modelica Standard Library) est une librairie libre développée et maintenue par l'Association Modelica. Elle est la librairie de modèles de base à laquelle font appel les modèles de certaines autres librairies, libres ou commerciales.

La bibliothèque ThermoSysPro est développée est maintenue par le département R&D de EDF, à l'origine pour la modélisation de centrales électriques conventionnelles ou de leurs composants [7], [8] . Elle a été appliquée plus récemment à la modélisation et la simulation de centrales CSP [9–11]. La figure ci-dessous à gauche montre l'organisation de la librairie en termes de packages. Ces packages sont des regroupements de sous-modèles tournés chacun vers un même thème d'applications techniques.



Figure 4-7 : Composition (gauche) et logo (droite) de la librairie ThermoSysPro

ThermoSysPro a été choisie comme base pour la modélisation des champs solaires DSG principalement pour l'utilisation du package *WaterSteam*, ainsi que pour l'utilisation du modèle de collecteur cylindroparabolique du package *Solar*. Le package *WaterSteam* contient des modèles permettant de simuler des procédés thermo-hydrauliques basés sur des écoulements eau/vapeur (tuyauterie, vannes, échangeurs thermiques, volumes et ballons, etc.). Le package *Properties* contient également un « sous-package » *WaterSteam* qui permet de fournir aux modèles de la librairie les propriétés de l'eau/vapeur.

La formulation industrielle IF97 (Industrial Formulation 97) de l'association internationale pour les propriétés de l'eau et de la vapeur (IAPWS-International Association for the Properties of Water and Steam) est transcrite et utilisée dans la librairie, ce qui a aussi motivé son choix. L'IAWPS est une association internationale à but non lucratif dont une des tâches majeures est de proposer des formulations normalisées de calcul des propriétés de l'eau/vapeur. La formulation IF97 est le standard le plus largement utilisé aujourd'hui. Cette formulation propose un fonctionnement optimisé du point de vue de l'algorithmique en présentant un faible temps d'utilisation du processeur.

Le standard IF97 consiste concrètement en un ensemble d'équations permettant d'accéder aux propriétés du fluide, ces équations différant selon la région d'état thermodynamique du fluide. Il divise l'ensemble des états en 5 régions :

- Région 1 : eau liquide sous-refroidie ;
- Région 2 : vapeur surchauffée ;
- Région 3 : saturation et zone diphasique ;
- Région 4 : vaporisation et condensation
- Région 5 : vapeur surchauffée avec p < 50 MPa et 1073.15 K < T < 2273.15 K

La figure ci-dessous montre ces cinq régions sur un diagramme pression-température. Pour plus de détails concernant la formulation IAWPS-IF97, on pourra consulter les travaux de Bonilla et al. [12].



Figure 4-8 : Régions de la formulation IAWPS-IF97 sur un diagramme pression-température, extrait de [12]

4.6. Références

- [1] P. Fritzson, *Introduction to Modeling and Simulation of Technical and Physical Systems with Modelica*. Wiley-IEEE Press, 2011.
- [2] P. Fritzson, *Principles of Object Oriented Modeling and Simulation with Modelica 3.3: A Cyber-Physical Approach*. The Institute of Electrical and Electronics Engineers, Inc, 2015.
- [3] "http://www.modelica.org.".
- [4] L. Petzold, "A description of DASSL: a differential/algebraic system solver.," *Scientific Computing*, pp. 65-68, 1983.
- [5] P. Brown, A. . Hindmarsh, and L. Petzold, "Using Krylov methods in the solution of large-scale differential/algebraic systems," *SIAM Journal on Scientific Computing*, vol. 15, no. 6, pp. 1467-1488, 1994.
- [6] A. . Hindmarsh, "ODEPACK, A systematized collection of ODE solvers," *IMACS Transactions* on Scientific Computation, vol. 1, pp. 55-64, 1983.
- [7] B. El-hefni, D. Bouskela, and G. Gentilini, "Dynamic modelling of a Condenser / Water Heater with the ThermoSysPro Library," in *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*, 2012, pp. 745-758.
- [8] D. Bouskela, G. Lebreton, and B. El-hefni, "Dynamic modelling of a combined cycle power plant with ThermoSysPro Introduction to ThermoSysPro," in *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*, 2011, pp. 365-375.
- [9] B. El-hefni, "Dynamic modeling of concentrated solar power plants with the ThermoSysPro library (Parabolic Trough collectors , Fresnel reflector and Solar-Hybrid)," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1127-1137, 2014.
- [10] J. B. Zhang, J. C. Valle-marcos, B. El-hefni, Z. F. Wang, G. F. Chen, and G. C. Ma, "Dynamic simulation of a 1MWe concentrated solar power tower plant system with Dymola ®," in *SolarPACES2009*, 2013, vol. 0.
- [11] S. J. Liu et al., "Dynamic simulation of a 1MWe CSP tower plant with two-level thermal storage implemented with control system," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1335-1343, 2015.
- [12] J. Bonilla, E. Zarza, L. J. Yebra, and S. Dormido, *Modeling and Simulation of Two-phase flow*. Coleccion Documentos Ciemat.

5. Chapitre 5 : Modélisation et régulation d'un champ solaire en recirculation utilisant des réflecteurs linéaires de Fresnel

Ce chapitre présente les travaux de thèse portant sur la réalisation de modèles de champs solaires DSG utilisant des réflecteurs linéaires de Fresnel. Ces modèles sont utilisés pour mener des études dynamiques sur le champ solaire, notamment pour étudier l'impact de transitoires d'ensoleillement sur son fonctionnement. Une première partie décrit le dimensionnement d'un premier champ solaire, et la méthode utilisée pour parvenir à ce dimensionnement. Une deuxième partie est ensuite consacrée à une étude dynamique du modèle réalisé à partir du premier dimensionnement, une partie de l'étude se faisant sans régulation du champ solaire et une autre partie présentant la régulation modélisée. Enfin, une troisième partie traite d'un dimensionnement modifié du champ solaire et de sa modélisation par une approche différente, ainsi que la description d'une régulation proposée pour ce champ solaire.

Deux modèles simples de récepteurs Fresnel ont été développés et ajoutés à la librairie ThermoSysPro pour les besoins de la modélisation. Le premier modèle de récepteur est utilisé pour les travaux décrits dans la deuxième partie, et le deuxième modèle (plus réaliste dans la façon de modéliser le flux thermique et la surface d'échange) est présenté dans la troisième partie et est utilisée pour la simulation de journées complètes d'ensoleillement.

5.1. Dimensionnement d'un champ solaire LFR à génération directe de vapeur

L'architecture en recirculation est utilisée pour cette partie des travaux, car c'est ce mode de fonctionnement qui a été choisi pour le prototype AlsolenSup. En effet, le développement des modèles au début du travail de thèse s'est fait dans une optique d'application des travaux au prototype, utilisant la génération directe de vapeur et un champ solaire de type Fresnel. La modélisation s'est ensuite finalement orientée vers une installation plus proche de la taille de petites centrales existantes, en visant une puissance thermique de sortie d'environ 10 MWth.

Le dimensionnement a été réalisé en utilisant à la fois un modèle très simple de la génération de vapeur avec une feuille Excel et la macro XSteam [1], et un modèle dynamique Dymola plus complexe. Des itérations entre ces deux modèles ont permis de converger vers les caractéristiques de fonctionnement décrites dans les sections suivantes.

5.1.1. Puissance thermique et débits

Le design du champ utilise certaines contraintes que nous avons fixées, servant ainsi de base au dimensionnement :

Grandeur	Valeur visée
Irradiation incidente - point de dimensionnement	1000 W/m ²
Facteur de concentration géométrique	40
Puissance thermique - sortie surchauffeur	10 MW
Température - sortie surchauffeur	450°C
Pression – sortie de surchauffeur	85 bars
Titre thermodynamique - sortie vaporiseur	0.7

Température – eau alimentaire100°CTableau 5-1 : Contraintes-objectifs de base pour le dimensionnement

La température de sortie est choisie à 450°C, cette valeur représentant un bon compromis entre la haute température recherchée par les études récentes du domaine (500°C) [2], et les valeurs moins élevées des prototypes et centrales en fonctionnement actuellement (voir chapitre 2). Le titre visé en sortie de vaporiseur est choisi à 70%, pour les raisons évoqués au chapitre 2. A partir des contraintes résumées par le Tableau 5-1, on peut grâce à un raisonnement en stationnaire simple remonter aux paramètres principaux décrivant le champ solaire, en utilisant au besoin les équations de la section 2.2.1 du chapitre 2 :

- A partir de la température et de la puissance thermique voulue en sortie de surchauffe, on en déduit le débit de vapeur nécessaire ;
- En supposant un séparateur de phase parfait, et en utilisant la valeur du titre recherché, on en déduit le débit total dans le vaporiseur et le débit de recirculation, ainsi que le débit d'eau alimentaire ;
- Le niveau moyen de pression dans le vaporiseur et le titre de sortie donnent la valeur de l'enthalpie du fluide de sortie et de la phase liquide recirculée ;
- Les débits et enthalpies d'entrées et sorties du vaporiseur et du surchauffeur permettent de calculer les puissances thermiques échangées ;

Le tableau ci-dessous résume les grandeurs résultant de ce raisonnement :

Grandeur	Valeur obtenue – modèle Excel simplifié		
Débit de vapeur - surchauffeur	3.06 kg/s		
Débit alimentaire	3.06 kg/s		
Débit de recirculation	1.31 kg/s		
Débit total - vaporiseur	4.37 kg/s		
Puissance thermique reçue - vaporiseur	6979 kWth		
Puissance thermique reçue - surchauffeur	1712 kWth		
Tableau 5.2 · Caractáristiques de fonctionnement abtenues par le modèle Eucel simplifié			

 Tableau 5-2 : Caractéristiques de fonctionnement obtenues par le modèle Excel simplifié

5.1.2. Configuration du champ solaire et des récepteurs :

La Figure 5-1 montre un schéma de principe du type de champ solaire choisi et permet d'expliciter le cadre de la modélisation. Le vaporiseur est divisé en 4 lignes parallèles alimentant un ballon séparateur commun. La phase liquide est recirculée en entrée du champ solaire par une pompe de recirculation, et la vapeur alimente le surchauffeur (une seule ligne).

Ce design à plusieurs lignes parallèles est préféré à celui d'une seule longue ligne pour le vaporiseur car il offre l'avantage d'une meilleure compacité, puisque la ligne de surchauffe a une longueur proche de celle d'une ligne de vaporiseur. Le Tableau 5-2 montre en effet qu'il y a un facteur 4 entre la puissance thermique à apporter au vaporiseur et celle à apporter au surchauffeur. On comprend alors que pour avoir une longueur globalement équivalente entre les deux sections du champ solaire, une configuration comportant 4 lignes de vaporiseur soit retenue.

Le tableau ci-dessous résume les paramètres retenus pour les deux types de récepteurs :

Paramètre du récepteur	Vaporiseur	Surchauffeur
Nombre de lignes	4	1
Nombre de tubes par récepteur	7	3
Diamètre tube	22.5 mm	42.906 mm

Longueur tubes et ligne	257 m	234 m
Surface d'échange obtenue	508.6 m ²	94.6 m²
Flux échangé	20346,2 kW	3784.9 kW

Tableau 5-3 : Paramètres choisis pour le dimensionnement des récepteurs

La surface d'échange calculée est la surface totale extérieure des tubes, et le flux échangé est calculé à partir de cette surface et du rayonnement direct concentré. On fait donc ici l'hypothèse très simplificatrice que l'échange thermique se fait sur la totalité de la surface extérieure des tubes, et que le rendement thermique et optique est de 100%.



Figure 5-1 : Schéma de principe du champ solaire Fresnel dimensionné modélisé



Figure 5-2 : Schématisation des récepteurs du vaporiseur (gauche) et du surchauffeur (droite)

La Figure 5-2 montre une schématisation des deux récepteurs dimensionnés pour le champ solaire.

En comparant les deux tableaux précédents, on voit que la puissance thermique qui doit être absorbée par le fluide (Tableau 5-2) est d'environ 35-40% de la puissance « idéale » reçue par les tubes, calculée comme décrit ci-dessus (Tableau 5-3). Ce rendement est jugée acceptable pour un dimensionnement, considérant les éléments suivants :

• L'effet cosinus dû à l'angle incidence réduit l'irradiation incidente effectivement reçue ;

- Les pertes optiques du champ et des réflecteurs (réflectivité, facteur d'interception, pertes de fin • de ligne, erreur de visée, etc.) réduisent le flux incident sur le récepteur ;
- Les pertes optiques et thermiques des récepteurs réduisent le flux absorbé par les tubes.

Pour pouvoir utiliser des lignes de vaporiseur de même longueur que le surchauffeur, une configuration à plusieurs tubes est utilisée dans le récepteur. Le tableau ci-dessous la compare à une configuration à un seul tube :

Configuration	7 tubes par ligne	1 tube par ligne
Débit unitaire de ligne	1.09 kg/s	1.09 kg/s
Diamètre de tube	0.0225 m	0.06 m
Longueur	257 m	700 m
Surface totale d'échange	508.6 m ²	527.8 m ²
Puissance thermique – vaporiseur	20346 kW	21112 kW
Vitesse moyenne de fluide	0.81 m/s	0.79 m/s
Tableau 5.4 : Companyigan des anabitactures nour la récontaur du vanarisaur		

Tableau 5-4 : Comparaison des architectures pour le récepteur du vaporiseur

On voit qu'en considérant le même débit unitaire de ligne, il faut avec la configuration à un seul tube une longueur de ligne de 700m pour obtenir la même surface d'échange qu'avec 7 tubes, et un diamètre d'environ 6cm pour conserver la même vitesse de fluide. Un design à 7 tubes est donc choisi pour conserver l'architecture à 4 lignes de vaporiseur de longueurs équivalentes à la ligne de surchauffeur.

5.1.3. Tuyauterie externe aux récepteurs

La figure ci-dessous schématise le dimensionnement choisi pour la tuyauterie externe aux récepteurs :



Figure 5-3 : Dimensionnement de la tuyauterie externe aux récepteurs

Ce dimensionnement permet de définir une longueur de tuyauterie associée au vaporiseur et extérieure aux récepteurs, et son équivalent pour le surchauffeur. Cela permet également de définir le nombre de singularités (coudes, collecteurs, etc.) pour l'ensemble du champ solaire. La longueur *l* schématisée sur la Figure 5-3 est définie comme la distance séparant deux lignes du vaporiseur, choisie ici à 20 mètres. On calcule ensuite la longueur de la tuyauterie en fonction de cette longueur. Les paramètres calculés pour la tuyauterie externe sont résumés par le tableau suivant :

	Vaporiseur	Surchauffeur
Tuyauterie externe - longueur	467m	220m
Collecteurs – entrée/sortie de récepteurs	8	4
Jonctions en « T »	6	0
Coudes	6	7

Tableau 5-5 : Tuyauterie externe aux récepteurs et singularités du champ solaire

Les collecteurs sont les composants qui répartissent ou rassemblent les débits entre la tuyauterie et les récepteurs multi-tubes du champ solaire. Ces composants génèrent des pertes de charge, raison pour laquelle il est important de les considérer dans le dimensionnement, ainsi que les coudes et les jonctions en « T ».

Les réflecteurs du champ solaire seront considérés dans un dimensionnement plus évolué plus loin dans ce chapitre, en utilisant le facteur de concentration géométrique et la surface de la fenêtre pour calculer la surface des réflecteurs.

5.2. Modélisation et étude dynamique du champ solaire

5.2.1. Modèle global et conditions limites

Le champ solaire a été modélisé en utilisant la bibliothèque Modelica ThermoSysPro, décrite dans le chapitre 4. La figure ci-dessous montre les composants modélisés :



Figure 5-4 : Schématisation globale du modèle et de ses composants. Le surchauffeur

Le vaporiseur et le surchauffeur sont modélisés par la connexion d'un modèle optique connecté à un modèle de paroi et à un modèle d'écoulement diphasique. Nous ne détaillons pas ici le modèle de paroi et de l'écoulement diphasique, car cela est fait dans le chapitre 6 consacré à la modélisation d'un prototype cylindro-parabolique. Le modèle optique utilisé ici est celui d'un récepteur de type Fresnel.

Le séparateur diphasique est modélisé par un ballon dynamique de forme verticale et cylindrique. Il s'agit du modèle Modelica *DynamicDrum* (Bouskela, El-Hefni) du package WaterSteam/Volumes de ThermoSysPro. Les deux phases sont considérées de manière séparée, avec la phase liquide au fond du ballon. Chaque phase est modélisée par deux équations dynamiques de conservation de masse et d'énergie, en considérant les différents ports fluide du modèle et en considérant un échange de masse et d'énergie entre les deux phases. L'échange de masse entre les deux phases se fait par vaporisation du liquide vers la vapeur ou de la condensation de la vapeur vers le liquide, phénomènes décrits par deux équations. L'échange d'énergie, décrit par une équation supplémentaire, se fait via un simple transfert thermique lorsqu'un déséquilibre existe entre les deux phases. Ces deux phases échangent également chacune de l'énergie thermique avec la paroi du ballon, ce qui donne au modèle deux équations supplémentaires. Ces équations du modèle ne sont pas décrites ici, mais on pourra consulter le code Modelica au besoin, puisque la librairie est disponible sur demande en open-source.

Il est intéressant de noter que cette approche de modélisation pour le séparateur de phase est différente des autres études impliquant la modélisation d'un champ solaire DSG en recirculation [3]–[5]. En effet, ces études ne semblent pas modéliser l'interaction entre les phases dans le ballon, mais simplement la séparation des deux et une variation dynamique du volume. L'approche que nous avons utilisée ici décrit ces interactions et permet notamment de modéliser le phénomène de « flash », qui est la vaporisation d'eau saturée dans le ballon lors des chutes de pression.

La condition limite pour modéliser l'eau alimentaire en provenance du bloc de puissance et l'eau injectée pour la désurchauffe est une source de débit, à laquelle on impose une enthalpie spécifique. En sortie du champ solaire, la condition limite est une valeur de pression imposée. Le modèle optique utilise comme condition limite le DNI.

La figure ci-dessous montre la structure du modèle pour un récepteur :



Figure 5-5 : Structure du modèle de récepteur Fresnel (ici pour le vaporiseur) et de tube absorbeur

5.2.2. Le modèle de récepteur

Le rôle du modèle de récepteur de Fresnel est de calculer la puissance thermique transmise à la paroi des tubes absorbeurs dans lesquels se trouve l'écoulement diphasique. Le modèle considère que le flux surfacique concentré par les réflecteurs est homogène tout le long de la ligne La puissance thermique est calculée par l'équation suivante :

$$dW[i] = DNI \times FC \times S[i] \times \eta \tag{V-1}$$

Où *FC* est le facteur de concentration géométrique des réflecteurs vers le récepteur, η est le rendement global, et la *S*[*i*] la surface d'échange thermique d'un segment de tube :

$$S[i] = \frac{\pi D_{ext,tube} L n_{tubes}}{N_s}$$
(V-2)

 n_{tubes} est le nombre de tubes dans le récepteur modélisé, $D_{ext,tube}$ est le diamètre externe d'un tube, L la longueur de la ligne, et N_s le nombre de mailles discrétisant le récepteur.

On considère donc avec ce modèle une puissance thermique échangée aux parois extérieures des tubes et un rendement correspondant. Ce rendement est considéré homogène tout le long de la ligne du récepteur, et prend en compte un large panel de pertes d'énergie :

- Les pertes optiques liées à l'angle d'incidence du rayonnement direct : effet cosinus, IAM ;
- Les pertes optiques liées à l'efficacité des réflecteurs : réflectance des miroirs, facteur d'interception, pertes par ombrage, pertes de bout de ligne ;
- Les pertes optiques liées à l'efficacité du récepteur : réflectance, transmittance et facteur d'absorption de la vitre, rendement optique interne au récepteur ;
- Les pertes thermiques du récepteur : celui-ci échange de la chaleur avec l'air ambiant, notamment par convection et radiation de la vitre.

A la différence du modèle optique de collecteur cylindro-parabolique, les pertes thermiques ne sont pas calculées par le modèle, car elles nécessiteraient un dimensionnement trop précis et inutile pour mener les études dynamiques voulues. Le rendement global est défini par une valeur constante pour les simulations présentées ici. Le but premier étant d'étudier la dynamique rapide du champ solaire face à des perturbations de son fonctionnement, il n'a pas été jugé nécessaire de faire varier le rendement durant les simulations.

Comme le montre la Figure 5-4, les 4 lignes de vaporiseur ont été modélisées avec un seul modèle de récepteur, et la ligne de surchauffe a été modélisée par deux modèles distincts pour pouvoir intégrer une injection de désurchauffe. Le tableau ci-dessous résume les paramètres utilisés pour les modèles de récepteur :

	Vaporiseur	Surchauffeur	Surchauffeur post-désurchauffe
n _{tubes}	28	3	3
L	257 m	117 m	117 m
D_{tube}	22.5 mm	42.906 mm	42.906 mm
N _s	10	3	3
FČ	40	40	40
η	35 %	60 %	60 %

Tableau 5-6 : Paramètres des modèles de récepteur

Les rendements utilisés proviennent d'itérations entre le modèle dynamique Modelica et le modèle simple Excel pour atteindre les valeurs de fonctionnement désirées et données par le Tableau 5-1, comme explicité plus loin dans la section 5.2.5

Le fait qu'un seul modèle soit utilisé pour le vaporiseur fait qu'on ne peut pas simuler le fonctionnement des lignes parallèles, notamment la répartition des débits où les effets d'un flux non homogène sur le champ. Les pertes de charges dues aux connexions entre les lignes sont cependant prises en compte dans la modélisation.

5.2.3. La modélisation des pertes de charge hors récepteurs

Les pertes sont modélisées par des composants de pertes de charge singulières et linéaires avec une approche monophasique. Les modèles calculent la perte de pression en fonction du débit de fluide Q, de sa masse volumique ρ et d'un coefficient K_f qu'il convient de définir.

5.2.3.1. Pertes par frottement dans les conduites

Le frottement du fluide sur les parois internes des conduites hors des récepteurs provoque une baisse de la pression au fur à et mesure de l'écoulement, d'autant que les longueurs de tuyauteries sont importantes (voir Tableau 5-5).

Ces pertes sont modélisées par un modèle *PipePressureLoss* du package PressureLoss. Le différentiel de pression est calculé par l'équation suivante :

$$\Delta P_f = K_f \frac{Q^2}{\rho} \tag{V-3}$$

Le coefficient K_f est calculé en cherchant à obtenir un coefficient équivalent à l'expression de perte de charge recommandée par le manuel technique du GRETh [6] :

$$\Delta P_{f,Greth} = \frac{\lambda L}{D_H} \frac{Q^2}{2A^2 \rho} \tag{V-4}$$

Où *L* est la longueur de la conduite, D_H son diamètre hydraulique, *A* sa section, et λ le coefficient de frottement :

$$\lambda = \frac{1}{\left[2\log\left(\frac{3.7}{\varepsilon/D}\right)\right]^2} \tag{V-5}$$

 ε/D est la rugosité relative, qui nécessite de connaitre le diamètre des conduites. Pour les définir, on choisit de dimensionner le diamètre pour conserver une vitesse d'écoulement égale à celle dans les tubes des récepteurs. Les vitesses moyennes dans un tube unique de récepteur et dans la conduite rassemblant les débits sont calculées par les expressions suivantes :

$$V_{moy,tube} = \frac{4Q_{tube}}{\rho_{moy}\pi D_{tube}^2} \qquad \qquad V_{moy} = \frac{4Q_{tube} n_{tubes}}{\rho_{moy}\pi D^2} \qquad (V-6-7)$$

En appliquant l'égalité entre les deux termes de vitesse, on obtient l'expression suivante pour le calcul du diamètre de conduite hors récepteur :

$$D = \sqrt{n_{tubes} D_{tube}^2} \tag{V-8}$$

Ce qui donne un diamètre de 11.9 cm pour les conduites liées au vaporiseur et de 7.43 cm pour celle liées au surchauffeur. Du point de vue des normes Européennes sur la tuyauterie sous pression, cela correspondrait respectivement à des tubes DN 125 et DN 80.

5.2.3.2. Pertes de charge singulière

Les pertes de charges dans les coudes, les jonctions en « T » et les collecteurs d'entrée/sortie de récepteurs sont modélisées par des modèles *SingularPressureLoss*. Ce modèle calcule la perte de charge avec l'équation (V-3) décrite précédemment.

Pour le coude, le coefficient K_f est calculé avec la formule de Weisbach, selon le GRETh [7] :

$$K_{f,coude} = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{2R_{coude}}\right)^{7/2}\right] \frac{\theta_{coude}}{90^{\circ}}$$
(V-9)

Où R_{coude} est le rayon de courbure du coude, et θ_{coude} son angle. Ce coefficient doit être corrigé car il s'applique à la corrélation originale exprimée en fonction de la vitesse moyenne du fluide dans la conduite, et non du débit comme pour le modèle ThermoSysPro.

Pour les jonctions en T et les collecteurs d'entrée/sortie, les coefficients suivants sont utilisés :

$$K_{f,jonction T} = 1.5 \qquad \qquad K_{f,collecteur} = 0.1 \qquad (V-10-11)$$

5.2.4. Dimensionnement et modélisation de la pompe de recirculation

Le modèle *StaticCentrifugalPump* est utilisé pour la pompe de recirculation. Le modèle fonctionne en imposant les équations caractéristiques de débit/hauteur manométrique et de débit/rendement :

$$H_n = a_1 Q_v^2 + a_2 Q_v R + a_3 R^2 \tag{V-12}$$

$$R_h = b_1 \frac{Q_v^2}{R^2} + b_2 \frac{Q_v}{R} + b_3 \tag{V-13}$$

 H_n est la hauteur manométrique (m), R_h le rendement hydraulique, Q_v le débit volumique (m^3/s) et R le rapport de la vitesse de rotation à sa valeur nominale.

Dimensionner la pompe revient à choisir les coefficients *a* et *b* des équations ci-dessus. Il est pour cela nécessaire de connaitre la caractéristique interne du vaporiseur et de son circuit. Nous avons donc mené des simulations sur le modèle en ne simulant que le fonctionnement de la partie vaporiseur. La pompe est remplacée par une simple source de débit, et différentes valeurs de débit de recirculation ont été imposées afin de mesurer les pertes de charge correspondantes. Les simulations ont été menées pour différents niveau de flux incident sur le champ solaire, puisque la perte de charge varie avec la puissance thermique reçue par le fluide. Il est important de noter que le débit délivré par la pompe de recirculation n'est qu'une partie du débit total dans le circuit de vaporiseur, puisqu'un débit important provient de l'eau alimentaire « froide » (voir la Figure 5-1 et la Figure 5-4). Ce débit a été gardé constant pour ces simulations, et fixé à la valeur du point de dimensionnement détaillé par le Tableau 5-2. La perte de charge calculée pour la caractéristique de pompe et du circuit correspond donc au débit total qui traverse le vaporiseur.

La Figure 5-6 montre la caractéristique du circuit du vaporiseur (les récepteurs et la tuyauterie externe) et celle de la pompe pour différentes vitesses de rotation, avec la configuration choisie pour les équations caractéristiques. On peut noter une très légère inflexion dans la croissance des courbes pour les caractéristiques du vaporiseur, ce qui correspond à la forme en « N » décrite à la section 2.3.4 du chapitre 2. On voit que la variation de la vitesse de rotation de la pompe permet d'assurer une importante gamme de débits dans un intervalle de fonctionnement raisonnable pour une pompe centrifuge.



Figure 5-6 : Caractéristique du circuit de vaporiseur

Le Tableau 5-7 résume les paramètres de fonctionnement utilisés pour le modèle de pompe.

Vitesse de rotation nominale	1500 rpm	Vitesse de rotation – 100% du DNI	3500 rpm
a_1	-400000	b ₁	-100000
a_2	0	<i>b</i> ₂	500
a_3	10	b ₃	0
Tableau 5.7 : navemètres de la nomme de resireulation du modèle de champ solaire			

Tableau 5-7 : paramètres de la pompe de recirculation du modèle de champ solaire

Avec les paramètres de ce tableau, on voit avec la Figure 5-6 que le point de fonctionnement du circuit sera autour de 1.8 kg/s pour le débit de la pompe, et une hauteur manométrique de 50m environ.

5.2.5. Détermination d'un point de fonctionnement sans régulation

Une fois un premier modèle global réalisé, des simulations sont menés en imposant la vitesse de pompe et les débits d'alimentation et d'injection de désurchauffe, ce qui revient à se substituer à la régulation du système. Le but de ces simulations est d'atteindre le point de dimensionnement voulu, détaillé par le Tableau 5-1. Ces simulations permettent le choix d'une combinaison incluant le débit des conditions limites (alimentation, injection de désurchauffe), la vitesse de rotation de la pompe, et le rendement des récepteurs. Le tableau ci-dessous résume les paramètres et les conditions limites déterminés par ces simulations, en reprenant également les valeurs initiales du dimensionnement grossier :

	Valeur finale	Dimensionnement grossier
Pompe de recirculation – vitesse de rotation	3500 rpm	-
Débit de recirculation	1.412 kg/s	1.31 kg/s
Débit d'alimentation	3.12 kg/s	3.06 kg/s

Vaporiseur – titre sortie	0.7	0.7
Surchauffeur – température de sortie	451.6 °C	450 °C
Surchauffeur – pression de sortie	85 bar	85 bar
Vaporiseur – rendement récepteur	35%	-
Surchauffeur – rendement récepteur	60%	-
Injection désurchauffe – débit	0.201 kg/s	-

 Tableau 5-8 : Conditions limites et paramètres de fonctionnement finaux du champ solaire

On observe que le débit de recirculation du point de fonctionnement final est inférieur à celui déduit du tracé de la caractéristique interne du circuit et de la pompe de recirculation. Cela s'explique par le fait que le modèle utilisé pour le calcul de la caractéristique ne prend en compte que le vaporiseur, et que les pertes de charge aient été légèrement modifiées dans les simulations du champ complet pour déterminer un point de fonctionnement.

5.2.6. Etude dynamique du vaporiseur non régulé

Cette première partie du travail de modélisation et de simulation est consacrée à l'étude de la dynamique du vaporiseur, qui est le coeur de la génération de vapeur dans le champ solaire. Le but est d'étudier son comportement, notamment au niveau des débits, lorque celui-ci est soumis à des transitoires. Une comparaison est faite avec l'étude de Eck & Hirsch [4] sur un modèle de champ solaire cylindroparabolique.

5.2.6.1. Simulation d'une marche de débit d'alimentation

Le modèle utilisé pour déterminer la caractéristique interne du vaporiseur est utilisé également pour ce travail. L'objectif de cette simulation est d'étudier la réponse du débit de sortie du vaporiseur à une modification soudaine du débit d'eau alimentaire, pour deux débits de recirculation différents. La Figure 5-7 ci-dessous montre les résultats de l'étude de Eck & Hirsch du DLR. Une marche de débit d'alimentation de 1.2 à 1.5 kg/s est imposé en entrée du vaporiseur, et le résultat est comparé pour deux valeurs de débits de recirculation, ce qui permet de montrer l'influence de ce débit sur la dynamique de la génération de vapeur. Le Tableau 5-9 compare les paramètres de l'étude des chercheurs du DLR et celles du travail présenté ici. On voit que les grandeurs géométriques ne sont pas les mêmes, c'est pourquoi on cherche ici à les ramener au temps caractéristique que met l'écoulement à traverser le récepteur (ou temps de présence). Pour déterminer celui de l'étude de Eck & Hirsch, il est nécessaire d'évaluer la masse volumique et le titre massique en sortie de vaporiseur.



Figure 5-7 : Débit d'eau liquide en sortie du vaporiseur à la suite d'une marche de débit d'eau alimentaire de 1.2 à 1.5 kg/s, pour un débit de recirculation de 0.25 kg/s (-) et de 1 kg/s (- -), extrait de [4]

	Eck & Hirsch	Etude
Valeur du DNI	850 W/m²	1000 W/m ²

Longueur du vaporiseur	800 m	257 m		
Nombre de tubes	1	28		
Diamètre de tube	5,5 cm	2,25 cm		
Epaisseur de tube	7.5 mm	2.87 mm		
Débit de recirculation	0.25 et 1.0 kg/s	1.412 et 5.648 kg/s		
Débit alimentaire et température	1.2 kg/s – 125°c	3.12 kg/s – 100°c		

Tableau 5-9 : Comparaison des paramètres de l'étude avec celle de Eck & Hirsch

Le titre massique de sortie pour cette étude est évalué avec l'expression suivante :

$$x = 1 - \frac{Q_l}{Q_{total}} \tag{V-14}$$

où Q_l est le débit liquide montré sur la Figure 5-7, et Q_{total} le débit total calculé en entrée. La masse volumique de sortie peut ensuite être calculée en supposant un mélange homogène des phases :

$$\rho = \left[\frac{1}{\rho_l} + x\left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l}\right)\right]^{-1} \tag{V-15}$$

La connaissance des masses volumiques d'entrée et de sortie permet de calculer une vitesse moyenne d'écoulement dans le vaporiseur, et le temps caractéristique d'écoulement :

$$V_{moy} = \frac{4Q}{\rho_{moy}\pi D} \qquad \qquad \tau_e = \frac{L}{V_{moy}} \tag{V-16-17}$$

La Figure 5-8 montre le débit d'eau liquide de sortie simulé avec notre modèle. Le débit d'eau alimentaire est augmenté par une marche avec la même proportion que l'étude de référence (25%) et les deux débits de recirculation pour lesquels la simulation est réalisée ont le même facteur 4 entre leurs valeurs. Le vaporiseur est amené à fonctionnement stationnaire par des simulations préalables, avant d'appliquer la modification de débit d'alimentation.



Figure 5-8 : Débit d'eau liquide en sortie de vaporiseur pour le vaporiseur Fresnel modélisé

Le tableau suivant résume les paramètres et observations découlant de cette comparaison :

	Eck &	Hirsch	Modèle ThermoSysPro		
Marche de débit d'alimentation	1.2 à 1.5 kg/s (+25%)		3.12 à 3.9 kg/s (+25%)		
Débit de recirculation	0.25 kg/s	1.0 kg/s	1.412 kg/s	5.648 kg/s	
Vitesse moyenne du fluide estimée	1.5 m/s	2.17 m/s	0.96 m/s	1.76 m/s	
Temps de séjour estimé	534 s	368 s	268 s	146 s	
Temps d'établissement du débit de sortie	1075 s	775 s	2660 s	1780 s	
Influence sur le temps d'établissement	100%	-28%	100%	-33%	

Tableau 5-10 : Simulation de la marche de débit d'alimentation, paramètres et analyse

La variation de débit d'alimentation modifie l'équilibre établi par les simulations préalables. Dans l'étude de Eck & Hirsch, on voit qu'il faut environ deux fois le temps de séjour du fluide pour atteindre un nouvel équilibre en sortie de vaporiseur, et ce temps d'établissement est réduit de 28% si on augmente de débit de recirculation par un facteur 4. Avec notre modèle ThermoSysPro, la durée d'établissement est d'environ 10 fois le temps de séjour du fluide, ce qui indique que les phénomènes dynamiques mis en jeu dans le récepteur de Fresnel ont des temps caractéristiques plus importants. L'inertie apparait donc plus importante avec cette configuration. En effet, en faisant l'hypothèse de tubes en acier inox pour les tubes des collecteurs cylindro-paraboliques et des récepteurs Fresnel, et en utilisant les données du Tableau 5-9, on peut calculer la masse d'acier liée aux tubes des deux champs solaires. Celles des récepteurs Fresnel est évaluée à 13.2 tonnes, tandis qu'elle est d'environ 9.4 tonnes pour les collecteurs cylindro-paraboliques, soit 29% de moins. Cela participe donc des constantes de temps plus élevées dans la dynamique des phénomènes dans les récepteurs Fresnel modélisés. On voit toutefois qu'un résultat concordant entre les deux champs solaires est que l'augmentation par un facteur 4 du débit de recirculation diminue d'environ 30% le temps d'établissement des débits.

5.2.6.2. Simulation d'une perturbation d'ensoleillement

L'étude de Eck & Hirsch simule une triple perturbation d'ensoleillement sur le champ solaire avec le signal suivant :



La même perturbation de DNI est simulée avec notre modèle de vaporiseur, en adaptant les paramètres des échelons (durée, amplitude) au temps de séjour identifié pour le récepteur Fresnel :

	Eck & Hirsch			ThermoSysPro		
Débit d'alimentation (kg/s)	1.2	1.2	1.2	3.12	3.12	3.12
Débit de recirculation (kg/s)	0.25	0.25	0.25	1.412	1.412	1.412
Δt (s)	30	120	240	12	48	96
% du temps de séjour	4.6 %	18.4 %	36.8 %	4.6 %	18.4 %	36.8 %
Durée de la rampe (s)	5 s	5 s	5 s	5 s	5 s	5 s
$\Delta I (W/m^2)$	-875	-600	-600	-1000	-700	-700
% de perte de DNI	-100 %	-70 %	-70 %	-100 %	-70 %	-70 %

Tableau 5-11 : Paramètres de simulation des perturbations d'ensoleillement sur le vaporiseur

Une bonne comparaison entre les études nécessite en effet d'avoir une durée également proportionnelle au temps de séjour du fluide. Les durées des rampes sont en revanche laissées identiques entre les deux études, car on suppose une même durée d'établissement pour les perturbations. La figure suivante montre les résultats de l'étude du DLR :



Figure 5-9 : Débits en sortie de vaporiseur pour les simulations de Eck & Hirsch [4]

L'influence des perturbations du flux est nettement visible sur les débits d'eau liquide et de vapeur en sortie du champ. Chaque perturbation de DNI génère notamment deux pics liquides : le premier est dû à l'arrêt soudain de la génération de vapeur et le second se produit lorsque l'irradiation reprend et que la génération de vapeur vient chasser brutalement l'eau liquide accumulée durant la perturbation. Les pics liquides visibles sur la Figure 5-8, et en particulier pour les perturbations à $\Delta t = 120s$ et $\Delta t = 240s$ sont le résultat de la superposition des effets des trois chutes de DNI consécutives. La perte de débit vapeur est également clairement visible sur la figure, et le rétablissement de la production nominale est plus long pour les perturbations longues.

La figure ci-dessous montre les résultats pour la simulation de la même triple perturbation avec le modèle Fresnel :





Figure 5-10 : Débits de sortie de vaporiseur pour les simulations du modèle de Fresnel

Une bonne concordance générale est trouvée entre notre étude et celle du DLR. Les pics liquides les plus élevés dans notre étude sont autour de 4.5 kg/s, soit environ 3 fois la valeur nominale. On note que c'est moins que dans l'étude du DLR, où les pics observés sont d'environ 8 fois la valeur nominale. Pour les perturbations les plus courtes, le deuxième pic liquide produit par la reprise de l'ensoleillement est moins marqué dans notre étude, ce qui indique que les échelons de DNI sont plus « absorbés » par notre modèle. Ces deux dernières remarques sont cohérentes avec l'observation précédente que le champ solaire modélisé en Fresnel a plus d'inertie thermique.

5.2.7. Simulation du champ solaire complet et proposition d'un système de régulation

5.2.7.1. Système de régulation par régulation Proportionnelle-Intégrale

Le débit de recirculation est maintenu constant par la régulation de la vitesse de rotation de la pompe. Cette régulation est nécessaire car la perte de charge du circuit de vaporisation varie au cours de son fonctionnement, la puissance de pompage nécessaire pour assurer un même débit varie donc également. Cette boucle de régulation est similaire à celle mise en œuvre expérimentalement avec la boucle DISS, ainsi qu'expliqué au chapitre 3 de ce manuscrit.

Une autre boucle de régulation est utilisée pour assurer un titre massique constant en sortie du vaporiseur, en régulant le débit d'alimentation du vaporiseur. Etant donné que le débit de recirculation est maintenu constant, réguler le débit d'alimentation permet un contrôle direct sur le titre de sortie, selon les équations détaillées au début du chapitre 2. Les installations de génération de vapeur évitent en pratique la mesure directe du titre massique car, bien que plus simple à mettre en œuvre que la mesure du taux de vide, elle reste relativement difficile et peu fiable. Le titre est néanmoins estimable par une mesure de l'irradiation incidence et un bilan d'énergie. Cette méthode de régulation est choisie ici car le contrôle du titre permet de maintenir une marge par rapport à la surchauffe dans le vaporiseur (que l'on cherche à éviter) tout en s'assurant d'une bonne production de vapeur.

Une troisième boucle de régulation, aussi similaire à celle de l'installation DISS, permet de contrôler la température de vapeur en sortie du surchauffeur en régulant le débit d'injection.

Les deux figures suivantes schématisent l'installation et la structure de contrôle en diagramme-blocs :



Figure 5-11 : Schématisation du champ solaire et de ses boucles de régulation



Figure 5-12 : Diagramme bloc du système de régulation proposé pour le modèle de champ solaire

Comme montré sur le diagramme bloc, les boucles de régulation utilisent un correcteur PI pour calculer les débits et la vitesse de rotation du système. Le PI dispose d'une boucle antiwindup pour corriger les effets de la saturation des actionneurs (limites pour le débit et la vitesse de rotation de la pompe), ainsi qu'expliqué à la section 3.1.1.1 du chapitre 3. Les paramètres du contrôleur PI sont calculés en utilisant la méthode des réactions en boucle ouverte et par identification de modèle, également explicitée au chapitre 3.

Les figures ci-dessous illustrent cette méthode de réglage des contrôleurs PI.


La figure de gauche montre la réaction en boucle ouverte de la température de vapeur en sortie du surchauffeur, lorsque le débit d'injection de désurchauffe est augmentée de 20%. Le modèle identifié (1^{er} ordre) est également tracé. Pour évaluer les performances de la boucle de régulation paramétrée à partir du modèle identifié, la figure de droite montre la température de vapeur en sortie de surchauffeur en réaction à une modification de la consigne. On voit sur cette figure que le réglage est satisfaisant pour une modification de la consigne.

Le Tableau 5-12 ci-dessous résume les paramètres des boucles de régulation.

Boucle de régulation	Modèle identifié	Paramètres du PI	Consigne
Débit de recirculation	Gain simple k =588	$K_C = 588, T_i = 60$	1.412 kg/s
Titre massique - sortie vaporiseur	ler ordre, $\frac{-0.72}{1+840s}$	$K_C = -936, T_i = 840$	0.7
Température – sortie surchauffeur	ler ordre, $\frac{-295}{1+140s}$	$K_c = -0.38, T_i = 140$	450 °C

Tableau 5-12 : Paramètres des boucles de régulation

Le système débit d'alimentation-titre massique se comporte comme un système du premier ordre, ainsi que le système injection de désurchauffe – température de sortie. A partir de ces deux modèles identifiés, le gain et la constante de temps des régulateurs PI pour ces deux boucles sont déterminés par une corrélation empirique. Cette corrélation est explicitée dans l'ouvrage de Ogunnaike & Harmon Ray [8] (\$15.4.2) et provient des travaux de Rivera, Morari et al. (références dans l'ouvrage cité) sur les méthodes de contrôle par modèle interne (IMC, on pourra consulter le chapitre 3 pour plus d'explications). On remarque que le gain est négatif pour les deux modèles de type premier ordre identifiés, puis qu'une action d'augmentation du débit alimentaire ou désurchauffe provoque respectivement une baisse du titre ou de la température de sortie.

5.2.7.2. Simulation de la triple perturbation de DNI

La figure ci-dessus montre l'évolution simulée des principaux indicateurs du champ solaire lorsque celui-ci est soumis à une triple perturbation d'ensoleillement. Une deuxième simulation avec la régulation désactivée a été réalisée, afin de comparer les résultats et de mettre en évidence le rôle du système de contrôle. La perturbation appliquée est celle avec la plus longue perte d'ensoleillement ($\Delta t = 96 s$, $\Delta I = -700 W/m^2$).



Figure 5-15 : Evolution des principales variables du champ solaire modélisée, avec (vert) et sans régulation (bleu). Titre massique et débit liquide (sortie de vaporiseur), niveau de liquide et pression (ballon séparateur), température et débit de vapeur surchauffée (sortie de surchauffeur).

On observe tout d'abord que la simulation de la perturbation sur le champ solaire non régulé provoque un changement du point de fonctionnement du vaporiseur. Le tracé du titre massique en sortie montre en effet que celui-ci a diminué après la perturbation et que le débit d'eau liquide (courbe de droite) disponible est donc plus élevé. L'effet est que le ballon (3è figure) se stabilise sur un niveau liquide plus élevé. En s'intéressant au fonctionnement de la pompe de recirculation, on s'aperçoit que la raison à ce changement dans le fonctionnement est que celle-ci ne fournit plus le même débit malgré la vitesse de rotation identique. Cela indique que le point de fonctionnement a changé. La figure ci-dessous montre un effet un débit pompe et une différence de pression supérieurs après la perturbation. Il est intéressant de noter que le débit atteint est proche de celui du point de fonctionnement identifié par les caractéristiques de la pompe et du circuit vaporiseur (Figure 5-6).



 Tableau 5-13 : Fonctionnement de la pompe de recirculation durant la simulation de perturbation sur le champ solaire non régulé.

Cela peut vouloir dire que le point de fonctionnement choisi pour le dimensionnement (Tableau 5-8) est en effet instable, et que la perturbation a rétabli le fonctionnement sur un point stable.

Outre la stabilisation sur un nouveau point de fonctionnement, on observe également que la perturbation mène à une chute importante du titre massique en sortie de vaporiseur et du débit envoyé à la surchauffe. Les deux boucles de régulation du vaporiseur, pour maintenir constant le débit de recirculation et le titre de sortie, permettent d'éviter le changement du point de fonctionnement. On voit également qu'elles réduisent nettement le pic de débit liquide observé en sortie ou la chute du titre massique.

Un important dépassement (environ 70°C) consécutif à la reprise de l'ensoleillement nominal est observable sur la courbe de température en sortie du surchauffeur. La régulation agissant sur le débit d'injection de désurchauffe permet d'éviter ce dépassement, et de réduire la chute de température pendant les perturbations. On voit en revanche que les transitoires sont trop rapides, même avec la régulation, pour correspondre aux normes évoquées au chapitre 2 (section 2.5). On voit en effet que la température de vapeur chute de 27°C en moins de 100 secondes, ce qui correspond à un gradient d'environ 16°C par minute, bien au-dessus de la valeur de 5°C/min recommandée par l'étude de Birnbaum et al. [9]. Outre le gradient, la chute de température de 27°C est également très importante et à la limite de la valeur absolue à ne pas dépasser (28°C) selon les normes. On peut donc raisonnablement

penser que si ce champ solaire était connecté à une turbine à vapeur, celle-ci devrait être bypassée pour éviter un endommagement des aubages. Cette boucle de régulation de la température de sortie est similaire à celle mise en œuvre expérimentalement dans le prototype DISS original (voir chapitre 3), et est jugée satisfaisante pour la gestion de transitoires « rapides » d'ensoleillement par l'étude de Valenzuela et al. [10]. Les transitoires de DNI de l'étude en question sont cependant moins forts que ceux simulés ici, où l'irradiation chute de 70% en 5 secondes. La figure ci-dessous montre l'évolution de l'actionneur de la boucle de régulation de notre modèle, le débit d'injection de désurchauffe :



Figure 5-16 : Débit injecté en désurchauffe pour le modèle simulé avec régulation

On voit que lors de la perturbation, le débit de désurchauffe chute et devient nul, empêchant donc de compenser davantage la baisse du rayonnement. On peut imaginer un dimensionnement différent pour le surchauffeur et sa désurchauffe, avec lequel la longueur de la ligne serait augmentée et le débit nécessaire de désurchauffe par conséquent plus important en fonctionnement nominal.

5.2.7.3. Régulation de la désurchauffe par commande feedforward

Afin d'améliorer la performance de la régulation de température, une méthode feedforward est utilisée dans un autre modèle de la même configuration, avec lequel est simulée la perturbation sur le champ solaire. Cette approche de régulation est également appelée contrôle prédictif, et est abordée dans le chapitre 3. Elle est en effet utilisée (entre autres) pour la régulation du débit d'entrée du prototype cylindro-parabolique DISS. Il s'agit d'utiliser la mesure des propriétés de l'écoulement avant l'injection de désurchauffe (pression, température) et la mesure de l'irradiation directe pour calculer le débit à injecter en désurchauffe pour maintenir la vapeur à température de consigne. Le schéma bloc de la régulation globale est présenté sur la figure ci-dessous :



Figure 5-17 : Schéma bloc pour le système de régulation proposé, utilisant une méthode feedforward pour la désurchauffe

Un modèle de contrôleur feedforward, dénommé « FFC » sur la Figure 5-17 ci-dessus, a été développé et ajouté à la librairie ThermoSysPro. C'est un modèle de type block à entrées multiples (mesures de pression, température, et rayonnement direct, consigne de température) et qui calcule le débit à injecter en désurchauffe avec un bilan énergétique :

$$Q_{inj,desur} = \frac{Q_{vap,amont} \times h_{consigne} - Q_{vap,amont} \times h_{amont} - P_{th,surch}}{h_{inj,desur} - h_{consigne}}$$
(V-18)

Avec :

$Q_{inj,desur}$	Débit d'injection de désurchauffe	Sortie du modèle
Q vap,amont	Débit de vapeur avant désurchauffe (en amont)	Mesure
$h_{consigne}$	Consigne d'enthalpie pour la vapeur de sortie	Consigne de régulation
h _{amont}	Enthalpie spécifique de l'écoulement avant la	Calculée à partir des mesures de
	désurchauffe (en amont)	température et de pression
h_{inj,desur}	Enthalpie de l'eau de désurchauffe	Mesure
P _{th,surch}	Puissance thermique à la paroi des tubes	Mesure, sortie du modèle de
		récepteur

Tableau 5-14 : Termes du modèle de feedforward utilisé pour le calcul du débit de désurchauffe

La figure ci-dessous montre l'évolution de la température de vapeur en sortie de désurchauffe lorsque le champ solaire est soumis à la même perturbation d'ensoleillement étudiée à la section 5.2.7.2, et la compare à la température simulée de la régulation PI-feedback :



Figure 5-18 : Température de vapeur en sortie du surchauffeur, comparaison des deux boucles de régulation

On observe qu'avec la méthode feedforward, l'amplitude des variations de la température dues aux créneaux du signal de rayonnement est réduite. La chute de température est moins importante pour la seconde et troisième perturbation, et il n'y a pas de dépassement de la consigne pour les deux premières. On remarque par contre que le retour à la valeur de consigne est plus long avec la régulation feedforward. Cette approche apporte donc une meilleure stabilité à la régulation de température et une meilleure performance au rejet des perturbations, mais cela se fait au détriment du temps de convergence vers la consigne. De façon générale, il est important de garder à l'esprit que cette comparaison est valable pour le réglage du régulateur PI proposé ici, qui est un réglage suggéré par une corrélation. Il faudrait dans l'idéal mener cette comparaison pour différents réglages du correcteur, adaptés à d'autres conditions de fonctionnement.

5.3. Améliorations du modèle de récepteur et étude d'un nouveau champ solaire

5.3.1. Le modèle de récepteur amélioré

Ainsi qu'expliqué à la section 5.2.2, le premier modèle développé pour le récepteur Fresnel calcule la puissance thermique échangée en se basant sur la surface totale extérieure des tubes absorbeurs, et en considérant un rendement global par rapport à cette puissance. Dans un récepteur réel, l'irradiation absorbée par les tubes passe dans un premier temps par la fenêtre (ou vitre) située sur le bas. On choisit donc avec ce modèle de considérer un rendement entre le flux reçu à la vitre et le flux effectivement absorbé par les tubes. Cette approche de modélisation permet de simuler une installation réelle, pour laquelle on peut imaginer un dispositif permettant de déterminer expérimentalement les rendements thermique et optique du récepteur, pour différentes conditions de fonctionnement.



Figure 5-19 : Schéma du récepteur modélisé avec la seconde approche

Le flux absorbé est calculé par la formule suivante :

$$dW[i] = DNI \times FC \times S_f[i] \times \eta_g \tag{V-19}$$

où $S_f[i]$ est la surface de la fenêtre recevant le rayonnement concentré, et qui est calculé à partir du diamètres des tubes absorbeurs et du pas d'écart défini entre eux :

$$S_f[i] = \frac{L[n_{tubes}D_{tube} + (n_{tubes} + 1) \times pas]}{N_s}$$
(V-20)

A partir de la surface de la fenêtre, on peut en déduire la surface des réflecteurs correspondante en utilisant le facteur de concentration, et déterminer un nombre de miroirs et leur largeur unitaire :

$$S_{mirroir} = FC \times N_s \times S_f[i] \tag{V-21}$$

En considérant le rendement uniquement entre la puissance incidente à la fenêtre et celle absorbée par les tubes, on fait l'hypothèse que le rendement optique des réflecteurs est de 100% et que l'angle d'incidence n'a pas d'effet (cosinus égal à 1). Cependant, prendre en compte l'effet de l'incidence et de pertes réflecteurs revient simplement à multiplier le terme $DNI \times FC$ par un facteur, on peut donc au besoin scinder le rendement global en différents termes, représentant la totalité des pertes :

$$\eta_g = \cos\theta \times \text{IAM}(\theta) \times \eta_{refl} \times \eta_{recep} \tag{V-22}$$

Avec θ l'angle d'incidence, η_{refl} et η_{recep} les rendements respectifs des réflecteurs et du récepteur.

5.3.2. Dimensionnement des récepteurs et du champ solaire

Afin de mettre en application le modèle, un champ solaire est dimensionné sur la base du premier modèle présenté à la section 5.2 de chapitre, mais comportant des différences et des évolutions.

Le tableau suivant résume les paramètres utilisées pour les modèles de récepteurs du vaporiseur et du surchauffeur :

	Vaporiseur	Surchauffeur
Facteur de concentration - FC	40	40
Nombre de tubes - n _{tubes}	28 (4 lignes de 7)	3
Diamètre (externe) des tubes - D _{tube}	2.66 cm	5.56 cm
Ecart entre les tubes du récepteur - pas	2 mm	8 mm
Nombre de segments - N _s	50	30
Longueur - L	257 m	300 m

Largeur de la fenêtre	20.27 cm	19.88 cm
Surface totale de la fenêtre - S _f	208.3 m ²	59.6 m²
Surface des réflecteurs	8333 m ²	2386 m²
Rendement global η	85 %	85 %
T-11 - 5 15 D'		1

Tableau 5-15 : Dimensionnement et paramètres des modèles de récepteurs

Ce dimensionnement correspondant au point de fonctionnement atteint pour le champ solaire, dont les caractéristiques sont données par le tableau ci-dessous. Comme pour le dimensionnement du premier champ solaire, ce point de fonctionnement et les paramètres sont les résultats d'une itération entre un modèle Excel simplifié utilisant la macro XSteam et le modèle dynamique ThermoSysPro.

DNI	1000 W/m ²
Vaporiseur – titre massique de sortie	79 %
Surchauffeur – température et pression de sortie	$450^{\circ}C - 80$ bars
Débit de recirculation	0.876 kg/s
Vaporiseur – débit total	4.1 kg/s
Débit d'alimentation	3.23 kg/s
Surchauffeur – débit de vapeur	3.23 kg/s
Désurchauffe – débit d'injection	0.085 kg/s
T-11	

Tableau 5-16 : Point de fonctionnement du champ solaire

On note que le rendement global des récepteurs est largement supérieur à ceux utilisés pour le premier modèle du champ. Cela est dû au fait que la surface d'échange utilisée pour l'échange thermique est nettement moins importante qu'avec le premier modèle de récepteur (de par la méthode de calcul utilisée), et le rendement est donc augmenté pour atteindre le point de fonctionnement. Celui-ci est fixé à 85% pour les deux récepteurs, une valeur réaliste en considérant une efficacité optique parfaite pour les réflecteurs et un effet nul pour l'angle d'incidence.

Une autre conséquence de la surface d'échange thermique plus faible pour ce modèle est que la longueur du surchauffeur a été augmentée, afin d'atteindre la température voulue en sortie tout en ayant un débit de désurchauffe non nul.

La modélisation des pertes de charge pour ce modèle est identique à celle mise en œuvre pour le premier champ solaire, détaillée dans la section 5.2.3.

5.3.3. Définition d'un système de régulation

Le système de contrôle proposé pour le champ solaire est semblable à celui mis en œuvre avec le premier modèle, sauf pour le débit d'alimentation qui sert à réguler le niveau liquide du séparateur diphasique. Si un débit de recirculation constant est assuré par une boucle de régulation indépendante, maintenir le niveau d'eau dans le ballon permet d'assurer un fonctionnement stable du vaporiseur. La figure cidessous schématise les trois boucles de régulation :



Figure 5-20 : Schématisation du deuxième champ solaire modélisé et de ses boucles de régulation

Les deux autres boucles de régulation sont identiques au premier modèle (utilisant les boucles PIfeedback), mais leurs paramètres sont différents. La figure ci-dessous montre la structure du système global en diagramme-bloc :



Figure 5-21 : Diagramme bloc du système de régulation proposé pour le second modèle de champ solaire

5.3.3.1. Influence du maillage du surchauffeur sur la détermination de sa dynamique

Dans cette section, nous présentons les résultats d'une étude sur le modèle de surchauffeur du champ solaire, qui consiste à étudier l'influence de la discrétisation du récepteur sur la modélisation de son comportement dynamique. En effet, étant donné que la configuration des boucles de régulation utilise la mesure de la réaction de la grandeur régulée à la modification de l'actionneur, il est important de savoir si le nombre de mailles utilisé impacte cette réaction. Nous avons choisi d'étudier ici la boucle de régulation du débit de désurchauffe, servant à maintenir constante la température de sortie. Une marche sur la température de vapeur (condition limite d'enthalpie) est simulée en entrée du surchauffeur, et on étudie la réaction sur la température de sortie. La Figure 5-22 ci-dessous montre le résultat de ces simulations pour plusieurs discrétisations. Les paramètres du surchauffeur sont ceux décrits dans le Tableau 5-15. La marche d'enthalpie appliquée à la vapeur est de 3250 kJ/kg à 3550 kJ/kg, soit de 441 °C à 562 °C à une pression de 80 bars. Ces températures sont élevées car elles correspondent à un

fonctionnement du surchauffeur sous l'ensoleillement maximal du point de dimensionnement et sans injection de désurchauffe.



Figure 5-22 : Simulation d'une marche de l'enthalpie de vapeur en entrée du surchauffeur, et mesure de la température de sortie. Débit : 3.0 kg/s, DNI : 1000 W/m², rendement récepteur : 85%, pression de sortie : 80 bars.

On observe que la réponse de la température de sortie change avec le nombre de mailles utilisé pour discrétiser le récepteur. Plus celui-ci est important, plus le retard de la montée en température est important et plus celle-ci se stabilise vite. On note une « convergence » du maillage à la valeur de 30 mailles, puisque la variation entre les courbes pour 20 et 30 mailles est faible. C'est donc une discrétisation à 30 mailles qui est utilisée dans les simulations.

5.3.3.2. Configuration des boucles de régulation

5.3.3.2.1. Débit d'injection de désurchauffe, régulation de la température

Comme pour le système de régulation abordé précédemment, la méthode de réaction est utilisée en boucle ouverte pour dimensionner la régulation.



Figure 5-23 : Réaction en boucle ouverte de la température de sortie de surchauffeur

La Figure 5-23 montre la simulation de la température en sortie de surchauffeur lorsqu'on applique une marche sur le débit d'injection de désurchauffe. On observe un comportement dynamique analogue à

un système du premier ordre avec retard. On utilise ensuite un algorithme pour identifier les paramètres de ce système sur lequel on veut calquer l'évolution de température. La figure ci-dessous montre les constructions utilisées sur la courbe pour identifier ces paramètres. L'échelle en abscisse est en temps relatif par rapport au temps de démarrage de la marche.



Figure 5-24 : Constructions utilisées pour l'identification des paramètres du système premier ordre retardé. Le temps simulé est relatif par rapport au démarrage de la marche de débit

La courbe de température a été inversée pour faciliter l'identification des paramètres. Celle-ci montre une zone de croissance linéaire dont on trace la tangente, ce qui permet de déterminer le temps du retard du modèle en utilisant l'intersection avec la valeur initiale. La constante du temps du modèle est elle déterminée avec la règle des 63%. Le modèle auquel cette approche a abouti donne la fonction de transfert suivante entre la température de sortie et le débit injecté en désurchauffe :

$$\frac{T_{surch}}{\Delta Q_{inj}}(s) = \frac{Ke^{-\alpha s}}{\tau s + 1} = \frac{-342e^{-88s}}{368s + 1}$$
(V-23)

 τ est la constante de temps du système, et α le retard.



Figure 5-25 : Température en sortie de surchauffe simulée (après inversion) et modèle identifié

A partir de ce modèle, plusieurs configurations sont identifiées pour le régulateur PI, à partir de corrélations de la littérature. Le tableau ci-dessous synthétise les corrélations et les valeurs calculées pour la boucle de régulation de la température :

	Corrélation		Valeur	
	Gain K _c	Constante de temps Ti	Gain K _c	Constante de temps T _i
Ziegler & Nichols	$\frac{0.9}{K} \left(\frac{\tau}{\alpha}\right)$	3.33 α	-0.011	293
Cohen & Coon	$\frac{1}{K} \left(\frac{\tau}{\alpha}\right) \left[0.9 + \frac{1}{12} \left(\frac{\alpha}{\tau}\right) \right]$	$\alpha \left[\frac{30 + 3\frac{\alpha}{\tau}}{9 + 20\frac{\alpha}{\tau}} \right]$	-0.012	196
ITAE minimal – changement de consigne (Smith, Murrill et al.)	$\frac{0.586}{K} \left(\frac{\tau}{\alpha}\right)^{0.916}$	$\frac{\tau}{\left[1.03 - 0.165\frac{\alpha}{\tau}\right]}$	-0.0063	371
ITAE minimal – rejet de perturbation (Smith, Murrill et al.)	$\frac{0.859}{K} \left(\frac{\tau}{\alpha}\right)^{0.977}$	$\frac{\tau}{\left[0.796 - 0.147\frac{\alpha}{\tau}\right]}$	-0.0102	206

Tableau 5-17 : Paramètres du régulateur PI, selon les corrélations de la littérature

On voit que les quatre corrélations donnent des valeurs relativement proches pour les paramètres des régulateurs PI. Les corrélations utilisant la méthode ITAE (pour *Integral Time-weighted Absolute Error*) consistent à minimiser l'erreur de la variable à réguler par rapport à une consigne donnée, et proposent un réglage des paramètres des régulateurs dans ce sens. Elles ont la particularité de distinguer la régulation consistant à rejeter les perturbations sur le système de la régulation dédiée spécifiquement au suivi des consignes lorsqu'elles sont modifiées.

Ces différentes valeurs de paramètres du régulateur PI ont été utilisées dans le modèle et des simulations de fonctionnement du champ solaire durant une journée normale d'ensoleillement ont été menées. Il s'avère que ces valeurs donnent à la boucle de régulation un comportement instable, ou bien que les calculs Dymola ne parviennent pas à converger. Un réglage optimal du PI a donc été recherché « manuellement », en étudiant différentes combinaisons entre les valeurs du gain et de la constante de temps. Les valeurs sont données dans le tableau plus loin résumant toutes les boucles. La corrélation donnant les valeurs de réglage les plus proches de celles atteintes manuellement est celle de la méthode ITAE (changement de consigne). On constate qu'en modifiant légèrement la zone linéaire identifié sur la courbe de réponse en boucle ouverte (Figure 5-24), les paramètres du modèle identifié (constante de temps et retard) changent, et le réglage conseillé par la méthode ITAE change également, et se rapproche davantage du réglage utilisé.

5.3.3.2.2. Débit d'alimentation, régulation du niveau du ballon séparateur

Afin d'évaluer l'influence du débit d'eau alimentaire sur le ballon, on utilise à nouveau la méthode de la réaction à une marche d'entrée en boucle ouverte. Il s'agit donc ici de simuler avec notre modèle l'évolution du niveau de ballon lorsqu'on impose une marche soudaine de débit d'alimentation. La Figure 5-26 ci-dessous l'évolution simulée de la hauteur dans le ballon. Comme pour les autres simulations en boucle ouverte, celle-ci démarre avec les conditions initiales représentant le point de fonctionnement stabilisé sans régulation.



Figure 5-26 : Réaction en boucle ouverte du niveau d'eau du ballon séparateur à une marche de débit d'alimentation. DNI : 1000 W/m², débit recirculation : 0.876 kg/s.

On constate que le système a un comportement intégrateur instable, c'est-à-dire que la variable régulée augmente continuellement suite à la marche modifiant la valeur de l'actionneur. On constate également un léger temps mort avant l'augmentation du niveau liquide. La fonction de transfert d'un système retardé de ce type prend la forme suivante :

$$F_i(s) = \frac{K_i e^{-\tau_i s}}{s} \tag{V-24}$$

Où K_i est le gain du système et τ_i son retard. Ces paramètres sont calculés à partir des résultats de simulation (Figure 5-26). Comme pour un modèle du premier ordre, des corrélations existantes dans la littérature proposent des règles de calcul pour paramétrer les régulateurs PI à partir de ce modèle intégrateur. Ces corrélations ne donnant pas de résultat intéressant dans le modèle, nous avons donc privilégié un réglage « manuel » des paramètres pour cette boucle de régulation également.

5.3.3.2.3. Résumé des boucles de régulation

Boucle de régulation	Modèle identifié	Paramètres du PI	Consigne
Débit de recirculation	Simple gain, k=333	$K_C = 500, T_i = 60$	1.386 kg/s
Niveau du séparateur	$\frac{8.27 \times 10^{-4} e^{-440s}}{s}$	$K_C = 2.0, T_i = 2000$	1.12 m
Température – sortie surchauffeur	$\frac{-342e^{-88s}}{368s+1}$	$K_C = -0.005, \ T_i = 1000$	450 °C

Tableau 5-18 : Paramètres des boucles de régulation proposées pour le second modèle de champ solaire.

On remarque que la consigne pour le débit de recirculation est différente de la valeur au point de dimensionnement. La raison est que la configuration présentée ici est celle utilisé pour réguler le champ solaire durant une journée de fonctionnement normale, c'est-à-dire avec un ensoleillement constamment

variable. Les simulations préliminaires utilisées pour « démarrer » le champ solaire sont donc différentes et n'aboutissent pas au même fonctionnement stabilisé que celles pour atteindre le point de dimensionnement détaillé précédemment. Concernant la régulation de vitesse de pompe, des simulations en boucle ouverte montrent que le débit réagit instantanément à un changement de vitesse de rotation dans le modèle. La fonction de transfert du modèle identifié est donc un gain simple. En pratique, le vaporiseur ayant une longueur importante, le changement de débit a un léger retard et on choisit donc une constante de temps d'une minute pour le régulateur PI. Le temps de séjour de fluide dans le vaporiseur a été calculé avec le premier champ solaire modélisé à la section 5.2.6.1 (Tableau 5-10), sa valeur étant de 268 secondes pour un débit total de 4.5 kg/s environ. On peut supposer ici une valeur similaire pour le temps de séjour dans le vaporiseur puisque le débit est proche. On a donc une constante de temps d'environ 20% du temps de séjour pour la régulation du débit de recirculation.

5.3.4. Simulation d'une journée de fonctionnement

Les figures suivantes montrent l'évolution simulée des principales variables du champ solaire, soumis à l'ensoleillement direct d'une journée sans perturbation. La simulation utilise la mesure du DNI du 12 juillet 2012 à Cadarache, provenant du pyrhéliomètre du prototype Alsolen. Les données démarrent à 05h44 du matin, mais la simulation présentée ici démarre à 05h52 lorsque le DNI est de 436 W/m². Des simulations préliminaires sont réalisées afin d'amener le champ solaire à fonctionnement avec cette valeur, mais plus lentement qu'avec la mesure car la montée est trop brutale pour que le calcul Dymola soit stable.



Figure 5-27 : Evolution des débits du champ solaire et de la vitesse de la pompe de recirculation



Figure 5-28 : Evolution du DNI et du titre vapeur en sortie de vaporiseur

On voit sur la Figure 5-27 et la Figure 5-28 que le débit de vapeur générée et le titre massique augmente de la même façon que le rayonnement reçu. Avec la génération de vapeur, la perte de charge dans le vaporiseur augmente et la pompe doit donc tourner plus vite pour maintenir le débit. C'est l'objectif de la boucle de régulation proposée, et on voir sur la Figure 5-27 que celle-ci fonctionne correctement puisque le débit de recirculation est stable et la vitesse de rotation suit la courbe de DNI. La vitesse diminue en effet lorsque le rayonnement et la génération de vapeur baissent à nouveau. On voit également que le débit d'alimentation suit la génération de vapeur puisque la boucle de régulation du ballon séparateur fait en sorte que le niveau soit stable. Lorsque que le débit et le titre massique de la vapeur générée augmentent, la hauteur d'eau va avoir tendance à baisser puisque la vapeur vient progressivement remplacer l'eau liquide dans le ballon. La régulation vient alors augmenter le débit d'alimentation d'eau « froide » pour compenser cette baisse. On note sur la Figure 5-29 que le niveau liquide du ballon est stable jusqu'à environ 17h, puis celui-ci augmente lorsque la régulation n'abaisse plus assez le débit d'eau alimentaire. Ce constat s'observe également sur les courbes de débit, puisqu'on voit que les valeurs des débits d'alimentation et de vapeur générée s'écartent à partir de 17h, alors qu'elles restaient très proches depuis le début de la journée. La raison à cela est la limite de saturation du régaleur de débit alimentaire, qui fixe une valeur minimale sous laquelle il ne doit pas descendre. L'augmentation du niveau en fin de journée ne parait pas problématique puisque le champ solaire cesse de fonctionner vers 19h45, temps où la simulation s'arrête (à ce moment, le DNI est d'environ 200 W/m² et le débit de vapeur surchauffée de 0.7 kg/s). Il parait même intéressant d'augmenter le niveau d'eau liquide dans le ballon en prévision d'une nouvelle journée de fonctionnement, car on pourrait ainsi disposer d'une réserve d'eau à saturation qui permettrait de créer rapidement de la vapeur en « flashant » le ballon, c'est-à-dire en vaporisant l'eau saturée par ouverture des vannes vers le surchauffeur et par dépressurisation. Cela permettrait notamment le préchauffage du surchauffeur et de la turbine dans une centrale réelle.



Figure 5-29 : Niveau liquide et pression dans le ballon séparateur, journée simulée du 12 juillet 2012 à Cadarache

On voit sur la Figure 5-30 ci-dessous qu'au moment du démarrage de la simulation, la température de vapeur surchauffée est à 450°C et que le débit délivré est de 1.4 kg/s. Les simulations préliminaires menées ont en effet amené le champ solaire à ce point de fonctionnement, et le rayonnement direct est suffisant pour l'atteindre. On observe que la température de vapeur dépasse la consigne de 450°C en début de simulation, car celle-ci démarre sur un état stabilisé de fonctionnement. L'augmentation du DNI dès le début du calcul mène donc à un nouveau calcul des actions de régulation, d'où le dépassement et la stabilisation de la température en sortie de surchauffe. On voit en effet que le débit injecté en désurchauffe chute au tout début de la simulation, puis augmente à nouveau rapidement. C'est donc un « artifice » lié à la simulation précédente servant à démarrer le calcul.



Figure 5-30 : Température de sortie et débit d'injection dans le surchauffeur

En fin de journée, la température ne baisse sous la consigne qu'à partir de 19h, la diminution du débit de vapeur et d'injection de désurchauffe permettant de palier à la baisse de l'ensoleillement direct.

5.4. Conclusion sur les modèles et la régulation développés, et perspectives d'amélioration

Dans ce chapitre, nous avons présenté deux modèles de champ solaire différents, en proposant pour chacun de ces modèles une régulation adaptée. Les deux modèles de champ utilisent chacun un modèle optique de récepteur Fresnel développé durant ce travail de thèse.

Les simulations réalisées avec le premier modèle ont permis d'étudier la dynamique de la partie vaporiseur du champ solaire sans régulation, lorsqu'il est soumis à des perturbations des débits d'entrée et du rayonnement reçu. Nous avons observé une bonne concordance entre nos résultats et ceux d'une étude de référence du DLR modélisant un champ solaire cylindro-parabolique, notre modèle semblant toutefois montrer une plus grande inertie thermique. Une régulation basée sur des boucles PI-feedback a ensuite été proposée pour le champ solaire entier, et sa performance a été évaluée en simulant une perte brutale d'ensoleillement. La régulation permet de diminuer fortement les transitoires de débit, température, et pression tout en limitant la chute de génération de vapeur. Les gradients de température observés en sortie de surchauffeur paraissent toutefois encore trop élevés pour continuer à alimenter directement une turbine à vapeur en condition réelle de fonctionnement. Une régulation de type feedforward a été modélisée pour le contrôle de la température, et as gradients observés restent globalement les mêmes. Le temps de retour de consigne est aussi plus long avec cette méthode. Une amélioration immédiate de cette régulation serait de coupler la boucle feedforward à une boucle PI-feedback classique utilisant la mesure de la température de sortie effective.

Le deuxième modèle de champ solaire utilise un modèle optique de récepteur amélioré, qui semble plus réaliste dans sa façon de calculer la surface d'échange thermique recevant le flux concentré, et permettant ainsi de définir un rendement plus réaliste. Cette approche de modélisation permet d'appliquer plus facilement ce modèle à des installations réelles, avec lesquelles le rendement est mesurable expérimentalement. Une régulation du champ solaire est également modélisée, et le modèle global est utilisé pour simuler le fonctionnement de l'installation sous l'ensoleillement d'une belle journée d'été à Cadarache. Les résultats montrent que la régulation est satisfaisante pour la journée en question. Une suite immédiate à ce travail serait évidemment d'évaluer les performances de cette régulation pour le rejet de perturbations brutales d'ensoleillement.

Concernant les boucles de régulation utilisant une approche feedback et un régulateur PI, l'exercice de réglage des paramètres du PI consistant à identifier un modèle de comportement en boucle ouverte et à l'utiliser pour déterminer un réglage adapté (via des corrélations) a été mené. Ces méthodes paraissent utiles pour déterminer les ordres de grandeur des paramètres, mais les simulations avec les valeurs précises suggérées par ces corrélations ne sont pas stables. Une approche de réglage manuel a été donc été privilégiée pour les paramètres du PI, tout en restant dans le bon ordre de grandeur.

5.5. Références

- [1] "http://xsteam.sourceforge.net/.".
- [2] J. F. Feldhoff, M. Eickhoff, L. Keller, J. L. Alonso, M. Meyer-Grünefeldt, L. Valenzuela, J. Pernpeintner, and T. Hirsch, "Status and First Results of the DUKE Project Component Qualification of New Receivers and Collectors," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1766–1776, 2014.
- [3] L. Valenzuela, E. Zarza, and J. León, "APPROACHES FOR CONTROLLING THE LEVEL IN WATER / STEAM SEPARATORS OF A DSG SOLAR FIELD CONFIGURED IN RECIRCULATION MODE," in *SolarPACES2006*, 2006, pp. 1–8.
- [4] M. Eck and T. Hirsch, "Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation," *Sol. Energy*, vol. 81, pp. 268–279, 2007.
- [5] T. Hirsch, W. Steinmann, and M. Eck, "Simulation of transient two-phase flow in parabolic trough collectors using Modelica," 2005.
- [6] "Manuel Technique du GRETh (CEA); Fiche TM1: Perte de pression régulière dans les conduites rectilignes de section uniforme."
- [7] "Manuel Technique du GRETh (CEA); Fiche TM8 : Perte de pression régulière dans les conduites rectilignes de section uniforme."
- [8] B. A. Ogunnaike and W. Harmon Ray, *Process Dynamics, Modeling, and Control*. Oxford University Press, 1994.
- [9] J. Birnbaum, J. F. Feldhoff, M. Fichtner, T. Hirsch, M. Jocker, R. Pitz-paal, and G. Zimmermann, "Steam temperature stability in a direct steam generation solar power plant," *Sol. Energy*, vol. 85, pp. 660–668, 2011.
- [10] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode," *Sol. Energy*, vol. 80, pp. 1– 17, 2006.

6. Chapitre 6 : Modélisation d'un prototype cylindroparabolique en mode once-through

Dans ce chapitre, est présenté le travail réalisé sur la modélisation de la boucle DISS (décrite dans les chapitres 2 et 3), qui est un prototype de centrale à génération directe de vapeur appartenant à la Plataforme solaire d'Almeria, en Espagne. Cette plateforme est un centre de recherche du CIEMAT dédié principalement au solaire thermodynamique à concentration.

Dans le cadre de la participation du CEA au projet Européen STAGE-STE (*Scientific and Technological Alliance for Guaranteeing the European Excellence in Concentrating Solar Thermal Energy*), les travaux de thèse de modélisation dynamique de champs solaires DSG ont été intégrés à la tâche « new working fluids » du Work Package 11 sur les systèmes CSP à concentration linéaire. C'est dans ce contexte que des tâches de modélisation communes ont été définies avec le CIEMAT (partenaire du projet), dont en premier lieu la modélisation de la boucle DISS pour la validation préalable de nos modèles respectifs. Des données expérimentales, extraites de journées d'essais datant du projet DISS (1996-2002), ont donc été communiquées par le CIEMAT dans cette optique. Ces données constituent les premières du genre disponibles au laboratoire LSHT pour une installation à génération directe de vapeur, le prototype AlsolenSup étant toujours en construction au moment de la réalisation de ces travaux. Elles permettent de franchir une étape supplémentaire dans la validation des modèles ThermoSysPro utilisés pour la modélisation des systèmes DSG, notamment les modèles de tubes diphasiques. Les modèles réalisés avec un récepteur de type Fresnel ne peuvent être qu'évalués en les comparant à des études dynamiques.

Les données expérimentales transmises par le CIEMAT consistent en deux journées différentes de fonctionnement de la boucle DISS configurée en mode once-through. La première est une journée de bel ensoleillement du mois d'avril 2002, où la régulation de la boucle est activée et où collecteurs sont focalisés de 9h à environ 16h. La deuxième est une journée d'octobre 2000 où les collecteurs sont focalisés et défocalisés alternativement et indépendamment pour simuler des perturbations nuageuses. Le but de cette journée d'essai est d'étudier la dynamique thermohydraulique de la boucle, la régulation de la température de vapeur étant désactivée. Les données pour cette journée sont de moins bonne qualité et comportent quelques erreurs de mesure, d'où une exploitation plus complexe et des simulations plus limitées.

6.1. La boucle expérimentale DISS en mode once-through

6.1.1. Caractéristiques de la boucle

La boucle DISS est l'installation expérimentale située à Almeria en Espagne, et correspondant au projet du même nom (voir chapitres 2 et 3). Sa modularité fait que deux modes d'opération ont pu être expérimentés lors de différentes phases du projet DISS, et permet toujours son utilisation dans une version modifiée et « agrandie » dans le cadre du projet DUKE. La figure ci-dessous est proposée dans de nombreuses publications du CIEMAT, et montre la configuration de l'installation. La figure suivante montre également une vue de l'installation.



Figure 6-1 : Schéma de la configuration de la boucle DISS en once-through [1]. La partie modélisée est surlignée



Figure 6-2 : Photographie de la boucle DISS (source : www.psa.es)

La ligne est constituée de 11 collecteurs connectés en série, séparés par une tuyauterie externe intermédiaire et des joints tournants. Les collecteurs 1 à 8 et 11 mesurent 50m de long, tandis que les collecteurs 9 et 10 mesurent 25m. Le tableau ci-dessous résume les caractéristiques techniques de la boucle et des collecteurs :

Paramètre	Valeur	
Longueur de collecteur	500 m au total (9*50m, 2*25m)	
Orientation	Nord-sud	
Ouverture de collecteur	5.76 m	
Distance focale	1.76 m	
Surface totale de miroirs	2760 m²	
Diamètre extérieur de tube absorbeur	70 mm	
Diamètre intérieur de tube	50 mm	
Pression vapeur maximale de sortie	100 bars	
Température vapeur maximale de sortie	400 °C	

Tableau 6-1 : Caractéristiques techniques de la boucle DISS et de ses collecteurs. Données extraites de [1], [2], [3], [4]

La vanne à l'entrée de la boucle DISS sert à réguler le débit dans la boucle, selon une méthode détaillée dans le chapitre 3. La pompe d'alimentation assure la circulation du fluide et la mise en pression de la ligne, en étant régulée pour le maintien d'un différentiel de pression de la vanne d'entrée. L'eau d'alimentation est préchauffée après la pompe par un sous-tirage de vapeur surchauffée avant la détente, et une partie de l'eau préchauffée sert à alimenter la ligne de désurchauffe pour l'injection entre les collecteurs 10 et 11. Le maintien en pression de la ligne de collecteurs est assuré par une vanne en sortie du ballon séparateur final.

6.1.2. Caractéristiques des collecteurs

Les 11 collecteurs cylindro-paraboliques sont du type LS3 (pour Luz System) dits « modifiés » car ils sont issus des collecteurs originaux de la compagnie Luz Industries, ancêtre de BrightSource Energy. Ces collecteurs mesurent à l'origine 100m de long, et sont utilisés sur les centrales XII à IX du complexe Californien SEGS [5]. Afin de visualiser l'allure d'un collecteur, la figure suivante montre une modélisation CAO 3D des deux parties principales : le concentrateur cylindro-parabolique et le tube absorbeur :



Figure 6-3 : Représentation 3D CAO (SolidWorks) d'un collecteur LS3 modifié

6.1.2.1. Les miroirs concentrateurs

Le rôle du concentrateur cylindro-parabolique est de réfléchir le rayonnement incident direct capté par la surface du miroir sur le tube absorbeur. Dans un plan transversal au miroir, celui-ci à la forme d'une parabole d'équation cartésienne :

$$y_p - y_0 = \frac{(x_p - x_0)^2}{4f}$$
(VI-1)

Avec x_0 et y_0 les coordonnées de l'origine, et f la distance focale.



Figure 6-4 : Représentation CAO d'un profil de collecteur LS3 modifié

Du point de vue du dimensionnement, on définit généralement un concentrateur cylindro-parabolique par trois paramètres géométriques : le facteur de concentration, le demi-angle d'ouverture ϕ , et l'angle d'acceptance.

• Le facteur de concentration, ici dans le sens géométrique du terme, est défini comme le rapport de la surface captant le rayonnement, sur la surface extérieure du récepteur :

$$FC = \frac{l_{ap}l}{\pi D_{glass}l} = \frac{l_{ap}}{\pi D_{glass}}$$
(VI-2)

Avec l_{ap} la longueur d'ouverture du concentrateur, l la longueur axiale et d_0 le diamètre extérieur du tube absorbeur. On considère avec cette équation que toute la surface extérieure du tube reçoit le rayonnement concentré.

• Le demi-angle d'ouverture est illustré sur la figure ci-dessus, on peut le relier à la distance focale et l'ouverture du collecteur par l'équation suivante :

$$\tan\frac{\phi}{2} = \frac{l_{ap}}{4f} \tag{VI-3}$$

• L'angle d'acceptance, également illustré sur la figure ci-dessus, se définit dans le plan transversal comme l'angle maximal entre deux rayons du soleil, après réflexion sur le miroir, pour que les deux rayons interceptent le tube absorbeur. Un angle d'acceptance faible est nécessaire pour atteindre un facteur de concentration élevé, mais implique un système de tracking plus précis et plus couteux. L'efficacité optique du concentrateur dépend du facteur de réflexion du miroir, qui est la proportion du rayonnement réfléchi par celui-ci par rapport à celui incident, et du facteur d'interception qui est la proportion du rayonnement réfléchi qui intercepte effectivement le tube absorbeur.

6.1.2.2. Le tube absorbeur

Les tubes utilisés dans la boucle DISS, et plus généralement dans les centrales cylindro-paraboliques, sont des tubes dits « sous-vide » puisqu'ils sont constitués d'un tube interne en acier entouré par une enveloppe cylindrique de verre, et l'espace entre les deux est vide d'air afin de minimiser les pertes par conduction et convection. L'extérieur du tube en acier est peint avec un revêtement sélectif avec un facteur d'absorption élevé et une émissivité faible.

Ces deux notions sont définies dans le paragraphe suivant, proposant quelques éléments théoriques d'énergétique optique.

6.1.2.2.1. Eléments d'optique théorique

Lorsqu'un milieu semi-transparent reçoit de l'énergie sous forme de rayonnement depuis l'environnement extérieur, une partie de ce rayonnement est réfléchie vers l'environnement, une autre est absorbée par le milieu, et une autre partie est transmise par le milieu.



Figure 6-5 : Réflexion, absorption et transmission dans un milieu semi-transparent

Beaucoup d'applications d'ingénierie traitent de milieux opaques, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de transmission du rayonnement dans le milieu. Il n'y a donc qu'une partie réfléchie et une partie absorbée du rayonnement, et on traite alors le phénomène comme un phénomène de surface.



Figure 6-6 : Réflexion et absorption du rayonnement sur une surface

• On définit le **facteur d'absorption** (absorptivity ou absorptance en Anglais) du milieu comme le rapport entre l'énergie absorbée et l'énergie incidente. Dans sa définition la plus basique, c'est une grandeur directionnelle et spectrale, c'est-à-dire qu'elle prend une valeur différente selon la longueur d'onde et la direction du rayonnement reçu. Du point de vue pratique des sciences de l'ingénieur, on utilise une valeur moyenne intégrée sur tout le spectre et tout l'hémisphère contenant le rayonnement reçu.

- Le facteur de réflexion, ou réflectance (reflectivity en Anglais) est défini comme le rapport entre l'énergie réfléchie par le milieu (ou la surface si celui-ci est opaque) et l'énergie incidente. De la même façon que pour le facteur d'absorption, on utilise une valeur moyenne intégrée sur tout le spectre et toutes les directions, que ce soit la direction du rayonnement incident ou du rayonnement réfléchi.
- Enfin, la **transmittance** (transmissivity en Anglais) d'un milieu semi-transparent est le rapport entre l'énergie qu'il transmet et l'énergie incidente. C'est une grandeur spectrale, on utilise donc généralement une valeur moyenne intégrée sur tout le spectre.

Pour un milieu semi-transparent, un bilan d'énergie mène à l'équation suivante :

$$\rho_r + \alpha + \tau = 1$$
 (VI-4)
Où ρ_r est la réflectance, α le facteur d'absorption et τ la transmittance. Dans le cas d'une surface (milieu opaque), la transmittance est nulle et on a l'équation suivante :

$$\rho_r + \alpha = 1 \tag{VI-5}$$

L'émissivité d'une surface est une grandeur différente de celles abordées ci-dessus. Elle traduit le degré auquel la surface se comporte comme un corps noir. Un corps noir est une surface conceptuelle idéale qui émet par rayonnement la puissance thermique maximale qu'il est possible d'émettre à cette température :

$$E_{cn} = \sigma T^4 \tag{VI-6}$$

 E_{cn} est la puissance thermique surfacique émise, T la température de la surface, et σ la constante de Stefan-Boltzmann. Cette équation, appelée loi de Stefan-Boltzmann, résulte de l'intégration sur tout le spectre de la puissance spectrale émise avec une distribution de Planck (caractéristique d'un corps noir). La constante du même nom possède alors la valeur suivante :

$$\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \, W/m^2 K^4 \tag{VI-7}$$

A partir de ces deux équations, on calcule la puissance thermique surfacique émise par une surface réelle :

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \tag{VI-8}$$

Où ε est l'émissivité de la surface.

6.1.2.2.2. Echanges et pertes thermiques

1

La figure ci-dessous montre les principaux éléments d'un tube absorbeur :



Figure 6-7 : Schéma d'un tube absorbeur sous vide [6]

L'efficacité du tube absorbeur réside dans sa capacité à absorber au maximum le rayonnement concentré, tout en en limitant au maximum les pertes thermiques vers l'environnement.

Lorsque le tube est soumis à un rayonnement concentré, c'est d'abord l'enveloppe extérieure de verre qui le reçoit, et qui se comporte comme un milieu semi-transparent. Une partie du rayonnement est réfléchie, une autre partie est absorbée, mais l'essentiel est transmis à travers l'enveloppe vers la paroi du tube intérieur en acier. Un traitement anti-réflexion est appliqué à la surface de l'enveloppe afin de maximiser sa transmittance. Le rayonnement transmis à la paroi du tube intérieur est en grande partie absorbé par celle-ci (la paroi se comporte comme une surface opaque). Une partie de l'énergie absorbée par la paroi est transmise par conduction vers l'intérieur du tube, puis au fluide caloporteur par convection. Le reste de l'énergie absorbée est réémise vers l'enveloppe de verre par radiation, convection et conduction (ces deux derniers termes étant très faibles), puis la traverse par conduction. Là, elle s'ajoute à l'énergie absorbée « originellement » par l'enveloppe et cette énergie totale est perdue dans l'environnement par convection et radiation. Le traitement sélectif de la paroi du tube interne en acier lui donne un facteur d'absorption élevé et une émissivité faible afin de maximiser l'absorption de l'énergie incidente et de minimiser la réémission radiative vers l'enveloppe. Le vide entre les deux permet de rendre très faible la réémission conductive et convective. La figure ci-dessous illustre ces échanges d'énergie, et le tableau suivant les résume :



Figure 6-8 : Schématisation des échanges thermiques dans une coupe de tube absorbeur

Terme	Echange	Type de transfert thermique
$\dot{Q}_{sol \rightarrow absorbeur}$	Rayonnement solaire direct vers l'enveloppe	Radiatif
$\dot{Q}_{sol ightarrow tube}$	Rayonnement solaire ayant traversé l'enveloppe vers le tube	Radiatif
$\dot{Q}_{abs-env}$	Rayonnement absorbé par l'enveloppe	Radiatif
$\dot{Q}_{abs-tube}$	Rayonnement solaire absorbé par le tube	Radiatif
\dot{Q}_{cond}	Flux de chaleur vers la paroi interne du tube	Conductif
$\dot{Q}_{tube ightarrow env}$	Pertes thermique du tube vers l'enveloppe	Radiatif, convectif (faible), conductif
$\dot{Q}_{cond-env}$	Flux de chaleur vers l'extérieur de l'enveloppe	Conductif
\dot{Q}_{pertes}	Pertes thermique	Radiatif, convectif

 Tableau 6-2 : Résumé des échanges thermiques dans un tube absorbeur

6.1.2.3. Efficacité d'un collecteur

En résumé, du point de vue du collecteur dans sa globalité, l'efficacité dépend principalement de deux paramètres propres au concentrateur, la réflectivité et le facteur d'interception, et de trois paramètres propres au tube absorbeurs : la transmittance de l'enveloppe, le facteur d'absorption et l'émissivité de la paroi du tube interne.

6.1.2.4. Orientation, tracking et rayonnement incident

Les collecteurs de la boucle DISS sont alignés sur un axe nord-sud, ce qui implique une variation saisonnière importante de l'énergie collectée mais une somme annuelle plus élevée. Le suivi (ou « tracking ») du soleil est donc effectué d'Est en Ouest tout au long de la journée.

La position apparente du soleil dans le ciel depuis une position donnée est généralement décrite par deux angles : la **hauteur solaire** (h_s) et **l'azimut solaire** (a_s) , schématisés sur la figure suivante :



Figure 6-9 : Schématisation des angles de position du soleil (gauche) et de l'angle d'incidence sur un collecteur cylindro-parabolique (droite)

La hauteur solaire est l'angle entre la projection du vecteur de rayonnement sur le plan horizontal et la direction du rayonnement, et l'azimut solaire est l'angle entre la projection et l'axe Nord-Sud. Dans le cas d'un collecteur cylindro-parabolique, l'azimut solaire a une valeur nulle si on considère un tracking solaire Est-Ouest parfait. Pour décrire la position verticale du soleil, on utilise également la notion **d'angle incidence**, également schématisé sur la figure ci-dessus. Il s'agit de l'angle entre la projection du soleil sur le plan transversal et la direction du rayonnement incident. Les variations journalières de cet angle sont importantes et dépendent de la journée en question.

Dans le domaine du solaire thermodynamique à concentration, la quantification de la ressource solaire disponible est effectuée en terme de rayonnement direct, c'est-à-dire le rayonnement solaire qui n'est pas réfléchi ou transmis par l'atmosphère et les nuages (on parle alors de rayonnement diffus), ou bien absorbé par ceux-ci. Sa mesure est effectuée grâce à un pyrhéliomètre pointé vers le soleil, on mesure donc le rayonnement direct incident sur un plan normal à l'axe du capteur et du rayonnement. On utilise le terme DNI, pour l'acronyme Anglais *Direct Normal Irradiance*. Le flux réellement reçu dans le plan d'ouverture du collecteur est donc le DNI multiplié par le cosinus de l'angle d'incidence, on parle alors d'effet cosinus, schématisé sur la figure ci-dessous.



Figure 6-10 : Illustration de l'effet cosinus, extrait de [7] $\overline{d\Omega}$ est l'angle solide résultant des rayons émis par le disque solaire. La surface normale au rayonnement reçoit un flux égal au DNI, tandis que la surface horizontale dS reçoit ce flux pondéré par le cosinus de l'angle d'incidence.

L'angle d'incidence a également un impact sur les paramètres d'efficacité optique du collecteur : le facteur de réflexion du miroir, le facteur d'interception du collecteur, la transmittance de l'enveloppe et le facteur d'absorption du tube ont une valeur définie pour un angle d'incidence nul. Leur valeur change légèrement avec l'augmentation de l'angle, on utilise donc un coefficient appelé IAM (pour l'anglais *Incidence Angle Modifier*) pour prendre en compte cette variation, coefficient exprimé généralement comme un polynôme de l'angle d'incidence :

$$IAM = K(\theta, \theta^2, \theta^3)$$
(VI-9)
6.1.3. Les connexions entre collecteurs

Chaque connexion entre deux collecteurs cylindro-paraboliques est constituée d'un jeu de coudes et d'un joint tournant pour connecter les tuyauteries solidaire de chaque collecteur. La configuration exacte dépend de la position dans la ligne, ainsi que montré sur la figure ci-dessous :



Figure 6-11 : Configuration des liaisons inter-collecteurs de la boucle DISS, extrait de [4]

6.2. Modélisation d'un collecteur cylindro-parabolique

Cette partie décrit la modélisation mathématique et en langage Modelica d'un collecteur simple LS3 modifié, d'une longueur de 50m ou 25m. La figure suivante schématise la structure du modèle :



Figure 6-12 : Schématisation de la structure du modèle

Le modèle optique calcule le flux absorbé par la paroi du tube interne de l'absorbeur, ainsi que sa température. Il utilise comme données d'entrée le rayonnement normal direct (DNI), l'angle d'incidence du rayonnement et la température ambiante. Le flux calculé est transmis au modèle de paroi, qui prend en compte son inertie thermique et calcule le flux transmis à l'écoulement interne et la température de la paroi. La figure suivante montre les trois modèles connectés sous Dymola :



Figure 6-13 : Vue du modèle de collecteur avec ThermoSysPro

Le modèle de tube absorbeur possède une dimension spatiale : il est en effet discrétisé en un nombre N_s de mailles. Le flux calculé par le modèle optique et le modèle de paroi est divisé par le nombre de mailles

et « réparti » de manière égale entre toutes les mailles, les connecteurs thermiques des trois modèles prenant en compte cette discrétisation. Il n'y a pas de conduction thermique longitudinale entre les mailles dans les modèles de paroi et d'écoulement du fluide, la structure à gauche de la Figure 6-13 cidessus est donc équivalente à la structure de droite : chaque maille de la paroi reçoit le flux de la maille optique correspondante et le transmet à la maille du tube diphasique.

6.2.1. Modèle optique

Le modèle optique de collecteur cylindro-parabolique a été développé sur la base du modèle *SolarCollector* (Larrignon, El Hefni, Bride) de la version 3.1 de ThermoSysPro.

6.2.1.1. Equations du modèle

Certaines équations ont été conservées, d'autres ont été modifiées, notamment les termes d'efficacité optique et de calcul du flux absorbé par la paroi interne du tube :

$$-dW_{2}[i] = \eta_{Opt,over} \times IAM(\theta) \times \cos \theta \times DNI \times \frac{A_{refl}}{N_{s}} - W_{RadGlass}[i]$$
(VI-10)
$$-W_{ConvGlass}[i]$$

Le flux transmis à la paroi du tube est négatif car un flux sortant est négatif par convention. L'indice *i* représente la maille i, et les termes de puissance et de température sont calculés maille par maille. A_{refl} est la surface d'ouverture du collecteur, produit de son ouverture et de sa longueur :

$$A_{refl} = l_{ap} l \tag{VI-11}$$

Le terme IAM a été modifié par rapport au modèle original qui ne prenait en compte que l'effet cosinus. Les polynômes sont des corrélations empiriques extraites de Valenzuela et al. (2005). [1] et Bonilla [6]. Le premier est adapté aux 9 collecteurs de 50m, le deuxième aux 2 collecteurs de 25m.

$$IAM_{50} = 1 - 0.00188 \,\theta - 0.000149206 \,\theta^2$$
$$IAM_{25} = 1 - 0.00362 \,\theta - 0.000132337 \,\theta^2$$
(VI-12)

 $W_{RadGlass}$ et $W_{ConvGlass}$ sont les pertes thermiques de l'enveloppe de verre vers l'environnement par radiation et convection :

$$W_{RadGlass}[i] = \frac{A_{glass}}{N_s} \times \sigma \times \varepsilon_{glass} \times (T_{glass}^4[i] - T_{sky}^4)$$
(VI-13)

$$W_{ConvGlass}[i] = \frac{A_{glass}}{N_s} \times h \times (T_{glass}[i] - T_{amb})$$
(VI-14)

A_{glass} est la surface extérieure de l'enveloppe de verre :

$$A_{glass} = \pi D_{glass} l \tag{VI-15}$$

Le bilan d'énergie dynamique sur l'enveloppe du tube donne l'équation suivante :

$$d_{M}C_{Pglass} \frac{dT_{glass}}{dt}[i]$$

$$= W_{AbsGlass}[i] + W_{CondWall}[i] + W_{RadWall}[i] - W_{ConvGlass}[i]$$

$$- W_{RadGlass}[i]$$
(VI-16)

La puissance absorbée par l'enveloppe de verre est calculée par :

$$W_{AbsGlass}[i] = DNI \times \frac{A_{refl}}{N_s} \times \alpha_{glass} \times \cos\theta \times IAM \times \eta_{Opt}$$
(VI-17)

La puissance reçue par conduction depuis la paroi du tube est calculée par :

$$W_{CondWall}[i] = \frac{A_{Tube}}{N_s} \times \lambda \times (T_{wall}[i] - T_{glass}[i]) / \frac{D_{tube}}{2\log\frac{D_{glass}}{D_{tube}}}$$
(VI-18)

La puissance reçue par radiation depuis la paroi du tube est calculée par :

$$W_{RadWall}[i] = \frac{A_{tube}}{N_s} \times \sigma \times \varepsilon_{tube} \times (T^4_{wall}[i] - T^4_{glass}[i])$$
(VI-19)

Les termes des équations (VI-10) à (VI-19) sont explicités dans le tableau suivant :

Terme	Description	Unité
W _{tube}	Puissance thermique absorbée par la paroi du tube interne	W (/ maille)
$W_{RadGlass}$	Puissance thermique perdue par radiation de l'enveloppe de verre vers l'environnement	W (/ maille)
W _{ConvGlass}	Puissance thermique perdue par convection de l'enveloppe de verre vers l'environnement	W (/ maille)
$W_{AbsGlass}$	Puissance thermique incidente absorbée par l'enveloppe de verre	W (/ maille)
W _{CondWall}	Puissance thermique conductive entre la paroi du tube interne et l'enveloppe de verre	W (/ maille)
W _{RadWall}	Puissance thermique radiative entre la paroi du tube interne et l'enveloppe de verre	W (/ maille)
$\eta_{Opt.over}$	Efficacité optique globale (enveloppe – tube) du collecteur	-
IAM	Incidence angle modifier	-
θ	Angle d'incidence	o
DNI	Rayonnement normal direct	W/m^2
A _{refl}	Surface d'ouverture du collecteur	m^2
Ns	Nombre de mailles de discrétisation du collecteur	
d_M	Masse d'une maille d'enveloppe de verre	kg
C_{Pglass}	Capacité thermique spécifique de l'enveloppe de verre	J/kg K
T_{glass}	Température de l'enveloppe de verre	K (/ maille)
A _{tube}	Surface d'échange du tube interne	m^2
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m^2K^4
ε_{tube}	Emissivité de la paroi du tube	-
T_{wall}	Température de paroi	K (/ maille)
λ	Conductivité thermique du gaz interne au tube absorbeur	W/mK
D_{tube}	Diamètre du tube interne	m
Dalass	Diamètre de l'enveloppe de verre	m
T_{skv}	Température de ciel	K
ĥ	Coefficient d'échange thermique convective entre l'enveloppe de verre et l'air ambiant	W/m^2K
T_{amb}	Température de l'air ambiant	K
α_{alass}	Facteur d'absorption du verre à incidence normale	-
Ealass	Emissivité de l'enveloppe de verre	-

 Tableau 6-3 : Description des équations et des paramètres du modèle optique de collecteur cylindro-parabolique LS3 modifié

6.2.1.2. Efficacité optique

L'efficacité optique globale est modélisée par le coefficient suivant :

$$\eta_{Opt,over} = (\tau \alpha)_n \times \eta_{Opt} \tag{VI-20}$$

L'efficacité optique « hors-tube » η_{opt} est définit comme le produit de la réflectance *R* du concentrateur et du facteur d'interception γ :

$$\eta_{Opt} = R\gamma \tag{VI-21}$$

On l'écrit cependant comme un seul coefficient dans le modèle, car il est utilisé comme paramètre de calage.

Le terme $(\tau \alpha)_n$ représente l'efficacité globale du tube pour absorber le rayonnement concentré :

$$(\tau \alpha)_n = \frac{\tau \alpha}{1 - (1 - \alpha)(1 - \tau)}$$
(VI-22)

Cette expression provient de l'absorption principale du rayonnement traversant l'enveloppe additionnée aux absorptions successives du rayonnement provenant de la double réflexion sur la paroi du tube et de l'enveloppe. La figure suivante schématise ce procédé :



Figure 6-14 : Schématisation des différentes absorptions par le tube

Si le flux provenant de la concentration par le miroir vaut 1, le flux transmis par l'enveloppe est de τ , et la partie de ce flux qui est absorbé par la paroi du tube est de $\tau \alpha$. Le flux réfléchi est donc $\tau(1 - \alpha)$, puis celui à nouveau réfléchi par l'enveloppe de $\tau(1 - \alpha)$ $(1 - \tau)$ (en négligeant l'absorption). Le flux absorbé une « seconde » fois par la paroi vaut alors $\alpha \tau(1 - \alpha)$ $(1 - \tau)$, pour un flux total absorbé de $\tau \alpha + \alpha \tau(1 - \alpha)$ $(1 - \tau)$. En poussant le raisonnement pour un nombre *n* d'absorptions après réflexions, on obtient un flux absorbé de la forme mathématique suivante :

$$flux = \tau \alpha [1 + (1 - \alpha)(1 - \tau) + (1 - \alpha)^2 (1 - \tau)^2 + \dots + (1 - \alpha)^n (1 - \tau)^n]$$
(VI-23)

Et pour laquelle le terme entre crochets s'apparente à une série mathématique de la forme :

$$[1 + (1 - \alpha)(1 - \tau) + (1 - \alpha)^2(1 - \tau)^2 + \dots + (1 - \alpha)^n(1 - \tau)^n] = 1 + q + q^2 + \dots + q^n$$

Puisque q est inférieur à 1 (les coefficients optiques α et τ sont inférieurs à 1), la somme d'une série mathématique de ce type vaut :

$$\lim_{n \to \infty} \sum_{i=1}^{n} (1+q+q^2+\dots+q^n) = \frac{1}{1-q}$$
(VI-24)

Cette dernière équation explique donc le terme d'efficacité globale donnée par l'équation (VI-22).

6.2.2. Modèle de paroi du tube interne

On considère une épaisseur *e* pour la paroi du tube, avec une température interne calculée au niveau de la demi-épaisseur (voir Figure 6-12). Le bilan dynamique thermique de la paroi est calculé à cet endroit :

$$dM \times Cp_w \frac{\partial T_p}{\partial t}[i] = dW_1[i] + dW_2[i]$$
(VI-25)

173

où dM est la masse d'une maille de paroi et Cp_w sa capacité thermique spécifique. dW_1 et dW_2 sont les flux transmis respectivement vers l'intérieur du tube et reçu de l'extérieur du tube :

$$dW_1[i] = 2\pi \times dx \times \lambda \frac{T_{p_1}[i] - T_p[i]}{\log(1 + \frac{e}{D})}$$
(VI-26)

$$dW_{2}[i] = 2\pi \times dx \times \lambda \frac{T_{p_{2}}[i] - T_{p}[i]}{\log(1 + \frac{e}{e + D})}$$
(VI-27)

6.2.3. Modélisation de l'écoulement diphasique

Pour modéliser l'écoulement eau/vapeur et les échanges thermiques dans le tube absorbeur, le modèle *DynamicTwoPhaseFlowPipe* du package WaterSteam/HeatExchanger a été réutilisé et modifié légèrement.

6.2.3.1. Discrétisation spatiale du tube et des équations

La modélisation du tube utilise une méthode de discrétisation à volume finis sur un maillage à mailles décalées. Les équations expriment en effet les gradients spatiaux de type $\frac{\partial f}{\partial x}$ sous la forme de différences finies discrètes du type $\frac{f[i+1]-f[i]}{dx}$.

Le tube est discrétisé dans sa longueur par un nombre N_s de mailles dites « thermiques » et un nombre $N_s + 1$ de mailles dites « hydrauliques ». On utilise en effet un double maillage à mailles décalées (staggered grid en Anglais) qui consiste à décaler d'une demi-maille les bilans d'énergie et de masse et le bilan de quantité de mouvement, et donc les maillages qui les supportent. Le maillage thermique discrétise le domaine en volumes de contrôle, au centre desquels sont calculées les variables intensives. Les termes de flux comme le débit sont eux calculés aux bords des volumes de contrôles. Le maillage hydraulique est une succession d'éléments « biports » dont les bords coïncident avec les centres des volumes.

L'avantage reconnu de ce type de discrétisation est de découpler la résolution en pression (grandeur qui varie très rapidement) de la résolution du système thermique (qui varie lentement en comparaison), ce qui apporte une plus grande stabilité aux solveurs numériques. La figure suivante illustre ce principe de maillage décalé :



Figure 6-15: Schématisation de la discrétisation à mailles décalées

La chute de pression est calculée grâce à la résolution de l'équation de conservation de la quantité de mouvement, aux bords des éléments biports, qui correspondent donc aux centres des volumes de contrôle. Les valeurs de pression peuvent ainsi être utilisées pour le calcul des propriétés physique (notamment la densité) utilisées dans les bilans de masse et d'énergie. La pression au centre d'une maille thermique *i* est donc celle du bord de sortie de la maille hydraulique, soit la valeur de pression i + 1. L'enthalpie au centre de la maille thermique est la valeur h(i + 1).

Les connecteurs du modèle de tube sont de type fluide et échangent les données de pression, enthalpie et débit.

- Le connecteur d'entrée C1 transmet les enthalpies de centre et de bord (h(1) et h_b(1)) du volume de contrôle 1, son débit de bord d'entrée, et la pression de bord d'entrée de la première maille hydraulique ;
- Le connecteur de sortie C2 transmet les enthalpies de centre $h(N_s + 1)$ et de bord $h_b(N_s)$, la pression en bord de maille hydraulique $P(N_s + 1)$, et le débit $Q(N_s)$.

6.2.3.2. Le modèle diphasique homogène

Dans le domaine des écoulements diphasiques (dont les généralités ont été abordées au chapitre 2 de ce manuscrit), il existe deux approches principales pour une modélisation 1D.

La première approche est le **modèle à deux fluides**. On considère que l'eau liquide et la vapeur forment deux fluides distincts s'écoulant séparément dans le tube. Les deux fluides échangent de l'énergie et de la quantité de mouvement avec la paroi interne du tube, et échangent entre eux de la masse, de l'énergie, et de la quantité de mouvement. Chaque phase est décrite par trois équations de conservation, une équation de fermeture pour l'échange thermique avec la paroi et pour la perte de charge frictionnelle, et enfin par trois équations décrivant les échanges à l'interface liquide-vapeur (également des équations de fermeture). On parle également pour cette approche de modèle à 6 équations, par référence aux équations de bilan. Le logiciel de simulation thermohydraulique CATHARE utilise cette approche [8].

La seconde approche, celle utilisée dans cette thèse, est le modèle à fluide homogène, appelé souvent simplement **modèle homogène.** L'application de ce modèle aux domaines monophasiques liquide et vapeur est immédiate. Dans le domaine diphasique on applique des hypothèses simplificatrices :

- On considère que les deux phases sont mélangées dans l'écoulement de manière homogène, de sorte qu'il n'y ait qu'une seule vitesse. Le facteur de glissement est alors égal à 1 (le glissement étant définit comme le rapport de vitesses des phases) ;
- Le mélange est à l'équilibre thermodynamique et à température de saturation en tout point.

Les équations bilan pour la seconde approche se réduisent donc à trois équations de conservation (masse, énergie et quantité de mouvement) et deux équations de fermeture (perte de charge frictionnelle et échange thermique avec la paroi). Les propriétés du mélange telles que la densité sont donc des moyennes entre les valeurs de la phase liquide et de la phase vapeur. Le tableau suivant résume les deux approches principales en termes d'équations :

Equations	Approche	Modèle à 2 fluides	Modèle homogène
	Masse	2	1
Conservation	Energie	2	1
	Quantité de mouvement	2	1
Fermeture	ΔP friction	2	1
	Echange thermique avec la paroi	2	1
	Masse	1	0
Interface	Energie	1	0
	Quantité de mouvement	1	0

Tableau 6-4 : Résumé des deux approches principales pour la modélisation des écoulements diphasiques

6.2.3.3. Les équations du modèle homogène

Les équations de conservation sont établies sous forme locale pour un élément de volume δV , de masse δm , de longueur dx, et d'énergie interne totale δE . L'élément de volume reçoit de la paroi une puissance thermique dW_1 . La figure suivante illustre le concept :



Figure 6-16 : Schéma d'un volume de contrôle et des grandeurs associées

Le fluide rentre dans le volume élémentaire avec un débit Q et une énergie interne totale massique u, et ressort en ayant subi une variation élémentaire de débit dQ et une variation élémentaire d'énergie interne massique du, que l'on peut exprimer de la façon écrite sur la figure ci-dessus. Du point de vue des forces

en présence, une force de frottement F_w du fluide sur les parois s'oppose à l'écoulement, et le volume élémentaire est soumis sur ses bords à une pression P (entrée) et P + dP (sortie).

Les variables d'état du système sont la pression P et l'enthalpie spécifique h du fluide. L'enthalpie est choisie à cause de l'aspect isotherme de l'évaporation convective de l'eau lors de son écoulement. La température n'est en effet pas suffisante pour décrire complétement l'état thermodynamique du fluide dans la zone diphasique. Le couple (P, h) est en revanche suffisant pour décrire l'état thermodynamique dans la zone liquide sous-refroidie, de vaporisation et de surchauffe de la vapeur, avec l'avantage que les équations principales constitutives du modèles sont valables pour les trois zones de l'écoulement.

6.2.3.3.1. Conservation de la masse

La forme locale de la conservation de masse dans le volume élémentaire peut s'écrire :

$$Q - \left(Q + \frac{\partial Q}{\partial x}dx\right) = \frac{\partial \delta m}{\partial t}$$
(VI-28)

En écrivant $\delta m = \rho dx A$, où ρ est la masse volumique du fluide et A la section du volume élémentaire, on obtient l'égalité suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{1}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} \tag{VI-29}$$

En utilisant les variables d'état (P, h) pour exprimer la dérivée temporelle de la masse volumique, on obtient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial h}\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial P}\frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial x}$$
(VI-30)

En supposant le volume élémentaire comme étant une maille *i* du maillage thermique, la méthode des différences finies est utilisée pour exprimer le gradient spatial de débit :

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{Q[i+1] - Q[i]}{dx}$$
(VI-31)

On arrive donc à l'équation discrète de conservation de la masse du modèle Modelica :

$$Adx\left(\frac{\partial\rho}{\partial P}[i]\frac{\partial P}{\partial t}[i+1] + \frac{\partial\rho}{\partial h}[i]\frac{\partial h}{\partial t}[i+1]\right) = Q[i] - Q[i+1]$$
(VI-32)

L'équation est appliquée sur un nombre N_s de mailles thermiques, et dx est donc la longueur d'une de ces mailles :

$$dx = \frac{l}{N_s} \tag{VI-33}$$

6.2.3.3.2. Conservation de l'énergie

En écrivant l'énergie interne spécifique u comme la somme de l'enthalpie spécifique h, de l'énergie cinétique e_c et de l'énergie potentielle e_p , on peut écrire l'équation de conservation d'énergie sous la forme locale suivante :

$$dW_1 + \left[Q(h + e_c + e_p)\right]_{entrée} = \left[Q(h + e_c + e_p)\right]_{sortie} + \frac{\partial \delta E}{\partial t}$$
(VI-34)

En négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, et en écrivant $dW_1 = \frac{\partial W}{\partial x} dx$, l'équation devient :

$$\frac{\partial W}{\partial x}dx = -Qh + \left(Q + \frac{\partial Q}{\partial x}dx\right)\left(h + \frac{\partial h}{\partial x}dx\right) + \frac{\partial \delta E}{\partial t}$$
(VI-35)

En développant l'expression et en négligeant les termes dérivés de second ordre, on obtient :

$$\frac{\partial W}{\partial x}dx = Q\frac{\partial h}{\partial x}dx + h\frac{\partial Q}{\partial x}dx + \frac{\partial \delta E}{\partial t} + o(\partial x^2)$$
(VI-36)

En écrivant $\delta E = u \times \delta m = u \times \rho \times A \times dx$, et en posant la puissance thermique linéaire reçue par la paroi $\dot{q} = \frac{\partial W}{\partial x}$, on peut réécrire l'équation sous la forme :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} = \frac{1}{A} \left[\dot{q} - \frac{\partial(Qh)}{\partial x} \right] \tag{VI-37}$$

En utilisant la définition de la fonction enthalpie, on peut écrire $u = h - \frac{P}{\rho}$, et transformer l'équation cidessus en l'égalité suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}h + \rho \frac{\partial h}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{1}{A} \left[\dot{q} - \frac{\partial (Qh)}{\partial x} \right]$$
(VI-38)

Enfin, en exprimant le gradient temporel de masse volumique en fonction des variables d'état (P, h), et en développant l'égalité ci-dessus, on obtient la forme :

$$\frac{\partial P}{\partial t} \left(h \frac{\partial \rho}{\partial P} - 1 \right) + \frac{\partial h}{\partial t} \left(h \frac{\partial \rho}{\partial h} + \rho \right) = \frac{1}{A} \left[\dot{q} - \frac{\partial (Qh)}{\partial x} \right]$$
(VI-39)

De la même façon que pour l'équation de conservation de la masse, l'utilisation de la méthode des différences finies mène à l'équation finale du modèle Modelica :

$$Adx \left[\frac{\partial P}{\partial t} [i+1] \left(h[i+1] \frac{\partial \rho}{\partial P} [i] - 1 \right) + \frac{\partial h}{\partial t} [i+1] \left(h[i+1] \frac{\partial \rho}{\partial h} [i] + \rho[i] \right) \right]$$
(VI-40)
= $h_b[i]Q[i] - h_b[i+1]Q[i+1] + \delta W[i]$

On remarque que le gradient spatial d'enthalpie utilise les valeurs h_b aux bords de la maille, tandis que les termes de la partie gauche utilisent l'enthalpie calculée au centre de la maille. Les valeurs de la masse volumique et de ses dérivées partielles par rapport à P et h proviennent des tables IAPWS-IF97 intégrées dans le modèle du tube.

6.2.3.3.3. Conservation de la quantité de mouvement

Pour établir l'équation, on utilise la vitesse moyenne du fluide, reliée au débit par l'équation suivante :

$$v = \frac{Q}{\rho A} \tag{VI-41}$$

Le théorème fondamental de la dynamique stipule que le taux de variation de la quantité de mouvement du volume de contrôle est égal à la somme des forces s'exerçant sur celui-ci. On a donc l'équation :

$$dx\frac{\partial Q}{\partial t} = PA - \left(P + \frac{\partial P}{\partial x}dx\right)A - \pi DdxF_{w} + \frac{Q^{2}}{\rho A} - \left[\frac{Q^{2}}{\rho A} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Q^{2}}{\rho A}\right)dx\right]$$
(VI-42)

178
En développant l'équation et en écrivant la section $A = \pi \frac{D^2}{4}$, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{1}{A}\frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{4}{D}F_{w} - \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Q^{2}}{\rho A}\right)$$
(VI-43)

En appliquant la méthode des différences finies sur le terme de gradient de pression, et en appliquant l'équation sur le maillage hydraulique, on peut écrire l'équation de la façon suivante :

$$dx_2 \frac{1}{A} \frac{\partial Q}{\partial t}[i] = P[i] - P[i+1] - dpf[i] - dpa[i]$$
(VI-44)

Cette dernière équation est celle du code Modelica du modèle de tube. Elle est mise en œuvre sur le maillage hydraulique sur un nombre N + 1 de mailles, d'où le terme dx_2 pour désigner la longueur d'une maille hydraulique :

$$dx_2 = \frac{l}{N_s + 1} \tag{VI-45}$$

Le terme *dpa* correspond au dernier terme de l'équation (VI-43), et représente les pertes de charges par accélération du fluide. En effet, la création de vapeur dans l'écoulement entraine une variation de sa densité qui conduit à une variation de la vitesse et du débit du fluide, et donc une perte de charge supplémentaire. Il s'agit d'un terme d'advection, issu du développement du taux de variation de quantité de mouvement :

$$\frac{d}{dt}(\delta m v) = \frac{d}{dt}\left(\rho A dx \frac{Q}{\rho A}\right) = dx \frac{dQ}{dt} = dx \left[\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Q^2}{\rho A}\right)dx\right]$$
(VI-46)

dpf est le terme de perte de charge par friction du fluide sur les parois intérieures. C'est le calcul de ce terme qui pose des difficultés pour les écoulements diphasiques, au sens où les coefficients mis en jeu peuvent provenir de différentes corrélations empiriques, rarement adaptées à toutes les conditions de fonctionnement. Les détails sur le calcul de ce terme sont abordés dans la prochaine section.

Les pertes de charge par frottement sont largement prépondérantes dans les écoulements diphasiques horizontaux des tubes absorbeurs par rapport aux pertes par accélération, qui sont limitées du fait d'une création de vapeur dans l'écoulement qui est relativement lente. En effet, le flux surfacique échangé aux parois des tubes de récepteurs CSP est relativement faible au regard d'un générateur de vapeur d'un réacteur nucléaire REP par exemple (plusieurs centaines de kW/m² contre quelques dizaines de kW/m² pour le CSP).

6.2.3.4. Lois et équations de fermeture pour le modèle homogène

Dans cette section, nous détaillons les différentes équations mises en œuvre dans le modèle Modelica pour fermer les équations bilans du modèle homogène. Concernant les équations implémentées dans les modèles, et dans un souci de clarté, les indices [*i*] qui indiquent pour les termes correspondants qu'ils sont calculés pour chaque maille, ne sont pas écrits. Les termes en questions sont toutefois écrits en gras pour les identifier dans les équations, et les termes « scalaires » sont écrits en typographie normale.

Le calcul de la perte de charge induite par l'écoulement diphasique dans les tubes est, depuis la naissance de la technologie DSG, un des thèmes de recherche de ce domaine. Il est en effet important d'estimer la puissance de pompage nécessaire au fonctionnement du vaporiseur, et de prévoir son évolution avec les transitoires d'ensoleillement et de conditions d'entrée du fluide. Cette problématique est étroitement liée à la connaissance des différents régimes d'écoulement dans les tubes (voir chapitre 2).

Les chercheurs et ingénieurs ayant contribué au développement de la génération de vapeur sont remonté à des études relativement anciennes traitant des écoulements diphasiques [9]. De nombreux travaux ont été menés dans ce domaine, dont beaucoup d'études expérimentales sur des écoulements eau/air sans apport de chaleur.

L'étude de Martinelli et Nelson (1948) [10] est l'une des premières à s'intéresser à cette problématique pour un écoulement haute pression et propose d'exprimer le gradient de pression sous la forme d'un produit entre la perte de charge purement liquide et un facteur multiplicatif :

$$\left(\frac{dP}{dx}\right)_{2\varphi} = \left(\frac{dP}{dx}\right)_{LO} \phi_{LO}^{2}$$
(VI-47)

Le terme $\left(\frac{dP}{dx}\right)_{LO}$ est le gradient de pression si le liquide s'écoulait seul dans la conduite mais avec le débit total, et \emptyset_{LO} est le facteur multiplicatif (sans dimension). Pour la pression de fonctionnement utilisée dans l'étude (100 bars), la corrélation proposée pour calculer sa valeur en fonction du titre massique x est la suivante :

$$\phi_{L0}^{2} = -585.8x^{6} + 1567.6x^{5} - 1608.6x^{4} + 781.4x^{3} - 185.4x^{2} + 37.5x + 0.98$$
(VI-48)

L'étude de Thom (1964) [11] modifie cette corrélation pour y inclure un terme de perte de charge gravitaire pour l'appliquer aux écoulements dans les tubes verticaux. C'est cette corrélation, décrite dans [12] et reprise ci-dessous, qui est implémentée dans le modèle de tube original *DynamicTwoPhaseFlowPipe* (Bouskela, El Hefni, Larrignon) de ThermoSysPro.

$$\phi_{L0}^2 = 1 + \frac{4200x}{(P+19e^{P/84})}$$
(VI-49)

La corrélation est donc plus adaptée aux générateurs de vapeur verticaux tels que ceux des centrales nucléaires, bien que l'étude de Idsinga et al. (1977) [13] juge cette corrélation plus performante que beaucoup d'autres lorsque comparée à des données expérimentales. Des travaux relativement plus récents que ceux cités précédemment et plus adaptés aux vaporiseurs DSG sont ceux de Bandel (1973) [14] et Friedel (1975) [15]. Les corrélations proposées par ces travaux ont été comparées aux données expérimentales recueillies durant le projet DISS [16], [17]. La figure ci-dessous est extraite de [17] et montre les performances des corrélations de Thom, Friedel et Bandel.



Figure 6-17 : Comparaison des différents modèles de perte de charge par rapport à l'expérimental, pour des expériences réalisées sur des tubes lisses avec la boucle DISS [17]

La corrélation de Friedel est la plus proche des résultats expérimentaux, avec une tendance à la surestimation des pertes d'environ 5% [17]. De ce fait, il s'agit de la corrélation la plus utilisée dans les études récentes des vaporiseurs DSG [18]. Il est intéressant de noter que les corrélations des travaux de Bandel [14] et Friedel [15] ne sont pas identifiées dans l'étude de Odeh et al. (2000) [9] comme intéressantes ou même simplement applicables aux vaporiseurs DSG. Il se peut que la raison soit la confidentialité des études de Bandel et de Friedel, toutes deux en Allemand.

Le coefficient multiplicateur diphasique proposé par les travaux de Friedel s'écrit ainsi :

$$\phi_{L0}^{2} = E + 3.24 \times F \times H \times Fr^{-0.045} We^{-0.035}$$
(VI-50)

Les termes *E*, *F*, et *H* se calculent de la façon suivante :

$$E = (1 - x)^{2} + x^{2} \frac{\rho_{l}}{\rho_{v}} \frac{Cf_{LO}}{Cf_{GO}}$$
(VI-51)

$$F = x^{0.78} (1 - x)^{0.224}$$
(VI-52)

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.7}$$
(VI-53)

 ρ_l et ρ_v sont les masses volumiques du liquide et de la vapeur respectivement, et μ_l et μ_v les viscosités. Cf_{L0} et Cf_{G0} sont les facteurs de frottement de Fanning (précisons que ce facteur est égal à un quart du facteur de Darcy) calculés si le liquide et la vapeur (respectivement) s'écoulaient seuls dans la conduite avec le débit total :

$$Cf_{L0} = \frac{0.079}{Re_{L0}^{0.25}}$$
(VI-54)

$$Cf_{GO} = \frac{0.079}{Re_{GO}^{0.25}}$$
 (VI-55)

Les nombres de Reynolds Re_{L0} et Re_{G0} sont calculés avec les propriétés du liquide et de la vapeur (respectivement) mais avec le débit total.

Fr and *We* sont respectivement les nombres de Froude et de Weber :

$$Fr = \frac{Q^2}{A^2 \bar{\rho}^2 g D_{tube}}$$
(VI-56)

$$We = \frac{Q^2 D_{tube}}{A^2 \overline{\rho} \sigma_s} \tag{VI-57}$$

 σ_s est la force de tension de surface, et $\overline{\rho}$ est la masse volumique moyenne calculée pour un modèle homogène :

$$\overline{\rho} = \left(\frac{x}{\rho_{\nu}} + \frac{1-x}{\rho_{l}}\right)^{-1}$$
(VI-58)

Cette corrélation semblant la plus adaptée à notre problématique, le choix a été fait de l'implémenter dans un modèle modifié du tube diphasique de ThermoSysPro. L'équation de conservation de quantité de mouvement originale est conservée (VI-44), ainsi que l'approche de Martinelli & Nelson (IV-47). Les pertes de charge purement liquide ou purement vapeur sont calculées par les équations suivantes :

$$dP_{L0} = 4 C f_{L0} \frac{dx_2}{D} \frac{Q^2}{A^2 \rho_{l_2}}$$
(VI-59)

$$dP_{GO} = 4 C f_{GO} \frac{dx_2}{D} \frac{Q^2}{A^2 \rho_{\nu_2}}$$
(VI-60)

Puis la perte de charge diphasique est calculée à partir des termes précédents :

$$dpf = \begin{cases} dP_{L0} & si & x_2 < 0.01 \\ dP_{L0} \phi_{L0}^2 & si & 0.01 \le x_2 \le 0.99 \\ dP_{G0} & si & x_2 > 0.99 \end{cases}$$
(VI-61)

6.2.3.4.2. Le coefficient d'échange thermique à la paroi

La puissance thermique échangée par convection entre la paroi interne du tube absorbeur et le fluide s'écrit par l'équation suivante :

$$dW_1 = h_i dS(T_{p1} - T_1) \tag{VI-62}$$

 T_{p1} est la température de paroi interne du tube, et T_1 est la température calculée sur la maille thermique *i*. *dS* est la surface d'échange interne.

Le coefficient d'échange convectif h_i est calculé en utilisant la méthode des superpositions de Chen [19] qui consiste à distinguer la contribution de l'ébullition nucléée et de l'ébullition convective monophasique :

$$h_{2\varphi} = E_c h_{cl} + S_c h_{eb}$$
(VI-63)

 h_{cl} est la contribution convective qui se calcule avec la corrélation de Dittus-Boelter pour l'échange en écoulement monophasique liquide :

$$h_{cl} = 0.023 \frac{k_l}{D_{tube}} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$$
(VI-64)

Son équivalent en zone monophasique vapeur s'écrit :

$$h_{cv} = 0.023 \frac{k_v}{D_{tube}} Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4}$$
(VI-65)

k est la conductivité thermique du fluide. Les nombres de Reynolds et Prandtl sont calculés pour une zone monophasique liquide ou vapeur avec les expressions suivantes :

$$Re_l = \frac{4Q(1-x_{bs})}{2\pi\mu_l} \tag{VI-66}$$

$$Re_{\nu} = \frac{4Qx_{bi}}{2\pi\mu_{\nu}} \tag{VI-67}$$

$$Pr_{l} = \frac{\mu_{l}C_{p_{l}}}{k_{l}}$$
(VI-68)

$$Pr_{v} = \frac{\mu_{v}C_{p_{v}}}{k_{v}}$$
(VI-69)

Les termes x_{bs} et x_{bi} permettent de borner le calcul du nombre de Reynolds vapeur et du nombre de Reynolds liquide, et sont calculés ainsi :

$$\boldsymbol{x_{bs}} = \min(\boldsymbol{x}, 0.9) \tag{VI-70}$$

$$\boldsymbol{x_{bi}} = \max(\boldsymbol{x}, 0.1) \tag{VI-71}$$

Pour les zones diphasiques, les trois autres termes qui permettent le calcul de $h_{2\varphi}$ sont non nuls, et sont calculés par les expressions décrites dans l'ouvrage de Stephan (1992) [20] et suggérées par l'étude de Gungor & Winterton (1986) [21]. Nous détaillons ces expressions ci-dessous.

La contribution de l'ébullition nucléée est calculée par la corrélation de Cooper (1984) [22] :

$$\boldsymbol{h_{eb}} = 55 \left(\frac{dW_1}{dS}\right)^{2/3} \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{0.12} \left(-\log \frac{P}{P_{cr}}\right)^{-0.55} M_{mol}^{-0.5}$$
(VI-72)

 P_{cr} est la pression critique de l'eau, M_{mol} sa masse molaire.

Le terme correctif E de la contribution monophasique convective s'écrit :

$$\boldsymbol{E}_{c} = 1 + 24000 \, \boldsymbol{B} \boldsymbol{O}^{1.16} + 1.37 \, \boldsymbol{X}_{tt}^{-0.86} \tag{VI-73}$$

Il est exprimé en fonction du nombre d'ébullition BO et du paramètre de Martinelli X_{tt} :

$$BO = \frac{dW_1 \times D}{4 \times Q \times l_v \times dx}$$
(VI-74)

183

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_{\nu}}{\rho_{l}}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_{l}}{\mu_{\nu}}\right)^{0.1}$$
(VI-75)

 l_{v} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau.

Le terme correctif de la contribution de l'ébullition nucléée s'écrit :

$$S_{c} = 1/[1 + (1.15 \times 10^{-6} \times E^{2} \times Re_{l}^{1.17})]$$
(VI-76)

Le terme $h_{2\varphi}$ est utilisé pour le calcul du coefficient d'échange h_i , dont la méthode de calcul dépend de la valeur du titre massique dans la maille thermique :

$$\boldsymbol{h}_{i} = \begin{cases} \left(1 - \frac{\boldsymbol{x}}{\boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{1}}\right)\boldsymbol{h}_{cl} + \frac{\boldsymbol{x}}{\boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{1}}\boldsymbol{h}_{2\boldsymbol{\varphi}} \quad pour \, \boldsymbol{x} < \, \boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{1} \\ \boldsymbol{h}_{2\boldsymbol{\varphi}} \quad pour \, \boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{1} \leq \boldsymbol{x} \leq \, \boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{2} \\ \left(\frac{\boldsymbol{x} - \boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{2}}{1 - \boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{2}}\right)\boldsymbol{h}_{c\boldsymbol{v}} + \frac{\boldsymbol{x}}{\boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{1}}\boldsymbol{h}_{2\boldsymbol{\varphi}} \, pour \, \boldsymbol{x} > \, \boldsymbol{x}\boldsymbol{b}_{2} \end{cases}$$
(VI-77)

Cette méthode permet d'assurer la transition entre la zone diphasique et les zones monophasiques pour le calcul du coefficient d'échange, en particulier pour la transition entre la vaporisation et la surchauffe qui est délicate à traiter. La valeur de xb_2 est fixée par défaut à 0.85

6.2.3.4.3. Calcul des propriétés du fluide

Ainsi qu'expliqué dans le chapitre précédent, la formulation IF97 de l'IAPWS est intégrée à la librairie ThermoSysPro. Le modèle d'écoulement diphasique utilise donc les fonctions d'appel implémentées pour calculer les propriétés thermodynamiques du fluide.

Le tableau suivant résume les grandeurs dont les valeurs sont calculées en faisant appel aux tables IF97, en les divisant en deux catégories. Certaines sont utilisées par les équations bilan de masse et d'énergie (et équations de fermeture), et sont donc calculées sur le maillage thermique, les autres sont utilisées par l'équation bilan de quantité de mouvement et ses équations de fermeture. Dans les deux cas, un jeu de propriétés de base (masse volumique, température et titre thermodynamique) est d'abord calculé grâce aux valeurs de pression et d'enthalpie (variables d'état).

Maillage	Variable / Grandeur	Propriétés appelées
Thermique	Masse volumique ρ_1	P, h
	Température T_1	P, h
	Titre thermodynamique x_1	P, h
	Propriétés à saturation liquide <i>lsat</i> ₁	Р
	Propriétés à saturation vapeur vsat ₁	Р
	Masse volumique à saturation du liquide ρ_{l_1}	$lsat_1$
	Masse volumique à saturation du liquide ρ_{v_1}	$vsat_1$
	Capacité thermique massique du liquide c_{p_1}	(<i>P</i> , <i>h</i>), ou <i>lsat</i> _{<i>l</i>}
	Capacité thermique massique de la vapeur c_{p_v}	(P, h) , ou $lsat_v$
	Viscosité dynamique du liquide μ_{l_1}	$ ho_{l_1}$, T_1
	Viscosité dynamique de la vapeur μ_{v_1}	$ ho_{v_1}$, T_1
	Conductivité thermique liquide k_l	ρ_{l_1}, T_1, P

	Conductivité thermique vapeur k_v	$ ho_{v_1}$, T_1 , P
Hydraulique	Masse volumique ρ_2	P (moyennée), h_b
	Température T_2	P (moyennée), h_b
	Titre thermodynamique x_2	P (moyennée), h_b
	Tension de surface σ_2	T_2
	Propriétés à saturation liquide lsat ₂	P (moyennée)
	Propriétés à saturation vapeur vsat ₂	P (moyennée)
	Masse volumique à saturation du liquide ρ_{l_2}	$lsat_2$
	Masse volumique à saturation du liquide ρ_{v_2}	$vsat_2$
	Viscosité dynamique du liquide μ_{l_2}	$ ho_{l_2}$, T_2
	Viscosité dynamique de la vapeur μ_{v_2}	$\bar{\rho_{v_2}}, T_2$

 Tableau 6-5 : Propriétés thermodynamique du fluide utilisées pour la fermeture du modèle homogène d'écoulement diphasique du modèle de tube

Les propriétés calculées au centre du maillage hydraulique et faisant appel à la pression sont calculées avec une valeur de pression moyennée entre les valeurs aux deux bords de la maille. Il est en de même avec le débit pour le calcul de grandeurs (pour les équations de fermeture du bilan d'énergie) au centre des mailles du maillage thermique : la valeur du débit utilisée est celle de la moyenne entre les deux bords.

6.2.3.5. Limites et critiques du modèle homogène

Bien que le modèle homogène soit une approche relativement simple et puissante pour la modélisation des écoulements diphasiques [23], son utilisation dans les évaporateurs DSG horizontaux est entachée d'un paradoxe. En effet, le modèle homogène s'applique idéalement à un écoulement où les phases sont très dispersés (écoulement à bulles), car c'est ainsi que les hypothèses du modèle sont le plus valables : égalité de vitesse des phases, équilibre thermodynamique. Plus les phases sont mélangées, plus les échanges de masse et d'énergie entre celles-ci sont négligeables dans la modélisation. Dans une installation DSG, on cherche à fonctionner en régime d'écoulement annulaire, car c'est celui qui offre le meilleur coefficient d'échange thermique et qui permet d'éviter des hétérogénéités de température trop importantes dans la paroi des tubes. Ce régime d'écoulement est pourtant caractérisé par une séparation importante des phases, et des vitesses différentes entre elles.

La figure suivante provient de l'étude de Hoffman et al. [24] et montre l'évolution de la vitesse de chaque phase à différents endroits de la ligne dans la boucle DISS. Les vitesses sont calculées par le code ATHLET [24], un code de sureté nucléaire allemand utilisant un modèle à deux fluides (6 équations). Cette étude a pour objectif d'évaluer les performances d'un tel code, comparé à un code utilisant le modèle homogène.



Figure 6-18 : Vitesses des phases aux cotes 95m, 200m et 400m dans la boucle DISS

On observe sur ces courbes que les phases ne s'écoulent pas à la même vitesse. La différence est plus importante (environ 2.5 m/s) à la cote 200m, soit au milieu de la zone de vaporisation dans la zone de vaporisation.

Les auteurs de l'étude indiquent qu'il est difficile de conclure sur la supériorité d'un des deux approches, car les résultats sont très différents selon le régime de fonctionnement de l'évaporateur DSG. Ils notent toutefois que l'approche homogène donne de bons résultats dans beaucoup de situations.

6.3. Modélisation de la boucle complète

Ainsi que montré sur la Figure 6-1, la modélisation se concentre sur la ligne des 11 collecteurs connectés en série, et ne tient pas compte du circuit vapeur en dehors du champ solaire. La figure suivante montre une vue du modèle Modelica de la ligne sous Dymola :



Figure 6-19 : Modèle Modelica/Dymola de la boucle DISS

6.3.1. Conditions limites

Ainsi que décrit dans la section 6.2, le modèle optique des collecteurs utilise comme conditions limites la température ambiante, le DNI et l'angle d'incidence du rayonnement.

Dans la section du chapitre 3 consacrée au mode once-through, il est indiqué dans la partie concernant la boucle DISS que la pression de sortie est régulée par une vanne située après le séparateur final. Nous avons donc choisi pour la modélisation d'imposer la pression de sortie au niveau du dernier collecteur et d'utiliser les valeurs expérimentales réelles. En entrée du premier collecteur, le débit est régulé par l'ouverture de la vanne dont la loi de régulation est également décrite au chapitre 3. Cette régulation n'est pas simulée et on vient simplement imposer les valeurs du débit et de la température mesurés à l'entrée de la ligne. Il en est de même pour la modélisation de la désurchauffe, qui est un mélangeur dont le débit supplémentaire est modélisé par une source à débit et température imposés. La figure suivante schématise ces conditions limites :



Figure 6-20 : Schématisation des conditions limites pour la modélisation de la boucle DISS

6.3.1.1. Le rayonnement normal direct

La mesure du DNI fournie dans les données expérimentales est utilisée directement pour la modélisation et la simulation. La figure ci-dessous montre l'évolution du DNI pour la journée du 22 avril 2002, une des deux journées de données disponibles.



Figure 6-21 : Mesure du DNI pour la journée expérimentale du 22 avril 2002

Les données sont enregistrées de 9h du matin jusqu'à 23:59:55 le soir, avec un pas de temps de 5 secondes. L'indicateur de focalisation des collecteurs montre que les 11 collecteurs sont défocalisés à partir de 15:56:40, la simulation est donc arrêtée à cet instant. Le décrochage de la courbe vers 09h23 est dû à quelques points de mesure erronés.

6.3.1.2. La température ambiante

Le signal provenant de la mesure de température ambiante du 22 avril 2002 est relativement bruité, un traitement lui est donc appliqué dans l'optique d'apporter une plus grande stabilité à la simulation. Le signal est interpolé par une spline de degré 5 :



Figure 6-22 : Mesure et signal utilisé en entrée de modèle pour la température de l'air ambiant, journée du 22 avril 2002

6.3.1.3. L'angle d'incidence

Pour calculer l'évolution de l'angle d'incidence durant les journées de mesures disponibles, la base de données MeteoNorm (v7) est utilisée. La localisation la plus proche de la plateforme solaire d'Almeria

et disponible dans la base de données est celle de l'aéroport d'Almeria à environ 30 km, ce qu'on considère satisfaisant. La base MeteoNorm fourni les valeurs de la hauteur et de l'azimut solaire pour un pas de temps horaire. L'angle d'incidence est ensuite calculé avec la formule ci-dessous, également avec un pas de temps horaire. Dymola interpole ensuite les valeurs pour chaque pas de temps du solveur.



 $\theta = \sin^{-1}(\cos a_s \cos h_s) \tag{VI-79}$

Figure 6-23 : Evolution de l'angle d'incidence pour la journée du 22 avril 2002 à Almeria

La figure suivante montre l'influence de l'angle d'incidence sur le rayonnement direct effectivement reçu à l'ouverture du collecteur, en tenant compte également du facteur IAM :



Figure 6-24 : Influence de l'angle d'incidence sur l'irradiation directe reçue à l'ouverture des collecteurs (22 avril 2002 à Almeria)

6.3.1.4. Débit d'entrée et d'injection de désurchauffe

Les mesures de débit d'entrée de la boucle DISS ont une incertitude de 0.05 kg/s selon [4]. Par conséquent, et au vu du faible pas de temps des données mesurées, l'erreur de mesure n'est volontairement pas tracée sur les courbes expérimentales car celles-ci seraient illisibles. Cette remarque

est valable pour les autres types de données de mesure tracées, et on ne contente donc de donner l'incertitude.

L'entrée de la ligne de collecteur est modélisée par une source de débit, en utilisant le modèle *SourceQ* de la librairie. *ThermoSysPro*. Ce modèle permet d'utiliser une valeur fixe de débit, ou bien de faire appel à des données extérieures. De la même façon que pour la température de l'air ambiant, la mesure expérimentale de débit est assez bruitée, et nécessite un traitement pour une simulation sous Dymola.

Le signal est traité par une moyenne glissante centrée sur 30 pas de temps amont et 30 pas de temps aval (le signal compte au total *n* pas de temps), soit 5 minutes au total :

$$Q[t_i] = \begin{cases} \frac{\sum_{j=0}^{j=30} Q[j]}{30} & \text{si } t_i \leq 30 \\ \frac{\sum_{j=t_i-30}^{j=t_i+30} Q[j]}{60} & \text{si } 30 < t_i < n-30 \\ \frac{\sum_{j=n-30}^{j=n} Q[j]}{30} & \text{si } t_i < n-30 \end{cases}$$
(VI-80)

Le résultat obtenu avec cette méthode est jugé satisfaisant, et le signal de débit moyenné permet le démarrage des solveurs de Dymola, alors que l'utilisation de la mesure brute ne le permettait pas. La figure ci-dessous illustre le traitement du signal :



Figure 6-25 : Mesure réelle et traitement du signal de débit en entrée de ligne, journée du 22 avril 2002

L'allure de la courbe de débit s'explique par la consigne de régulation en température de sortie qui est modifiée durant la journée du 22 avril 2002, et par le fait que la température d'entrée augmente pendant le fonctionnement. La consigne passe en effet de 234°C (qui correspond à la température de saturation à ce niveau de pression) à 300°C (vapeur surchauffée) vers 11h30 [3], tandis que la température de l'eau alimentaire montre à 205°C sous l'effet de la préchauffe avant le champ solaire. La régulation impose donc l'augmentation du débit en entrée [1], [3].

La figure suivante montre les évolutions des débits pour l'injection de désurchauffe. Le même traitement est appliqué au signal de mesure, bien que celui-ci soit moins bruité que le signal du débit d'eau

alimentaire. La valeur du débit d'injection est calculée par la régulation selon une méthode décrite au chapitre 3 du manuscrit.



Figure 6-26 : Mesure réelle et traitement du signal de débit d'injection de désurchauffe, journée du 22 avril 2002

6.3.1.5. Température et enthalpie d'entrée, et d'injection de désurchauffe

Le modèle *SourceQ* de *ThermoSysPro* permet d'imposer la valeur de l'enthalpie. La mesure disponible en entrée de ligne est celle de la température et de la pression. L'enthalpie correspondante est donc calculée en utilisant la macro freeware Xsteam [25] et les valeurs de température et de pression (ces deux grandeurs sont suffisantes pour décrire l'état thermodynamique du fluide puisque l'eau est sous-refroidie en entrée de ligne). La figure suivante montre leur évolution pour la journée du 22 avril 2002.



Figure 6-27 : Pression et température d'entrée de boucle, journée du 22 avril 2002

La température augmente en première partie de journée pour se stabiliser autour de 205°C vers 13h. La raison est que la préchauffe de l'eau d'alimentation utilise une extraction sur la ligne de vapeur surchauffée en sortie de ligne, qui chauffe donc au fur et à mesure de la journée.

6.3.1.6. Pression de sortie

La pression de sortie est maintenue constante à environ 31 bars (la consigne est de 30 bars, et on observe une légère erreur statique) par la boucle de régulation correspondante, décrite au chapitre 3. La mesure montre que la pression monte rapidement après le démarrage de la boucle, on pourrait donc fixer la valeur de sortie sur une valeur constante dans le cas d'un calcul stationnaire. On cherche cependant à reproduire le comportement dynamique de la boucle observé par l'expérience, il est donc nécessaire de simuler la dynamique réelle des conditions limites apportées. La figure suivante montre l'évolution de la valeur de pression mesurée à la sortie du collecteur 11. On voit que le signal est très peu bruité et ne nécessite donc pas de traitement particulier.



Figure 6-28 : Pression de sortie mesurée et utilisée dans le modèle, journée du 22 avril 2002

6.3.2. Les connexions entre collecteurs

Ainsi que montré sur la Figure 6-11, les connexions entre les collecteurs ont globalement la même configuration, mais la longueur de certaines sections de tuyauterie diffère selon les collecteurs. Les connexions sont constituées également de coudes et de joints tournants, complexifiant donc la tâche de modélisation de l'ensemble.

Nous avons choisi de modéliser les connexions par des modèles biports simples de pertes de charge singulières, prenant en compte l'ensemble des éléments provoquant une perte de pression. Les éléments biports possèdent l'équation suivante :

$$\Delta P_{sing} = K \frac{Q^2}{\rho} \tag{VI-81}$$

K est un coefficient paramétrable, Q le débit traversant l'élément biport (le débit se conserve), et ρ la masse volumique du fluide calculée par les tables IF97 en utilisant la pression moyennée entre les deux ports ainsi que l'enthalpie du fluide.

Compte tenu de la localisation des capteurs différentiels de pression dans la boucle, montrée sur la partie haute de la figure suivante, chaque connexion inter-collecteurs est en fait modélisée par deux éléments biports de perte de charge, chacun de part et d'autre de la mesure de pression. La partie basse de la figure montre une vue du modèle Modelica centrée sur les collecteurs 9 à 11, et montre la correspondance entre

les modèles de perte de charge et les sections modélisées. Le coefficient K est déterminé par un calage sur les données expérimentales, de telle sorte que pour chaque collecteur, la somme des pertes de charge du tube diphasique, de sa perte de charge amont et de sa perte de charge aval soit égale à la mesure expérimentale.



Figure 6-29 : Correspondance entre le modèle et la boucle réelle des sections de perte de charge

6.3.3. L'injection de désurchauffe

L'injection d'eau alimentaire « froide » dans la ligne principale d'écoulement entre le collecteur 10 et le collecteur 11 permet de réguler la température de sortie de la ligne, selon une méthode décrite au chapitre 3. Peu d'informations sont disponibles sur la configuration précise de cette injection, autre que celles disponibles sur les schémas de principe de l'installation (Figure 6-1). L'eau injectée est extraite de la ligne d'alimentation de la boucle après la pompe et l'échangeur de pré-chauffe, et est donc à plus haute pression que l'eau alimentaire qui est légèrement détendue dans la vanne d'entrée de la boucle. [1], [3].

Dans notre modèle Modelica, l'injection de désurchauffe est modélisée par un simple mélange enthalpique statique entre l'écoulement principal et l'écoulement injecté :



Figure 6-30 : Modélisation de la désurchauffe

6.4. Simulations et résultats

Dans cette section, nous décrivons les simulations et les résultats obtenus pour les deux journées décrites en introduction de ce chapitre. Trois cas de simulation ont été réalisés avec les journées de la première journée, et un cas de simulation avec les données de la deuxième. Le tableau ci-dessous résume les paramètres de ces différents cas :

Cas de simulation	Cas #1	Cas #1b	Cas #1c	Cas #2
Journée simulée	22 avril 2002	22 avril 2002	22 avril 2002	03 octobre 2000
Pression d'opération	30 bars	30 bars	30 bars	60 bars
Réglage des pertes de	Cas de référence #1	Cas #1	Cas #1	Cas #2
charge				
Régulation	Activée	Activée	Activée	Désactivée
Coefficient d'échange	Corrélation par	Corrélation	Corrélation par	Corrélation par
interne	défaut	modifiée	défaut	défaut
Hypothèse de vitesse	Vent nul	Vent nul	10 km/h	Vent nul
de vent				
Période de focalisation	Constante	Constante	Constante	Défocalisations
	9h à 15h56	9h à 15h56	9h à 15h56	ponctuelles
				9h-18h23

Fableau 6-6 : I	Paramètres d	des différents	cas de simulations
1 abicau 0-0 . 1	anametres	acs uniterents	cas uc simulations

Le cas #1 est utilisé comme simulation de référence par rapport à #1b et #1c, et sert au réglage du modèle du point de vue des coefficients de perte de charge (voir la sous-section suivante).

6.4.1. Simulations des cas #1

6.4.1.1. Champ de pression du cas de référence

Ainsi qu'indiqué précédemment, les pertes de charge dans la ligne sont modélisées d'une part par les modèles de tubes absorbeurs, et d'autre part par les modèles de pertes de charge singulières, ces derniers représentant les composants situées entre les collecteurs. Les pertes de charge dans les tubes de collecteurs proviennent principalement du frottement du fluide sur les parois intérieures du tube, et sont calculées par la corrélation empirique de Friedel. Cette corrélation ne requiert pas de calage de ses paramètres, et est donc utilisée telle qu'elle. Les modèles de perte de charge singulière utilisent par contre un coefficient, qui est déterminé par calage sur les données expérimentales.

Ainsi que montré sur la Figure 6-29, la boucle expérimentale dispose de capteurs différentiels de pression qui mesurent la perte de pression à travers chaque collecteur, mais en incluant des sections de tuyauterie externe (y compris des coudes et des joints tournants). Ces capteurs ont une incertitude de +/- 0.04 bars [4], qui apparait dans les tracés ci-dessous (barres noires). Le calage des paramètres des pertes de charges amont Ka_c et aval Kb_c de chaque collecteur c est fait en ajustant ces deux coefficients de sorte que la somme de la perte de charge soit dans la zone d'incertitude de la mesure expérimentale :

$$dP_{tube,c} + dP_{a,c}(Ka_c) + dP_{b,c}(Kb_c) = DP_c$$
(VI-84)

où $dP_{tube,c}$ est la perte de charge (modélisée) dans le tube absorbeur du collecteur soumis au flux concentré, $dP_{a,c}(Ka_c)$ et $dP_{b,c}(Kb_c)$ les pertes dans les composants amont et aval, et DP_c la valeur expérimentale.

La figure suivante montre l'évolution des pertes de charge propres à différents collecteurs dans la ligne :





Figure 6-31 : Pertes de charge à travers les collecteurs de la zone de préchauffe (1), vaporisation (3 et 7) et de surchauffe (9 et 11), cas #1

Le tableau suivant résume les pertes de charge en régime nominal et les coefficients déterminés pour le modèle :

Collecteur	ΔP expérimentale (bars)	Ka _c	Kb _c
1	0.244	0.16×10^{8}	0.16×10^{8}
2	0.104	0.44×10^{6}	0.44×10^{6}
3	0.169	$0.1 imes 10^{6}$	$0.1 imes 10^{6}$
4	manquante	0.9×10^{5}	$0.9 imes 10^{5}$
5	0.382	0.6×10^{6}	$0.6 imes 10^{6}$
6	0.487	$0.7 imes 10^{6}$	$0.7 imes 10^{6}$
7	0.585	0.75×10^{6}	0.75×10^{6}
8	0.727	0.6×10^{6}	$0.6 imes 10^{6}$
9	0.791	1.4×10^{6}	$1.4 imes 10^{6}$
10	0.293	1.0×10^{2}	$1.0 imes 10^{4}$
11	0.749	0.5×10^{6}	$0.5 imes 10^{6}$

Tableau 6-7 : Perte de charge nominale (15:00) et coefficient de perte de charge pour chaque collecteur, cas #1

Les données expérimentales pour le collecteur 4 sont manquantes, et les coefficients du modèle sont dans un premier temps pris identiques à ceux du collecteur 3. Ils sont ensuite recalés en observant l'évolution de pression le long de la ligne, ainsi que montré sur la Figure 6-32.

La figure suivante trace la valeur de pression le long de la ligne. Pour une visualisation simplifiée, les connexions inter-collecteurs sont négligées dans la prise en compte de la longueur. L'instant utilisé pour le tracé doit représenter un état stationnaire du champ de pression : les valeurs à 15:00 sont choisies car les pressions en entrée et sortie de boucle (voir Figure 6-33) sont stabilisées à cet instant, et les capteurs différentiels de pression indiquent des valeurs relativement stables à cet instant.



Figure 6-32 : Evolution de la pression dans la ligne de collecteurs. La courbe bleue trace les données avant recalage du modèle du collecteur 4.

On voit qu'à la cote 200m, qui correspond à la sortie du collecteur 4, la valeur de pression s'éloigne effectivement de la valeur expérimentale en remontant vers l'amont de l'écoulement, ce qui s'explique par un mauvais calibrage des modèles de perte autour du collecteur. Les coefficients du collecteur 4 sont modifiés aux valeurs du Tableau 6-7. On voit sur la courbe rouge que le modèle recalé suit bien l'évolution de pression mesurée le long de la ligne.

Cette approche de réglage des pertes de charge entre les collecteurs a l'avantage d'aboutir à une bonne précision du modèle quant à la modélisation de l'évolution de pression dans la ligne. En revanche, l'inconvénient est que cela empêche d'évaluer ou de valider rigoureusement la corrélation de Friedel (ou la corrélation de Thom, dans le modèle par défaut) pour la modélisation de la perte de pression, car la perte mesurée expérimentalement n'est pas exactement celle modélisée (en effet, les capteurs différentiels de pression se trouvent dans les connexions entre collecteurs). On pourrait pour cela utiliser deux approches différentes :

- Mesurer expérimentalement la perte de charge dans les tubes uniquement (et non en incluant les connexions), ou bien l'évaluer par des hypothèses et un modèle pour les sections de connexion non soumis au flux thermique (mais cela génère un biais) ;
- Modéliser les connexions hors flux avec la même approche diphasique que pour les tubes absorbeurs, en utilisant un modèle similaire sans flux solaire et avec une perte thermique.

La figure ci-dessous montre l'évolution de la pression en entrée et sortie de ligne durant la journée d'opération :



Figure 6-33 : Evolution des pressions d'entrée et de sortie de ligne pour la journée du 22 avril 2002

Le comportement dynamique est bien reproduit par le modèle, la montée en pression du modèle suit la courbe expérimentale, y compris la zone transitoire autour de 9:30. On suppose que cette baisse soudaine est due à une chute de pression à l'admission de la pompe d'alimentation, probablement consécutivement à l'ouverture de la vanne de vidange du séparateur final. On peut voir que le modèle sous-estime tout de même légèrement le pic de pression observé autour de 11:30. On note que ces observations sont valables aussi bien en entrée de ligne qu'au milieu, en l'occurrence en entrée du collecteur 9. L'erreur du modèle pendant le régime nominal à partir de 12h30 est faible, est l'écart maximale observé est d'environ 0.2 bars.

On observe que la valeur initiale de la pression simulée en entrée de ligne est plus élevée que la valeur expérimentale (environ 12 bars, contre 1.2 bars). En effet, le modèle initialise les valeurs de pression de manière « instantanée » dans la ligne, en calculant les pertes de charge dans chaque maille de chaque collecteur et en remontant vers l'amont depuis la valeur imposée de sortie. Le modèle est initialisé en stationnaire, et utilise une version de l'équation bilan de quantité de mouvement où les dérivées temporelles de pression et de débit sont nulles. La première valeur de débit est donc utilisée dès le premier pas de temps pour calculer les pertes de charge, et une pression d'entrée en est déduite en entrée de ligne. C'est la raison pour laquelle sa valeur est plus élevée que dans la boucle réelle, où la montée en pression et en débit est plus lente.

6.4.1.2. Températures et bilan d'énergie du cas de référence

Ainsi que montré dans la section 6.2.1 et le Tableau 6-3, le modèle optique utilise de nombreux paramètres qu'il convient de définir. Les valeurs de ces paramètres doivent correspondre aux collecteurs de type LS3 modifiés utilisés dans la boucle DISS, mais certaines valeurs ce ne sont pas et ne peuvent qu'être supposées d'après la littérature du domaine. Il apparait également que certaines valeurs ne soient pas les mêmes selon la source, ou qu'elles ne soient pas définies précisément de la même façon. C'est notamment le cas pour la notion d'efficacité optique : dans Valenzuela et al. (2004, 2006) [2], [3], les auteurs donnent la valeur de 73% pour l'efficacité optique des collecteurs, ce que l'on comprend par efficacité optique **globale** (miroir concentrateur et tube absorbeur). En revanche, dans Valenzuela et al. (2005) [1], la même valeur est donnée pour l'efficacité optique du **miroir** concentrateur. Cette différence

de sémantique prête donc à confusion. Dans ses travaux de thèse, Bonilla [6] décrit les caractéristiques de la boucle DISS, et annonce les paramètres optiques suivants (extraits de la thèse de doctorat de Zarza [26]) pour les collecteurs LS3 modifiés :

Paramètre optique	Valeur nominale
Réflectivité du miroir R	93 %
Facteur d'interception γ	90 %
Transmittance de l'enveloppe de verre τ	96 %
Facteur d'absorption du tube α	93%
Produit global des paramètres $R\gamma\tau\alpha$	74.73%
Tableau 6-8 : Paramètres d'efficacité optique du collecteur LS3	modifié, d'après [6] et repris de [26

Le produit de ces facteurs donne une efficacité optique globale de 74.73%, ce qui est proche de la valeur de 73% précédemment citée. On peut donc supposer que cette valeur est bien celle de l'efficacité optique globale du collecteur.

Ainsi qu'expliqué dans la section 6.2.1.2, nous avons fait le choix dans le modèle d'utiliser l'efficacité optique « hors-tube » η_{Opt} , que l'on définit comme le produit de la réflectivité et du facteur d'interception. L'idée est d'utiliser ce paramètre pour caler le modèle sur les données expérimentales, en faisant l'hypothèse que c'est l'usure et la salissure des miroirs (affectant donc la réflectivité et le facteur d'interception) qui viennent dégrader les performances optiques. Le tableau suivant résume les paramètres du modèle :

Paramètre optique	Valeur	Raison du choix
Réflectivité-Interception η_{Opt} (col 1-10)	69 %	Calage sur les données expérimentales de température (collecteurs 1-10)
Réflectivité-Interception η_{opt} (col 11)	50 %	Calage sur les données expérimentales de température (entrée/sortie collecteur 11)
Transmittance de l'enveloppe $ au$	91 %	Valeur par défaut du modèle
Facteur d'absorption du tube α	97 %	Données sur le revêtement sélectif Solel UVAC Cermet b (Forristal 2003) [27]
Facteur d'absorption de l'enveloppe de verre $\alpha_{relever}$	3%	(Forristal, 2003) [27]
Emissivité de l'enveloppe de verre ε_{glass}	86 %	(Forristal, 2003) [27]
Emissivité de la paroi du ε_{tube}	6 %	$\varepsilon_{tube} < 0.1$ [6]
Efficacité optique globale	66.7 %	Produit $\eta_{Opt} (\tau \alpha)_n$
Tableau (0 , Danamittee anti-	J.,	da baaa waxaa la taraa ka da aga #1

Tableau 6-9 : Paramètres optiques du modèle de base, pour la journée du cas #1

La figure suivante montre l'évolution des températures mesurées et simulées dans les premiers collecteurs de la boucle pour la journée du cas #1.



Figure 6-34 : Températures en entrée des collecteurs 1 à 5 de la boucle DISS, journée du cas #1

La comparaison des températures dans les collecteurs dans la zone de préchauffe et de vaporisation sert à caler le modèle en adaptant l'efficacité optique de chaque collecteur. On observe qu'un régime permanent est atteint aux environs de 11h30, où l'eau atteint la température de saturation quelque part dans le collecteur 1. Au-delà de cet instant, on ne peut juger de la qualité du modèle quant à la prédiction du niveau d'énergie du fluide car la vaporisation est isotherme. Une surestimation ou une sousestimation de l'enthalpie peut donc mener à la même valeur de température. La figure ci-dessous montre l'évolution modélisée du titre massique dans les deux premiers collecteurs :



Figure 6-35 : Evolution du titre massique dans différents segments du collecteur 1 et 2, journée du cas #1

On voit que selon le modèle, la vaporisation la plus en amont démarre dans la troisième maille du collecteur en fin de journée.

Pour qualifier le modèle par rapport aux données expérimentales, on peut comparer l'évolution de température dans les collecteurs 2 à 5 avant que celle-ci n'atteigne la saturation. La correspondance entre le modèle et les données expérimentales est bonne, l'écart maximal observé étant d'environ 7°C pour la mesure en entrée de collecteur 3. La dynamique est bien reproduite, et les températures de saturation correspondent, grâce à la concordance du niveau de pression dans la ligne.

On peut voir que les températures initiales du modèle ne sont pas celles des données expérimentales. En effet, le modèle étant initialisé en régime permanent, l'équation de bilan d'énergie et les équations de fermeture sont utilisées dans leur version stationnaire (les dérivés temporelles d'enthalpie sont mises à zéro) pour calculer une température initiale dans chaque maille de la ligne. Le modèle démarre donc plus haut en température mais la correspondance est vite atteinte avec les valeurs expérimentales car l'eau de la boucle monte rapidement en température.

La figure suivante montre l'évolution de température dans les collecteurs 8 et 9.

- On observe avec les données expérimentales que l'eau en entrée du collecteur 8 est toujours à saturation, ce que le modèle voit bien.
- En entrée du collecteur 9, on observe une légère surchauffe dans les données expérimentales autour de 11h30, ce que le modèle prédit mais avec une amplitude bien plus élevée. Le modèle sous-estime en revanche la surchauffe observée vers 13h00 dans l'expérience. Enfin, la dynamique de fin de journée où la température monte dans la zone de surchauffe est similaire entre l'expérience et le modèle, mais la température simulée est plus élevée d'environ 12°C.
- On observe une tendance similaire avec la température en entrée du collecteur 10 : le modèle reproduit le comportement dynamique, mais surévalue nettement la température au moment du pic observé vers 11h30, et à partir de 14h durant la montée en température en fin de journée.



Figure 6-36 : Températures d'entrée des collecteurs 8 et 9 de la boucle DISS, journée du cas #1

La figure ci-dessous montre l'évolution du titre massique en sortie du collecteur 8 et entrée du collecteur 9, calculée par le modèle. La transition vaporisation/surchauffe est atteinte durant un bref moment à partir de la maille 3 du collecteur 8.



Figure 6-37 : Titre massique simulé dans les collecteurs 8 et 9, journée du cas #1. Le titre a la valeur 1 si l'enthalpie de la maille dépasse la valeur de saturation vapeur



On peut observer l'évolution de la température dans le collecteur 11 avec la figure ci-dessous :

Figure 6-38 : Evolution des températures dans le collecteur 11, journée du cas #1

La courbe noire donne la température de l'eau alimentaire injectée en désurchauffe pour maintenir la température de sortie à 300°C. Il s'agit à la fois d'une mesure expérimentale et de la valeur imposée en condition limite pour modéliser la désurchauffe. Comme on peut le voir dans le Tableau 6-9, l'efficacité optique du collecteur 11 a été largement réduite par rapport à la valeur des autres collecteurs, afin de recaler les valeurs de températures.

La température simulée dans le collecteur 11 montre globalement le même comportement dynamique que le collecteur 10 :

- A l'entrée du collecteur, on observe un important pic de surchauffe autour de 11:30-11:40, puis la température d'entrée baisse à nouveau pour atteindre une valeur proche de la saturation, puis augmente à nouveau dans la surchauffe à partir de 14h. La température mesurée expérimentalement montre que le fluide reste à saturation à cet endroit.
- En sortie du collecteur (et de la ligne), la température simulée montre un important dépassement (environ 60°C) de la consigne expérimentale de sortie de 300°C, dépassement bien plus faible dans la mesure expérimentale (environ 10°C), avant que celle-ci ne se stabilise sur la consigne. Après ce pic, la température simulée descend sous la valeur expérimentale, puis remonte audessus à partir de 14h20.

Les figures suivantes montrent l'évolution de température dans la ligne à des instants différents. L'évolution à 14h montre un bon accord du modèle par rapport à l'expérimental, ce que l'on peut observer également sur les graphiques d'évolutions temporelles montrés précédemment. Cependant, en observant l'évolution à 15h, on voit que la température dans la section de surchauffe est nettement surévaluée par rapport à l'expérimental. A l'inverse, l'évolution à 13h montre que la température dans la zone de surchauffe est légèrement sous-évaluée par le modèle.



Figure 6-39 : Evolution de température dans la ligne de collecteurs, pour différents instants de la journée du cas #1

On voit donc qu'en lui imposant les mêmes débits (calculés par la régulation expérimentale) que dans la boucle réelle, le modèle prédit un comportement proche de l'expérience dans la zone de préchauffe, mais relativement différent dans la zone de surchauffe. Ainsi que déjà évoqué, il est difficile de conclure sur la qualité du modèle dans la zone diphasique, car la vaporisation est un phénomène isotherme. On voit que l'erreur du modèle démarre au moins au début de la zone de surchauffe avec les collecteurs 9 et 10.

Pour caler le modèle et faire correspondre au plus près les températures de sortie du collecteur 11, son efficacité optique est réglée sur une valeur largement inférieure aux autres collecteurs. Si il est possible que la performance optique soit dégradée (usure, salissure, etc.), il semble toutefois difficile d'expliquer une telle différence avec les autres collecteurs de la boucle réelle. De plus, cette diminution de l'efficacité ne suffit pas à faire correspondre le modèle à l'expérimental, puisqu'on voit que le comportement dynamique de la température est différent.

Il est possible en revanche que l'erreur du modèle provienne de la corrélation du coefficient d'échange thermique convectif. Il se peut en effet qu'elle soit inadaptée au régime supposé d'écoulement dans la boucle réelle, en particulier en fin de vaporisation lorsque le régime est censé être de type annulaire. C'est en effet dans cette zone que le modèle homogène semble le moins adapté, du fait d'une séparation importante des phases. Sans modifier fondamentalement la corrélation, il est possible d'ajuster la façon dont est effectuée la transition entre le calcul du coefficient d'échange dans la zone diphasique et dans la zone vapeur. C'est l'objet de la section suivante.

6.4.1.3. Cas #1b : influence du coefficient d'échange convectif

Ainsi qu'expliqué à la section 6.2.3.4.2, le calcul du coefficient d'échange thermique utilise une zone de transition pour passer du coefficient d'échange diphasique au coefficient d'échange monophasique vapeur. Cette zone concerne les mailles thermiques dont le titre massique calculé se situe entre une valeur xb_2 et 1. Cette valeur est fixée par défaut à 0.85 (selon les recommandations du Greth), et on étudie ici l'effet de l'abaissement de sa valeur à 0.75.

On choisit les instants 14h et 15h pour tracer l'évolution du coefficient d'échange :



Figure 6-40 : Influence de la méthode de calcul sur l'évolution du coefficient d'échange convectif interne simulé, 15h, cas #1, #1b. Le coefficient est plus faible (courbe rouge) avec la corrélation modifiée

On peut voir qu'augmenter l'intervalle de transition en abaissant la valeur à 0.75 modifie à la baisse la valeur du coefficient d'échange simulé dans cette zone. En effet, la part du coefficient convectif pour la partie monophasique vapeur est augmentée, la valeur finale baisse donc. En revanche, on voit avec la figure ci-dessous que la valeur de température n'est pas affectée par la baisse du coefficient, ce qui indique que le flux thermique transmis au fluide reste approximativement constant. La raison est que la température de paroi augmente du fait du coefficient de transfert plus faible, ce qui compense la baisse de ce dernier. La Figure 6-42 montre que la température de paroi est en effet plus élevée dans les collecteurs 7 et 8 (de 300 à 400m).



Figure 6-41 : Influence de la méthode de calcul du coefficient d'échange thermique convectif sur la température, aux instants 14h et 15h de la journée du cas #1, #1b



Figure 6-42 : Influence de la méthode de calcul du coefficient d'échange thermique convectif sur la température de paroi, à l'instant 14h de la journée du cas #1, #1b

On voit donc qu'une éventuelle erreur dans la modélisation du coefficient d'échange thermique convectif dans la zone de transition vaporisation-surchauffe a peu d'influence sur le flux transmis au fluide, et ne suffit pas à expliquer le décalage de température entre le modèle et l'expérimental que l'on observe dans la zone de surchauffe.

6.4.1.4. Cas #1c : influence de la perte thermique convective

L'échange thermique par convection du tube absorbeur avec l'air ambiant est la principale source de perte thermique. Le modèle optique de collecteur calcule ces pertes en utilisant un coefficient d'échange constant (voir section 6.2.1.1 et l'équation VI-14).

Les données expérimentales disponibles sur la boucle DISS n'incluent pas d'informations sur la vitesse de vent. Le cas de référence (cas #1) fait donc l'hypothèse d'une journée de fonctionnement sans vent. On utilise dans ce cas l'équation de Churchill & Chu [28], décrivant l'échange thermique par convection naturelle d'un cylindre long avec son environnement. L'équation est décrite dans [29] et donne l'expression suivante pour le calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu_D = \left[0.6 + \frac{0.387 R a_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr_D)^{9/16}]^{8/27}}\right]^2$$
(VI-85)

Les nombres adimensionnels sont calculés en utilisant le diamètre de l'enveloppe de verre. Ra_D est le

nombre de Rayleigh, produit du nombre de Grashof et de Prandtl :

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_{glass} - T_{amb})D_{glass}^3}{\alpha_D v_D}$$
(VI-86)

Où α est la diffusivité thermique de l'air, ν sa viscosité cinématique, et β le coefficient de dilatation thermique du gaz parfait :

$$\beta = \frac{1}{(T_{amb} + T_{glass})/2}$$
(VI-87)

Les propriétés thermiques de l'air et le nombre de Prantdt sont calculés à la température du film entourant le cylindre, définie comme la moyenne de la température de l'enveloppe de verre et de l'air ambiant. Le Nusselt sert finalement au calcul du coefficient d'échange convectif :

$$h_D = N u_D \frac{k_D}{D_{glass}} \tag{VI-88}$$

Pour ne pas complexifier davantage le modèle optique, on fait l'hypothèse que le coefficient est constant le long de la ligne de collecteur, et on utilise une valeur de température représentative de l'ensemble de la ligne pour l'enveloppe de verre et pour l'air ambiant.

Pour une situation où les tubes absorbeurs de la ligne sont soumis au vent, on peut modéliser la situation par le cas connu du cylindre long soumis à un écoulement externe normal à son axe. Dans ce cas, Forristall [27] recommande d'utiliser la corrélation de Zhukauskas [30], ainsi que décrite par Incropera & DeWitt [29] :

$$Nu_D = C Re_D^m Pr_{amb}^n \left(\frac{Pr_{amb}}{Pr_{glass}}\right)^{1/4}$$
(VI-89)

C, *m* et *n* sont des constantes qui dépendent de la valeur du nombre Reynolds. Pr_{amb} est le nombre de Prandtl de l'air calculé à la température de l'air ambiant, et Pr_{glass} à la température de l'enveloppe de verre.

Le tableau ci-dessous résume les coefficients d'échange calculés et les paramètres utilisés pour le modèle de référence et le modèle modifié :

Paramètre	Cas de référence #1	Cas #1c (vent)	
Hypothèse sur la vitesse de vent	nulle	10 km/h	
Température de l'air ambiant	16 °C	16 °C	
Température de l'enveloppe	90 °C	90 °C	
Nombre de Nusselt	32.35	68.32	
Coefficient d'échange convectif	13.03 W/m ² K	27.49 W/m ² K	

 Tableau 6-10 : Paramètres de calcul et valeur du coefficient d'échange thermique convectif des tubes vers

 l'environnement

La figure ci-dessous montre l'évolution du flux surfacique convectif du tube absorbeur vers l'air ambiant, pour les deux situations évoquées. On voit que dans le cas de figure avec vent, les pertes par convection sont supérieures d'environ 80 W/m² dans la zone de vaporisation, et d'environ 100 W/m² dans la zone de surchauffe. Même si on voit donc que cette différence est légèrement plus élevée dans les collecteurs 8 à 11, elle est très faible au regard de la valeur du flux surfacique échangé dans la ligne, ainsi que montré sur la Figure 6-44.



Figure 6-43 : Evolution du flux surfacique échangé par convection de l'enveloppe avec l'air ambiant, instant à 14h des cas #1 et #1c



Figure 6-44 : Evolution du flux surfacique absorbé par le fluide le long de la ligne, instant à 14h du cas #1c

La figure ci-dessous montre l'évolution de température du fluide dans la ligne. On voit que les courbes sont superposées et que l'augmentation de la perte thermique par convection n'a pas d'influence.



Figure 6-45 : Influence de la perte convective sur la température dans la ligne de collecteurs, instant à 14h des cas #1 et #1c

Les pertes par émissions radiatives des tubes internes sont également faibles, grâce au traitement sélectif (sorte de peinture) appliqué à la paroi, qui donne lui donne un facteur d'absorption élevé et une émissivité faible. Cependant, la température de paroi plus élevée dans la zone de surchauffe provoque la dégradation plus rapide de ce traitement et donc l'augmentation de son émissivité et la diminution du facteur d'absorption. Il est possible qu'une éventuelle dégradation du traitement des collecteurs de surchauffe se soit produite après quelques années de fonctionnement, à cause de températures de parois trop importantes. Cela pourrait contribuer à expliquer les températures plus élevées calculées par le modèle dans la zone de surchauffe.

6.4.2. Simulation du cas #2

Cette section présente les résultats de simulation de la deuxième journée de données disponible, où la boucle est opérée à une pression nominale de 60 bars. La régulation est désactivée pendant cette journée, et le débit d'injection de désurchauffe est nul. Certains collecteurs sont défocalisés ponctuellement dans la journée afin de simuler des perturbations nuageuses à différents endroits de la ligne. La Figure 6-46 montre la séquence de focalisation/défocalisation des 11 collecteurs. Les premières perturbations de la

journée se situent dans la zone de surchauffe (collecteurs 9-10-11), puis une perturbation est générée dans la zone de préchauffe (collecteur 1) et dans la zone de vaporisation (collecteur 4). La Figure 6-47 montre le DNI utilisé comme condition limite du modèle optique, et le flux surfacique corrigé par l'effet de l'angle d'incidence. On voit d'ailleurs que celui-ci est assez fort pour diminuer le flux absorbé en milieu de journée, où le DNI est pourtant à sa valeur maximale.





Figure 6-47 : DNI utilisé en entrée de modèle et DNI corrigé par l'effet de l'angle d'incidence, cas #2

Les mesures expérimentales de cette deuxième journée, qui ont été utilisées en entrée de modèle, ont été traitées de la même façon que pour le cas #1, pour assurer la stabilité des simulations.

Les pertes de charge inter-collecteurs sont calées en utilisant les mesures expérimentales et la même procédure que celle détaillée à la section 6.4.1.1. La figure ci-dessous montre l'évolution de pression durant la journée :



Figure 6-48 : Evolution des pressions d'entrée et de sortie de boucle, cas #2

On note d'abord que la perte de charge dans la ligne est nettement inférieure à celle observée lorsque la boucle est opérée à 30 bars (environ 5 bars contre 2 bars ici). On voit ensuite que la dynamique de pression dans la boucle est bien décrite par le modèle, y compris la perturbation observée aux alentours de 14h. Enfin, le niveau de pression en entrée est relativement bien prédit par le modèle, avec une erreur en régime permanent d'environ 1 bar.

On s'intéresse maintenant aux évolutions de températures dans la ligne, dont certains collecteurs sont soumis à des perturbations du flux incident. L'efficacité optique des collecteurs est ajustée par rapport aux mesures de températures, comme pour les simulations des cas #1. La valeur utilisée pour tous les collecteurs est de 77%, les autres paramètres étant égaux à ceux du Tableau 6-9. Il a été choisi de ne pas diminuer l'efficacité optique du collecteur 11 comme pour les cas de simulation #1, afin de pouvoir comparer les deux résultats.



Figure 6-49 : Evolution de la température d'entrée des collecteurs 1 et 2, cas #2

La Figure 6-49 montre l'évolution de température en entrée des deux premiers collecteurs. On observe une bonne concordance entre le modèle et l'expérience pour le collecteur 2, avec une erreur du modèle entre 9h30 et 10h, due à la surestimation de la pression dans la boucle à cette période (voir Figure 6-48). On note que la chute de température entre 13h30 et 14h00 est bien reproduite par le modèle, ce qui coïncide avec la perte de flux sur le collecteur 1 à cette même période (voir carte de séquences des focalisations/défocalisations). On note avec la Figure 6-50 que cette baisse de température est peu visible dans les collecteurs proches en aval, dans lesquels la température reste globalement à saturation. En revanche, elle provoque une baisse légère mais soudaine de débit, ce qui provoque une légère surchauffe à partir du collecteur 7, comme le montre la Figure 6-51.



Figure 6-50 : Evolution de température en entrée des collecteurs 3,4,5,6, cas #2



Figure 6-51 : Evolution de la température en entrée des collecteurs 7 et 8, cas #2





Figure 6-52 : Evolution des débits du modèle en entrée des collecteurs 2, 3 et 7, cas #2

On voit sur les deux figures suivantes que les perturbations de flux sur les trois derniers collecteurs affectent fortement les températures dans cette zone de surchauffe. On observe sur les données expérimentales que les collecteurs 9 et 10 sont encore à saturation en régime « permanent », mais les perturbations affectant probablement le débit à ces endroits, le fluide entre en surchauffe durant certaines périodes. On observe que le modèle sous-estime les températures jusqu'à environ 15h (à l'exception du pic observé vers 13h30, provoqué par la baisse de débit déjà évoquée), puis que la tendance s'inverse à partir de cette horaire.



Figure 6-53 : Evolution de la température en entrée des collecteurs 9 et 10, cas #2

On observe deux périodes importantes où la vapeur sèche monte nettement en température, le modèle reproduisant bien la dynamique de ces périodes. Par contre, il surévalue très nettement la valeur de température, de plus de 100°C par moments.



Figure 6-54 : Evolution de la température dans le dernier collecteur, cas #2

La simulation de ce cas apporte une vision supplémentaire sur la qualité du modèle. On sait en effet qu'il n'y a pas de désurchauffe pour cette journée, ce qui permet d'écarter l'hypothèse d'une mauvaise valeur de débit d'injection pour expliquer les températures plus élevées du modèle dans la section de surchauffe. Cette hypothèse a été faite pour expliquer les résultats de simulation des cas #1. Il se peut en revanche que l'approche homogène pour la modélisation diphasique crée une erreur importante dans le calcul des débits en dynamique dans la zone de transition en vapeur sèche, ce qui impacterait le refroidissement de l'absorbeur. Une hypothèse qui semble également adaptée aux résultats est que le modèle ne possède pas assez d'inertie thermique par rapport à la boucle réelle. En effet, la masse de métal des sections entre les collecteurs n'est pas prise en compte puisque celles-ci ne sont pas modélisées. Des observations expérimentales sur des prototypes [31] ont en effet montré que la masse de métal avait un effet bénéfique sur le lissage des dynamiques de température.
6.5. Conclusion sur les résultats des simulations, et perspectives d'amélioration

Un modèle dynamique de la boucle cylindro-parabolique DISS en mode once-through a donc été réalisé, en utilisant et en modifiant des composants de la librairie ThermoSysPro. Ce modèle a été utilisé pour simuler deux journées de fonctionnement de la boucle, dont certaines données expérimentales ont servis à établir les conditions limites du modèle.

La première journée simulée est celle d'une journée du mois d'avril à l'ensoleillement clair, où la régulation de la boucle est activée. Cette première simulation, qui sert de référence par rapport à deux autres simulations menées sur la même journée, a montré que le modèle reproduit bien le comportement de la boucle (pression, débit dynamique, températures), sauf pour les derniers collecteurs où la vapeur est surchauffée. Le modèle surévalue en effet la température dans ces collecteurs, à partir de 14h. Deux autres simulations de cette journée ont été menées pour évaluer l'effet du calcul du coefficient d'échange convectif interne et l'effet de la perte thermique convective externe sur cette erreur du modèle. Les résultats montrent que l'effet est très faible sur l'erreur de température dans les deux cas. Deux autres hypothèses sont donc faites pour expliquer la différence avec l'expérimental sur les températures de surchauffe de cette journée. La première est que le débit d'injection utilisé en entrée du modèle pourrait être entaché d'une erreur de mesure expérimentale, ce qui mènerait à une valeur insuffisante pour maintenir les températures du collecteur 11 aux valeurs expérimentales. Une deuxième hypothèse est que la valeur du DNI (également une entrée du modèle) est aussi entachée d'une erreur de mesure, en particulier sur la fin de la journée, et que la puissance thermique absorbée est donc surévaluée. Enfin, la dernière hypothèse est que l'inertie thermique de la boucle est sous-évaluée par le modèle, car la masse de métal et les pertes thermiques des connexions entre collecteurs ne sont pas modélisées.

La deuxième journée simulée par le modèle est celle d'une journée d'octobre ou la régulation de la boucle est désactivée, et durant laquelle les collecteurs sont défocalisés ponctuellement et de manière indépendante pour simuler des perturbations nuageuses. Les résultats portent globalement le même constat que pour la première journée de données : la température de surchauffe modélisée est nettement supérieure aux valeurs expérimentales, en particulier à partir du milieu de journée. Pour expliquer l'erreur du modèle, les mêmes hypothèses que pour la première journée de données peuvent être faites, mais l'absence d'injection de désurchauffe permet d'exclure celle de l'erreur de mesure du débit. L'hypothèse qui apparait la plus sérieuse est donc le manque d'inertie du modèle, due à l'absence de modélisation énergétique des connexions entre collecteurs.

Une perspective immédiate d'amélioration de la modélisation serait donc de prendre en compte cette inertie thermique, soit en augmentant artificiellement la masse métallique des collecteurs modélisés, soit en modélisant les connexions par des tuyauteries métalliques appropriées. L'avantage de ce deuxième choix est de pouvoir intégrer également des pertes thermiques à la modélisation.

Une autre perspective intéressante dans le fait de réaliser cette modélisation des connexions entre collecteurs serait de pouvoir comparer plus rigoureusement les pertes de charges modélisées à l'expérimental, ainsi qu'expliqué à la section 6.4.1.1. Il serait ainsi possible de comparer les résultats du modèle pour différentes corrélations empiriques.

Si on privilégie l'hypothèse du manque d'inertie du modèle y compris pour les résultats des cas #1, les autres hypothèses restent tout de même valables et il possible que l'erreur soit le fruit de plusieurs facteurs. En particulier, il est à noter que l'erreur de mesure de DNI est envisagée également dans les travaux de Biencinto et al. [18], qui ont travaillé avec les mêmes données expérimentales. Ces auteurs

du CIEMAT mentionnent en effet des erreurs de mesure fréquentes pour le DNI, notamment pendant les fins de journée.

Vers la fin de ces travaux de modélisation, nous avons également relevé une légère approximation dans la description technique du prototype. En effet, la quasi-totalité des publications qui font sa description annoncent des longueurs de 50 mètres et 25 mètres pour les collecteurs. Il se trouve que les longueurs sont en fait légèrement inférieures (environ 70-130 cm), ce qui mène à une surface d'échange thermique légèrement inférieure à celle de notre modèle. Cette information n'est indiquée que dans une seule publication. Ce petit décalage ne pose pas de problème pour notre modèle, puisque nous avons recalé le rendement optique en utilisant les données expérimentales de température, ce qui revient finalement à adapter le flux total absorbé par le fluide. En revanche, ce décalage peut contribuer à expliquer la tendance à la surestimation du flux absorbé et des températures dans notre modèle.

Enfin, il apparait également important de formuler l'hypothèse d'une dégradation du traitement sélectif des derniers collecteurs de la boucle DISS, pour expliquer les températures plus élevées du modèle dans le surchauffeur. En effet, on voit que le modèle utilisé pour simuler la deuxième journée a une efficacité optique de collecteur plus élevée que celle du modèle utilisé pour la première journée (77% contre 69%). Les mesures de la première journée simulée (2002) proviennent d'essais effectués deux ans après ceux de la deuxième journée (2000). Il est donc possible que le traitement sélectif appliqué à la surface des tubes se soit dégradé durant ces deux années, en particulier pour les tubes des collecteurs de surchauffe où la température de paroi est plus élevée. On voit en effet sur les dernières courbes de température que celle-ci atteint brièvement 400°C à la sortie du collecteur, ce qui semble trop élevé pour la tenue du traitement sélectif de l'époque.

6.6. Références

- [1] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control concepts for direct steam generation in parabolic troughs," *Sol. Energy*, vol. 78, pp. 301–311, 2005.
- [2] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode," *Sol. Energy*, vol. 80, pp. 1– 17, 2006.
- [3] L. Valenzuela, E. Zarza, M. Berenguel, and E. F. Camacho, "Direct steam generation in solar boilers, using feedback to maintain conditions under uncontrollable solar radiations," *IEEE Control Systems Magazine*, pp. 15–29, 2004.
- [4] D. H. Lobón, L. Valenzuela, and E. Baglietto, "Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems," *Energy Convers. Manag.*, vol. 78, pp. 393–404, 2014.
- [5] M. Eck, "DIRECT STEAM GENERATION IN PARABOLIC TROUGHS : FIRST RESULTS OF THE DISS PROJECT," in *Solar Forum 2001*, 2001.
- [6] J. Bonilla, E. Zarza, L. J. Yebra, and S. Dormido, *Modeling and Simulation of Two-phase flow*. Coleccion Documentos Ciemat.
- [7] François Veynandt, "Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel : modélisation de l'ensemble du procédé", Thèse de doctorat, Université de Toulouse, 2011.
- [8] "http://www-cathare.cea.fr.".
- [9] S. D. Odeh, G. L. Morrison, and M. Behnia, "Hydrodynamic Analysis of Direct Steam Generation Solar Collectors," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 122, pp. 14–22, 2000.
- [10] R. C. Martinelli and D. B. Nelson, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water," *Trans. ASME*, vol. 70, pp. 695–701, 1948.
- [11] J. R. S. Thom, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 7, pp. 709–724, 1964.
- [12] S. Girard, "Diagnostic du colmatage des générateurs de vapeur," 2012.
- [13] W. Idsinga, N. Todreas, and R. Bowring, "An assessment of Two Phase Pressure Drop Correlations for Steam Water System," *Int. J. Multiph. Flow J. Multiph. Flow*, vol. 3, pp. 401– 413, 1977.

- [14] J. Bandel, "Druckverlust und Warmeubergang bei der Verdampfung siedender Kaltemittel im durchstromten waagerechten Rohr, PhD Thesis, Karlsruhe," Karlsruhe, 1973.
- [15] L. Friedel, *Modellgesetz fur den Reibungsdruckverlust in der Zweiphasenstromung*. VDI-Forschungsheft 572, 1975.
- [16] J. Rheinländer and M. Eck, "Numerical Modeling of Pressure Losses, internal report of the DISS project, Doc ID DISS-SC-MI-03," 2001.
- [17] M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinlander, and L. Valenzuela, "Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs," *Sol. Energy*, vol. 74, pp. 341–351, 2003.
- [18] M. Biencinto, L. González, and L. Valenzuela, "A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS," *Appl. Energy*, vol. 161, pp. 133–142, 2016.
- [19] J. C. Chen, "A correlation for boiling heat transfer for saturated fluids in convective flows," *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 5, no. 3, pp. 322–329, 1966.
- [20] K. Stephan, *Heat Transfer in Condensation and Boiling*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg GmbH, 1992.
- [21] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and in annuli," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, pp. 351–358, 1986.
- [22] M. G. Cooper, "Saturation nucleate pool boiling. A simple correlation," in *Proceedings of the 1st UK national conference on heat transfer*, 1984, pp. 785–793.
- [23] J.-M. Delhaye, *Thermohydraulique des réacteurs*. INSTN, 2008.
- [24] A. Hoffman, B. Merk, T. Hirsch, and R. Pitz-paal, "Simulation of thermal fluid dynamics in parabolic trough receiver tubes with direct steam generation using the computer code ATHLET," *Kerntechnik*, vol. 79, pp. 175–186, 2014.
- [25] "http://xsteam.sourceforge.net/.".
- [26] E. Zarza, "Generacion directa de vapor con colectores cilindro-parabolicos. El proyecto DISS. Thèse de doctorat," Escuela Superior de Ingenieros Industriales de Sevilla, 2000.
- [27] R. (NREL) Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver," 2003.
- [28] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free

Convection from a Horizontal Cylinder," Int. J. Heat Mass Transf., vol. 18, no. 1025, 1975.

- [29] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Introduction to Heat Transfer, 3rd edition.* 1996.
- [30] A. Zhukauskas, "Heat Transfer from Tubes in Cross Flow," *Adv. Heat Transf.*, vol. 8, pp. 93–160, 1972.
- [31] G. Morin, J. Kirchberger, N. Lemmertz, and M. Mertins, "Operational results and simulation of a superheating Fresnel collector," in *SolarPACES2012*, 2012.

7. Chapitre 7 : Opérations des centrales DSG et perspectives d'intégration de la prévision d'ensoleillement

Dans la première partie de ce chapitre, le fonctionnement d'une centrale CSP à génération directe de vapeur est abordé de manière plus globale, c'est-à-dire avec la vision du système énergétique comportant trois composantes principales : le champ solaire (en considérant le circuit vapeur), le stockage thermique, et la turbine. En effet, considérant que le rôle d'une centrale CSP est de fournir de l'électricité au réseau par le biais de la turbine utilisant la vapeur générée par le champ solaire et/ou le stockage, on ne peut dissocier le fonctionnement de ces trois composantes. Dans une deuxième partie, l'opération d'un champ solaire DSG ne disposant pas de stockage est abordée, avec en appui l'exemple de quelques centrales fonctionnant actuellement. L'idée de ces deux parties est de définir un fonctionnement type de ces centrales (dont nous avons vu dans les chapitres précédents qu'il en existe peu en opération), afin d'analyser la possibilité d'intégrer une prévision d'ensoleillement dans le pilotage global ou la régulation.

7.1. Opération d'une centrale DSG avec stockage thermique

7.1.1. Le concept de stockage thermique mixte à trois étages

Le palier isotherme de vaporisation/condensation de l'eau dans un champ solaire DSG complexifie la restitution de chaleur de la vapeur à un dispositif de stockage, car la température de condensation constante rend difficile le maintien d'un différentiel de température optimal si un matériau de stockage sensible est utilisé. La solution vient alors de l'utilisation d'un système mixte à trois étages, composé d'un premier étage dédié à la désurchauffe (ou surchauffe en mode déstockage) de la vapeur et utilisant un matériau de stockage sensible, un second étage utilisant un matériau à changement de phase pour la condensation (vaporisation) de la vapeur (eau), puis un nouvel étage sensible pour le sous-refroidissement (préchauffe) de l'eau. La figure ci-dessous à droite illustre le concept, tandis que celle de gauche illustre un stockage sensible classique.



Figure 7-1: Evolution de température du caloporteur en provenance du champ solaire (rouge), du matériau de stockage (noir) et du fluide de travail (eau, bleu) dans un système de stockage sensible (gauche) et mixte sensiblelatent (droite), extrait de [1]

L'utilisation du matériau à changement de phase permet de suivre le palier de condensation/vaporisation et d'optimiser énergétiquement le procédé. La figure ci-dessous schématise une centrale DSG (en mode recirculation) disposant d'un tel stockage.



Figure 7-2: Schématisation d'une centrale DSG utilisant le concept de stockage mixte, extrait de [2]

La figure provient d'une étude conceptuelle du DLR et de Siemens Power Generation [2], qui sont les premiers à proposer et étudier ce concept de stockage mixte issu des programmes de recherche DISSTOR, DIVA et ITES. Ces programmes ont été abordés au chapitre 2 de ce manuscrit. Un stockage thermique similaire sera intégré au prototype AlsolenSup, actuellement en cours de développement au CEA Liten [3].

Les deux modules de stockage sensible (surchauffe/désurchauffe de la vapeur et sousrefroidissement/préchauffe de l'eau) sont des blocs de béton solide qui stockent la chaleur en élevant leur température, jusqu'à 500°C [1]. Le module de stockage par chaleur latente utilise du sel fondu comme matériau, le plus adapté étant le nitrate de sodium, dont la formule chimique est $NaNO_3$. C'est ce matériau qui est considéré dans l'étude conceptuelle citée ici [2].

La température de fusion du nitrate de sodium est de 306°C, ce qui veut dire que dans le sens de la charge, la vapeur saturée provenant du premier étage de stockage doit se condenser à 316°C, car un différentiel de température minimum de 10°C est nécessaire pour assurer le transfert thermique. Le stockage doit donc être opéré à la pression de saturation correspondant à cette température, soit 107 bars. Dans le sens de la décharge, toujours pour maintenir le différentiel de 10°C, l'eau à saturation doit se vaporiser à 296°C pour assurer le transfert thermique, ce qui correspond à une pression de saturation de 81 bars. On comprend alors que la turbine ne puisse être opérée de la même façon selon que la vapeur provienne du champ solaire, du stockage mixte, ou des deux.

7.1.2. L'interaction champ solaire/stockage thermique, turbine : points de fonctionnement

L'utilisation du stockage thermique sur l'opération d'une centrale a un impact évident sur son fonctionnement, que ce soit sur les périodes de production électrique, ou sur la façon d'opérer la turbine.

On peut théoriser le fonctionnement du champ solaire, du stockage et de la turbine sur un diagramme de puissance turbine/puissance champ solaire. Celui ci-dessous représente les points de fonctionnement théorique d'une centrale sans stockage thermique. L'hypothèse est faite sur le diagramme que le champ solaire est surdimensionné par rapport à la turbine, c'est-à-dire qu'il ne délivre pas sa puissance maximale pour un fonctionnement nominal de celle-ci. Les points de fonctionnement d'une centrale de ce type se trouvent sur la droite 1-2, et les zones grisées sont celles où il n'y a pas de fonctionnement. La variabilité de l'irradiation incidente et de la température extérieure explique l'évolution du fonctionnement le long de la ligne 1-2.



Figure 7-3: Points de fonctionnement théoriques d'une centrale sans stockage thermique, reproduit de [2].

La figure ci-dessous est le même diagramme théorique, mais montrant les zones (blanches) de fonctionnement d'une centrale avec stockage thermique :



Figure 7-4: Points de fonctionnement théoriques d'une centrale DSG à stockage thermique, reproduit de [2]

Les zones de part et d'autre de la droite 1-2 représentent tous les points de fonctionnement théoriques lorsque la turbine fonctionne avec de la vapeur produite simultanément par le champ solaire et le stockage (gauche) et lorsque la turbine fonctionne grâce au champ solaire en même temps que celui-ci charge le stockage (droite). Pour la raison évoquée précédemment, la turbine ne peut pas fonctionner à son maximum lorsque le stockage est utilisé en mode décharge, d'où la zone grisée au-dessus des points 4 et 5.

En pratique, toutes les combinaisons de fonctionnement stockage/turbine (zones blanches sur la figure ci-dessus) ne sont pas intéressantes, et on peut réduire celles-ci à des droites de fonctionnement, ainsi que proposé dans l'étude conceptuelle de Birnbaum et al. (2010) [2] :



Figure 7-5 : Points de fonctionnement pratiques d'une centrale DSG à stockage thermique, proposé par (et reproduit de) [2]

La zone de fonctionnement « Turbinage et charge » de la Figure 7-4 peut être réduite à deux droites de fonctionnement, selon l'opération recherchée :

- pour un besoin de production électrique forte et immédiate, la turbine est opérée en mode nominal et seul le surplus d'énergie du champ solaire est stocké, ce sont les points de fonctionnement de la droite 2-3 ;
- si la production électrique doit être différée dans le temps, le stockage est chargé par le champ solaire (droite 14-9) et le surplus est envoyé à la turbine (chemin 13-7-8). La turbine doit au moins tourner à son niveau minimal (droite 13-7).

Pour un fonctionnement dans la zone « Turbinage et décharge » de la Figure 7-4, on a également plusieurs chemins d'opération possibles :

• pour une production immédiate, on vient turbiner à puissance maximale du déstockage. A ensoleillement nul ou trop faible, si le stockage est dimensionné pour produire au maximum sans apport du champ solaire, on a la droite de fonctionnement 5-10. Dans le cas contraire, on a le chemin de fonctionnement 12-11-10, puis on peut à nouveau turbiner à pleine puissance depuis le stockage et le champ solaire (droite 10-4)

• pour une production différée dans le temps, il peut être intéressant d'opérer la turbine à son niveau minimal, pour maintenir son état de chauffe. C'est la droite 6-1.

Une conséquence directe de l'opération à pression réduite en mode déstockage est qu'un stockage du type détaillé en section 7.1.1 ne peut pas servir à pallier un manque d'ensoleillement lors d'une perturbation trop rapide, car la transition en pression du système serait trop lente en comparaison. En revanche, il existe des dispositifs de stockage de type Ruth, qui sont des ballons contenant de l'eau et de la vapeur saturée. Une dépressurisation du ballon permettant de créer rapidement de la vapeur (on parle alors de « flash »), on peut alors dans un certaine mesure utiliser cette vapeur pour compenser la baisse de débit provenant du champ solaire.

7.1.3. Opération en pression du champ solaire

La question de la montée en pression du champ solaire est d'importance, car celle-ci varie en effet durant la journée, avec l'ensoleillement et donc le débit de vapeur. On distingue généralement deux modes d'opérations d'un champ solaire à génération directe de vapeur. Considérons le modèle simplifié (cidessous à gauche) d'un champ régulé par une vanne de sortie :



Figure 7-6: Schématisation simplifiée de l'évolution de la pression du champ solaire pour les deux modes de fonctionnement (droite) et du positionnement de la vanne de régulation de pression en sortie de champ solaire (gauche)

- le premier mode opératoire est de réguler l'ouverture de la vanne pour maintenir la pression constante dans le champ solaire une fois qu'elle a atteint le niveau nominal. C'est le fonctionnement à pression constante. Le débit de vapeur évolue en même temps que la pression, et cela signifie donc qu'une partie du débit est utilisable pour le stockage thermique. Le fait de réguler la vanne signifie cependant que la pression varie en aval de celle-ci, la turbine fonctionne donc elle à pression glissante.
- Le second mode opératoire consiste à laisser la pression évoluer avec la génération de vapeur, au « fil du soleil », c'est le fonctionnement à pression glissante. Ce mode n'est pas compatible avec un stockage thermique car celui-ci doit être opéré à un certain niveau de pression.

Cette notion de mode opératoire est à l'origine propre au domaine des turbines à vapeur, et c'est une problématique assez ancienne. Les avantages théoriques de l'opération à pression glissante par rapport à la pression constante sont d'éviter les pertes de charge dues à la lamination de la vapeur par la vanne à l'amont de l'admission turbine, et de conserver des rendements plus élevés à différents niveaux de charge.

En intégrant un stockage thermique à la centrale, une opération journalière typique (représentée sur la figure ci-dessous à gauche) va consister en une combinaison de ces deux modes opératoires, ainsi qu'illustré sur la figure ci-dessous



Figure 7-7: Opération d'une centrale DSG avec stockage thermique. Evolution journalière de la pression du champ solaire (gauche) et correspondance sur un diagramme normalisé en points de fonctionnement de pression champ solaire/turbine (droite)

- Phase 1 : la pression du champ solaire est à son niveau minimal (afin de maintenir une température de saturation basse durant le démarrage), la pression turbine augmente légèrement ;
- Phase 2 : le champ solaire et la turbine montent en pression en même temps que la génération de vapeur ;
- Phase 3 : une fois la pression nominale atteinte, celle-ci est maintenue constante en chargeant le stockage thermique. Le débit nominal de vapeur alimente la turbine tandis que le surplus sert à alimenter le stockage. On a alors un fonctionnement à pression constante ;
- Phase 4 : en fin de journée, lorsque l'ensoleillement est insuffisant pour assurer le fonctionnement nominal de la turbine, on vient diminuer la pression vapeur du champ solaire jusqu'à atteindre la pression permettant la production de vapeur depuis le stockage thermique On fonctionne donc durant cette période à pression glissante :
- Phase 5 : on peut ensuite alimenter la turbine depuis le stockage. Le fonctionnement se fait alors préférablement à pression glissante pour la turbine et à pression constante pour le stockage.

Ce mode de fonctionnement est nommé « fonctionnement à pression glissante modifié » dans l'étude de Birnbaum et al. (2010) [2].

7.2. Opération d'une centrale DSG sans stockage thermique

Au moment de l'écriture de ce manuscrit, il n'existe pas à ma connaissance de centrale en opération qui utilise le système de stockage thermique décrit dans les paragraphes précédents. Ce concept est en effet toujours au stade de prototype. Il existe en revanche des centrales DSG sans stockage en opération, et pour lesquelles on dispose de quelques éléments de retour d'expérience, ainsi que mentionné dans les chapitres 2 et 3. On peut donc tenter d'établir, via les informations disponibles avec ce retour d'expérience, la théorie, ainsi que des études numériques de la littérature, d'établir un fonctionnement type.

7.2.1. Démarrage

Le démarrage d'une centrale solaire thermodynamique est, de façon évidente, l'étape consécutive à une phase d'arrêt de la centrale, donc d'un refroidissement du champ solaire et du bloc de puissance. Il s'agit d'amener ces deux éléments jusqu'à leur condition nominale de fonctionnement, en respectant des contraintes pour la montée en charge (contraintes principalement thermiques). Etant donné que cette phase de démarrage doit s'effectuer une fois par jour, voire plusieurs fois par jours si l'ensoleillement subit une perturbation trop forte durant la journée, elle doit être optimisée afin de maximiser le temps de production électrique. Le démarrage de la turbine est généralement plus contraignant, le champ solaire doit donc « attendre » la montée en charge et en température de la turbine.

7.2.1.1. Démarrage du champ solaire

Au sortir de la nuit, ou d'une période où le champ solaire n'a pas été opéré, celui-ci est rempli d'eau (souvent froide) à basse pression. Il faut donc l'amener à conditions nominales de pression et de température. C'est une opération relativement complexe qui sort du cadre des systèmes de régulation utilisés en opération nominale.

Pour décrire la phase du démarrage, nous utilisons ici une configuration de référence en recirculation utilisant un ballon séparateur intermédiaire (un pour chaque ligne, séparant le vaporiseur du surchauffeur), un ballon-tampon commun à toutes les lignes et qui stocke de l'eau et de la vapeur saturée, un collecteur d'entrée d'eau alimentaire auquel sont connectés les différentes lignes du vaporiseur, un collecteur intermédiaire qui récupère la phase liquide issue des séparateurs intermédiaires, et un collecteur de sortie auquel sont connectés les lignes du surchauffeur. Cette configuration correspond à celle étudiée par la simulation dans les travaux de Hirsch & Eck (2006) [4], présentée par la figure cidessous.



Figure 7-8: Configuration de référence de Hirsch et Eck (2006) [4] pour la description de la phase de démarrage du champ

7.2.1.1.1. Préchauffage par utilisation de l'eau chaude stockée

Le ballon tampon stocke un mélange eau/vapeur saturé à haute pression, issu de l'opération de la veille. Cette eau peut être utilisée pour le préchauffage du champ solaire. De l'eau chaude de la bâche alimentaire (non schématisée sur la figure) peut aussi être utilisée. Celle-ci est à basse pression et à basse température, celle du retour condenseur, typiquement autour de 150°C.

L'eau de la bâche d'alimentation peut être envoyée dans le champ solaire pour le préchauffer, jusqu'à ce que la bâche soit vide. L'eau saturée du ballon tampon peut également être utilisée, mais elle est dans ce cas mélangée à de l'eau froide pour maintenir la température en dessous de la saturation, car on cherche à éviter la vaporisation dans les collecteurs d'entrée. Cela empêcherait en effet la bonne répartition du débit entre les lignes. Une fois que la température de l'eau en sortie du champ solaire a atteint celle de la bâche alimentaire, on peut démarrer la recirculation globale de l'eau par le ballon tampon. Les collecteurs (ou les réflecteurs en Fresnel) sont alors focalisés, et la génération de vapeur démarre, ce qui va rapidement chasser l'eau liquide des tubes de récepteurs. Une fois que la température dans le ballon séparateur est à valeur nominale, la recirculation locale peut démarrer. A partir de cet instant, seule de la vapeur saturée est envoyée dans le surchauffeur, et la température de sortie du champ va rapidement augmenter. Lorsque la température atteint la valeur de démarrage de la turbine, les vannes vers celle-ci sont ouvertes et la recirculation globale passant par le ballon arrêtée. La température finit par atteindre la valeur nominale d'opération de la turbine, et on considère alors que la phase de démarrage du champ solaire est terminée.

7.2.1.1.2. Démarrage solaire

Si le circuit vapeur est totalement refroidi, que la centrale ne dispose pas d'appoint fossile, et que le ballon et la bâche alimentaire ne contiennent plus d'eau chaude, le démarrage du champ solaire doit se faire uniquement à partir de la focalisation des collecteurs, lorsque le DNI n'est plus nul. L'étude numérique de Hirsch et Eck (2006) [4] montre que le temps pour atteindre les conditions nominales est logiquement plus élevé sans préchauffage préalable du champ, comme le montre la figure ci-dessous :



Figure 7-9: Montée en température de l'eau/vapeur en sortie de champ durant la procédure de démarrage avec préchauffage (-) et solaire uniquement (- -), extrait de [4]

7.2.1.2. Démarrage de la turbine

Le démarrage de la turbine est une phase délicate de l'opération d'une centrale DSG. En effet, au même titre que la turbine ne peut subir des transitoires de température trop importants durant son opération (voir chapitre 2), elle ne peut monter en température trop rapidement lors de son démarrage, ceci afin d'éviter des dilatations thermiques importantes. Le cas idéal est évidemment que la turbine soit encore à haute température lors de la mise en route, afin que la température de vapeur admise soit le plus proche possible de celle du métal. On distingue généralement trois procédures de démarrage : les procédures «froide » (« cold »), tiède (« warm ») et « chaude » (« hot »), selon la température la plus froide mesurée dans la turbine au moment de démarrer. La question de savoir quelle procédure appliquer selon la température est dépendante du modèle et du constructeur. Dans les travaux de Schenk et al. (2015) [5] simulant le démarrage d'un bloc de puissance de centrale cylindro-parabolique et utilisant une turbine à vapeur de MAN Diesel & Pro, les limites de températures sont fixées à 180°C et 240°C au niveau du carter de l'admission haute pression :

- Démarrage froid : T < 180°C ;
- Démarrage tiède : $180^{\circ}C < T < 240^{\circ}C$;
- Démarrage chaud : T > 240 °C.

On peut également généraliser les cas de figure, avec pour chaque procédure, une période d'arrêt typique de la turbine précédent son démarrage [6], [7] :

Procédure	Durée typique d'arrêt préalable	Durée (en % de la procédure froide)				
Froide	Supérieure à 48 heures	100 %				
Tiède	Entre 6 et 48 heures	45-50 %				
Chaude	Inférieure à 6 heures	6-10 %				
Figure 7-10: Procédures de démarrage d'une turbine à vapeur						

En considérant une centrale DSG sans stockage thermique, la majorité des procédures de démarrage seront celles consécutives à un arrêt nocturne, donc des procédures tièdes.

Outre les normes évoquées au chapitre 2, les fabricants de turbines fournissent généralement des courbes de montée en charge, à respecter pour chaque procédure, et qui permettent de garder les contraintes thermiques engendrées dans des limites acceptables. Il est évident que les procédures de démarrage plus lentes (froide et tiède) sont du temps perdu de production électrique (dans les situations où le champ solaire est prêt à opérer), c'est pourquoi des efforts importants d'optimisation de gestion des turbines à vapeur utilisées dans les centrales solaires (DSG ou non) sont menés [6], [7].

La figure ci-dessous schématise de manière simplifiée un bloc de puissance typique d'une centrale DSG. La turbine est généralement scindée en une zone haute pression et une zone basse pression, qui peuvent être découplées. La vapeur est aussi généralement réchauffée entre les deux étages, souvent pour assurer que la vapeur reste au-dessus de la saturation en sortie



Figure 7-11: Schématisation simplifiée d'un bloc de puissance de centrale DSG

Quelle que ce soit la procédure de démarrage, on la décompose généralement en trois phases [5] : La première phase sert à préchauffer la zone d'admission de la turbine. La pression de vapeur admise et le débit sont limités durant cette phase, et les vannes bypass sont partiellement ouvertes pour les réguler. La deuxième phase sert à démarrer et synchroniser la turbine, avec également des limites en pression et débit admissibles. La troisième phase sert à faire monter en régime la turbine en ouvrant progressivement les vannes d'admission et en fermant les vannes bypass. Durant cette dernière phase, les gradients de pression, de température, de débit et de puissance électrique produite sont limités jusqu'à ce que le point de fonctionnement nominal soit atteint.

7.2.1.3. Courbes de démarrage de centrale existante

On dispose de quelques éléments expérimentaux intéressants grâce au retour d'expérience de la centrale TSE-1 en Thaïlande (voir chapitre 3). La figure ci-dessous montre l'évolution de quelques grandeurs mesurables :



Figure 7-12: Phase de démarrage de la centrale TSE1 : données de débits, pression à l'admission turbine, ensoleillement et production électrique, pour la journée du 1^{er} mai 2012, extrait de [8]

On peut voir que la régulation fait lentement augmenter la pression à l'admission turbine alors que le débit de vapeur surchauffée envoyé démarre nettement en avance. La synchronisation de la turbine et la production électrique ne démarrent que vers 08h20 alors que la pression à l'admission est proche du point nominal un peu avant 08h00. La figure ci-dessous montre l'évolution des températures pour le démarrage de la même journée. On voit que l'évolution de la température en admission turbine (courbe verte) se fait avec un déphasage par rapport à la sortie de surchauffe (courbe rouge), à cause de l'inertie thermique du collecteur de sortie et de la tuyauterie menant au bloc de puissance.



Figure 7-13 : Evolution des températures de TSE1 durant la phase de démarrage, journée du 1^{er} mai 2012, extrait de
[8]

7.2.2. Opération nominale

Une fois la phase de démarrage terminée, la centrale entre en opération nominale. On parle de fonctionnement nominal, car on cherche à maintenir un niveau nominal de pression (si on fonctionne à pression constante) et température à l'admission de la turbine, bien que l'irradiation incidente soit variable.

C'est durant la phase d'opération nominale que les systèmes de régulation décrits au chapitre 3 sont typiquement utilisés.

7.2.2.1. Cas de la centrale cylindro-parabolique TSE 1

On voit sur les figures ci-dessous que le débit de vapeur générée (courbe bleue) et le niveau de pression du ballon suivent globalement la courbe d'ensoleillement, alors que la vapeur envoyée à l'admission turbine est régulée à pression constante (courbe grise).



Figure 7-14: Données de fonctionnement (débit vapeur, production électrique, DNI) de la centrale TSE 1 pour une belle journée d'ensoleillement (11 mai 2012), extrait de [8]



Figure 7-15 : Données de fonctionnement (températures et pressions) de la centrale TSE 1 pour une belle journée d'ensoleillement (11 mai 2012), extrait de [8]

7.2.2.2. Cas de la centrale LFR Puerto Errado 2

Les centrales linéaires de Fresnel diffèrent des centrales cylindro-paraboliques sur un point important : l'irradiation incidente sur le récepteur peut être régulée en variant la surface de miroirs focalisés. La figure ci-dessous propose une vue agrandie de la figure 28 du chapitre 3 (montrant l'évolution de grandeurs mesurées dans la centrale PE2). On voit que pour les valeurs hautes du DNI (courbe orange), la surface focalisée (courbe verte) est régulée à la baisse pour ne pas dépasser le niveau de pression (courbe bleue) à 55 bars. La surface focalisée tourne autour de 90% pour assurer la génération de vapeur et la pression nominale, ce qui permet de refocaliser à 100% pour maintenir ces grandeurs lors de certaines chutes d'ensoleillement. On voit que la surface est même régulée finement, et on peut supposer des ajustements ligne par ligne pour la focalisation.



Figure 7-16 : Données de fonctionnement de la centrale PE 2 pour une journée de bel ensoleillement, extrait de [9]

La figure ci-dessous montre les mêmes données de fonctionnement pour une journée à l'irradiation fortement perturbée.



Figure 7-17: Données de fonctionnements de la centrale PE 2 pour une journée au DNI fortement perturbé : DNI (orange), pression de vapeur à l'admission turbine (bleu), surface focalisée (vert), puissance électrique produite (rouge), extrait de [9]



Figure 7-18 : Agrandissement de l'évolution de la surface focalisée et de la pression vapeur lors de la dernière perturbation importante de la journée montrée ci-dessus. [9]

La figure 18 montre de façon agrandie l'ajustement de la surface focalisée au moment de la dernière perturbation. On y voit notamment que la pression dépasse la consigne de 55 bars, et que ce dépassement est consécutif à une reprise rapide de l'irradiation suite à une perturbation. L'ajustement de la surface focalisée ne peut se faire qu'en direct avec la mesure, et c'est dans cette situation qu'une méthode de prévision à court terme de l'ensoleillement aurait un potentiel intérêt pour cette régulation. Il serait effectivement intéressant d'évaluer l'effet de l'ajustement prévisionnel de la surface à la baisse, pour pallier à la reprise prévue de l'ensoleillement.

7.3. Perspectives d'intégration de prévision d'ensoleillement à court terme

7.3.1. Un bref état de l'art

La prévision d'ensoleillement est étudiée depuis de nombreuses années par diverses équipes de recherche et de sociétés spécialisées. Comme pour les autres moyens de production électrique basés sur une source d'énergie intermittente (par exemple l'éolien), les centrales solaires ont un intérêt évident à pouvoir quantifier à l'avance la ressource dont elles vont disposer pour leur fonctionnement. Cet intérêt concerne tout autant le réseau électrique, car un déséquilibre entre la demande et la production électrique est dommageable pour le réseau. Le cas de l'Espagne est particulièrement intéressant, car c'est le pays où la proportion d'électricité produite provenant du CSP est la plus forte (environ 2% annuellement [10]). Il y a deux marchés pour la production d'électricité : le marché du jour et le marché du jour pour le lendemain. La participation au deuxième type impose d'annoncer la veille la production prévue, heure par heure, pour le lendemain. On comprend alors la nécessite de disposer d'outils de prévision d'ensoleillement, que ce soit à court ou à long terme. L'étude de Kraas et al. [11], en se basant sur le marché espagnol et sur les données d'une centrale cylindro-parabolique représentative du parc national, démontre notamment l'utilité d'avoir une prévision la plus performante possible pour réduire les pénalités financière dues à l'écart entre la production annoncée et réalisée.

Dans la suite de ce chapitre, on considèrera que la notion de « court terme » pour la prévision de l'ensoleillement s'applique à un horizon temporel situé entre quelques minutes et quelques heures dans le futur. Les prévisions à J+1 ne sont donc pas considérées ici comme du court terme, mais du long terme.

Concernant les centrales CSP, qu'elles utilisent la génération directe de vapeur ou des technologies plus matures comme l'huile synthétique, la prévision d'ensoleillement concerne évidemment le rayonnement normal direct (DNI). Celui-ci peut être affecté par temps clair à cause de la turbidité de l'atmosphère (présence d'aérosols) et par temps perturbé à cause de passages nuageux.

A ce jour, la recherche est nettement plus avancée pour la prévision du rayonnement horizontal global (GHI en anglais, pour *Global Horizontal Irradiance*). La prévision du GHI à long terme provient généralement des méthodes de prévision numérique du temps (NWP en Anglais, pour *Numerical Weather Prediction*). Ces méthodes appartiennent au domaine de la météorologie et sont basées sur la résolution des équations modélisant le comportement de l'atmosphère. Certains modèles NWP incluent le calcul du GHI, et sont relativement précis pour des conditions de ciel clair avec une faible turbidité atmosphérique [11]. A partir des données de GHI, les données de DNI sont ensuite calculées par des méthodes statistiques probabilistes (MOS en Anglais, pour Model Output Statistics). Le principe des méthodes MOS est d'utiliser des séries de mesures réelles du DNI et de les corréler aux prévisions du GHI par des régressions linéaires multiples. La prévision du DNI est donc faite indirectement à partir

des prévisions du GHI. La raison à cela est que les deux phénomènes qui affectent le rayonnement direct (turbidité de l'atmosphère et passages nuageux) affectent beaucoup plus le DNI que le GHI. Des études ont montré par exemple que la présence d'aérosols pouvait réduire le DNI de 30% à 100% (en fonction de la concentration d'aérosols) mais affectait le GHI d'environ seulement 10% [12]. Il n'est donc pas possible d'appliquer directement les résultats des méthodes NWP pour le calcul du GHI au calcul du DNI.

En dessous de 5h d'horizon temporel, on parle de prévision à court terme. Le rapport de Keissl de l'université de Californie [13] suggère d'utiliser les méthodes de détection de nuages par images satellite pour un horizon de prédiction entre 1 heure et 5 heures. En dessous d'une heure, il est conseillé d'utiliser des méthodes d'observation du ciel depuis le sol pour détecter les mouvements de nuages. Ces méthodes consistent généralement en l'emploi de caméras hémisphérique pointées vers le ciel et qui utilisent des algorithmes de traitement de détection de la couverture nuageuse. Des équipes françaises (entre autres) travaillent actuellement sur ces méthodes de prévision : on peut notamment citer la jeune société SteadySun [14], issue du CEA-INES, ou le laboratoire CNRS-PROMES [15]. Pour un horizon temporel de prédiction inférieur à 10 minutes, l'état de l'art réalisé dans l'étude de Law et al. [12] relève la bonne efficacité des méthodes de prévision par persistance si le ciel est clair. La prévision par persistance consiste à simplement supposer que l'ensoleillement prévu sera le même que celui observé à l'instant actuel. Pour le même horizon temporel mais avec un ciel nuageux, l'étude de Law suggère d'utiliser les méthodes à caméras hémisphériques.

7.3.2. La prévision et la régulation

On propose de conceptualiser la gestion d'une centrale en différents niveaux d'action, schématisés par la figure suivante :



Figure 7-19 : Proposition de classification des niveaux d'actions sur une centrale CSP à génération directe de vapeur, et type de prévision d'ensoleillement adaptée.

Le niveau « fonctionnement » concerne la façon dont la centrale a été conçue. Le dimensionnement du stockage thermique et de la turbine est en effet adapté au rôle de production électrique choisi pour la

centrale. On peut se baser sur les quatre centrales fictives conceptualisées par le rapport 2010 de l'IEA sur le CSP [16] :

- Si on souhaite une production de base 24h/24h, le stockage thermique a une grande capacité pour produire au-delà des heures où le DNI permet le fonctionnement du champ solaire. La turbine est par contre de faible puissance ;
- Pour une production de semi-base, durant les heures centrales de la journée, le stockage est de petite taille et la turbine de puissance moyenne ;
- La production en semi-base retardée, durant l'après-midi et le soir, nécessite également une turbine de moyenne puissance, et un stockage thermique de taille moyenne ;
- Enfin, la production de pointe nécessite un stockage thermique de grande taille et une turbine de forte puissance

Une centrale est donc dimensionnée selon le rôle que l'on souhaite lui donner, et la connaissance de l'ensoleillement dans la zone est donc indispensable, mais on utilise des bases de données météorologiques de périodes passées. Une prévision du jour pour le lendemain peut par contre être utilisée pour établir le planning d'engagement de la centrale. En effet, on peut considérer que si une prévision fiable indique un ensoleillement direct trop faible pour le lendemain, la centrale ne sera pas démarrée.

Le niveau « pilotage » de la centrale concerne son opération globale journalière, lorsqu'elle est engagée. Une prévision entre 5h et 1h d'horizon peut servir à déterminer les phases d'arrêt de la centrale, si une perturbation du DNI trop longue et trop importante est détectée. Dans certains cas de figure, par exemple si la longue perturbation détectée intervient en fin de journée, on peut également imaginer que la prévision serve à anticiper le démarrage du stockage thermique.

Le troisième niveau d'opération de la centrale est celui de la régulation. Il s'agit des méthodes présentées dans le chapitre 3 de ce manuscrit, et dont certaines sont inclues dans les travaux de modélisation présentés dans les chapitre 5 et 6. Le but de la régulation est d'assurer le fonctionnement de la génération de vapeur et de maintenir celle-ci dans des conditions acceptables pour la turbine. Il n'existe pas à notre connaissance de centrale commerciale CSP ou de prototype utilisant la prévision du DNI à court terme pour la régulation du champ solaire.

7.3.2.1. Maintien de la génération de vapeur pendant une perturbation d'ensoleillement

Durant le fonctionnement nominal, une chute du DNI a tendance à faire baisser le débit de vapeur produite. On peut prendre l'exemple de la centrale cylindro-parabolique TSE-1, dont une journée de fonctionnement est présentée sur la Figure 7-14. On voit que la perturbation observée entre 16h et 16h20 fait chuter le DNI d'environ 80%, et que le débit vapeur est réduit environ de moitié durant cette période. On voit en revanche sur la Figure 7-15 que la pression à l'admission de la turbine est maintenue quasiment à son niveau nominal grâce à une régulation de la vanne d'admission. La turbine peut donc continuer d'être opérée, si on considère qu'elle peut l'être tant que la pression est supérieure à 20% de la valeur nominale, et que le débit est au-dessus de la valeur minimale. Cette centrale n'a à notre connaissance pas de stockage de vapeur saturée, on ne peut donc pas compenser une perte de débit ou de pression trop importante en déstockant de la vapeur ou en créant par flash. Dans cette situation, de la prévision d'ensoleillement à court terme permettrait de savoir si la perturbation va nécessiter l'arrêt ou non de la turbine.

La centrale Puerto Errado 2 dispose d'un stockage de vapeur saturée d'environ 30 minutes. On peut donc supposer (sans que cela soit ne soit toutefois confirmé dans des publications) que ce stockage est utilisé pour maintenir un certain niveau de débit et de pression vapeur lors d'une forte chute de DNI. Une prévision à court terme de la valeur du DNI permettrait dans ce cas d'anticiper le déstockage pour optimiser le maintien des conditions de la vapeur. Il faudrait évidemment évaluer l'apport réel de la prévision par rapport à la régulation classique, mais cela nécessiterait d'avoir des données de fonctionnement de la régulation réelle de ces centrales, ou bien mener des études par simulation et en faisant un grand nombre d'hypothèses.

Ainsi que mentionné dans la section 7.2.2.2 et dans le chapitre 3, le contrôle de la pression admise en turbine se fait également par la régulation de la surface focalisée. La Figure 7-18 montre que la reprise de l'ensoleillement après la perturbation vers 17h30 mène à un dépassement de la consigne de pression. Il serait intéressant d'étudier l'impact d'un déphasage en amont de l'ajustement de la surface à la baisse, par rapport à la reprise de l'ensoleillement. La durée de la vie de la turbine pourrait en effet être augmentée si les dépassements comme celui de la figure citée étaient limités par une régulation plus efficace de la pression.

7.3.2.2. Maintien de la température de vapeur lors d'une perturbation de l'ensoleillement

La régulation à court terme pourrait aussi potentiellement être appliquée à la régulation de la température de vapeur en sortie de surchauffeur. Comme expliqué dans plusieurs chapitres de ce manuscrit, la régulation inclue généralement une injection de désurchauffe pour contrôler la température. Selon le dimensionnement de cette désurchauffe, la baisse du débit injecté permet de maintenir la température lors d'une baisse du DNI. La figure ci-dessous schématise l'évolution de température dans le champ solaire. La courbe bleue représente l'évolution en condition nominale.



Figure 7-20 : Evolution de la température dans le champ solaire en condition nominale (bleu), et pour des conditions à ensoleillement réduit (rouge et violet)

On voit que la configuration supposée ici inclue deux injections de désurchauffe pour atteindre une température nominale de sortie T_{sortie} (point 1). La courbe rouge représente une condition de fonctionnement avec un DNI réduit, mais où la température nominale est tout de même atteinte sans désurchauffe (point 2). La courbe violette représente un état de fonctionnement où le DNI a chuté trop fortement pour maintenir en température (point 2'). Intégrer de la prévision d'ensoleillement à court terme dans une centrale avec cette configuration permettrait d'évaluer si la perturbation à venir donnera des conditions de fonctionnement du type 2 ou du type 2' (ou des situations intermédiaires).

On peut également imaginer une utilisation active de la prévision pour la régulation de la température. En partant de l'exemple de la régulation de type « feedforward » proposée dans notre modèle de champ solaire du chapitre 5, on peut inclure la prévision du DNI dans la boucle de régulation pour calculer la valeur du débit injecté. La figure ci-dessous montre le schéma de régulation proposé :



Figure 7-21 : Schéma de régulation potentielle de la température de surchauffe incluant de la prévision d'ensoleillement.

L'idée est d'utiliser à la fois la mesure du rayonnement incident et sa prévision pour le calcul du débit d'injection. Le contrôleur de la partie prévision corrigerait la consigne de débit donnée par le contrôleur feedforward, en tenant compte de la baisse ou de la hausse d'ensoleillement prévue, et du temps de parcours de la vapeur dans le surchauffeur.

7.4. Conclusions sur l'opération des champs solaires DSG et la prévision d'ensoleillement

Dans ce chapitre, nous avons donc proposé une description des opérations types de centrale solaire DSG, en se basant sur l'expérience de certaines centrales en fonctionnement et sur quelques publications de la littérature. A partir de ces opérations, et des connaissances plus précises sur les méthodes de régulation décrites et/ou simulées dans les chapitres précédents, nous avons pu proposer quelques pistes pour l'ajout de prévision d'ensoleillement dans le pilotage et la régulation. Ces études ont été réalisées à la fin du travail de thèse, et le temps nous aura malheureusement manqué pour mettre en œuvre où

approfondir ces pistes. Ces dernières constituent néanmoins une bonne base pour la reprise de ces travaux dans le futur.

7.5. Références

- [1] D. Laing, C. Bahl, T. Bauer, and D. Lehmann, "Thermal energy storage for direct steam generation," *Sol. Energy*, vol. 85, no. 4, pp. 627–633, 2011.
- [2] J. Birnbaum, M. Eck, M. Fichtner, T. Hirsch, D. Lehmann, and G. Zimmermann, "A Direct Steam Generation Solar Power Plant with Integrated Thermal Storage," J. Sol. Energy Eng., vol. 132, 2010.
- [3] "http://www.alsolen-alcen.com/fr/alsolen-sup.".
- [4] T. Hirsch, "Simulation of the Start-Up Procedure of a Parabolic Trough Collector Field with Direct Solar Steam Generation."
- [5] H. Schenk, J. Dersch, T. Hirsch, and T. Polklas, "Transient Simulation of the Power Block in a Parabolic Trough Power Plant," in *Proceedings of the 2015 International Modelica Conference*, 2015.
- [6] M. Topel, R. Guédez, and B. Laumert, "Impact of increasing steam turbine flexibility on the annual performance of a direct steam generation tower power plant," in *Energy Procedia*, 2015, vol. 69, no. 0, pp. 1171–1180.
- [7] J. Spelling, M. Jocker, and A. Martin, "Annual performance improvement for solar steam turbines through the use of temperature-maintaining modifications," *Sol. Energy*, vol. 86, pp. 496–504, 2012.
- [8] D. Krüger, J. Krüger, Y. Pandian, B. O. Connell, J. F. Feldhoff, S. Hempel, K. Muniasamy, T. Hirsch, M. Eickhoff, and K. Hennecke, "Experiences with Direct Steam Generation at the Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant," in *SolarPACES2012*, 2012.
- [9] M. Mertins, E. Link, M. Tscheche, and H. Leuckel, "Experiences of Operation of a 30 MW Solarthermal Power Station Based on Fresnel Collector Technology," in *SolarPACES2012*, 2012.
- [10] OECD/IEA, "Technology Roadmap Concentrating Solar Thermal Electricity," 2014.
- [11] B. Kraas, M. Schroedter-homscheidt, and R. Madlener, "Economic merits of a state-of-the-art concentrating solar power forecasting system for participation in the Spanish electricity market," *Sol. Energy*, vol. 93, pp. 244–255, 2013.

- [12] E. W. Law, A. A. Prasad, M. Kay, and R. A. Taylor, "Direct normal irradiance forecasting and its application to concentrated solar thermal output forecasting – A review," *Sol. Energy*, vol. 108, pp. 287–307, 2014.
- [13] J. Kleissl, "Current state of the art in solar forecasting. California Renewable Energy Forecasting, Resource Data and Mapping, University of California," 2010.
- [14] "http://steady-sun.com/fr/.".
- [15] R. Chauvin, J. Nou, A. Traoré, S. Thil, and S. Grieu, "Cloud Cover Estimation Using Ground-Based Camera Images," *Energy Procedia*, vol. 00, 2013.
- [16] OECD/IEA, "Technology Roadmap Concentrating Solar Power," 2010.

8. Conclusions générales et perspectives

Dans ce travail de thèse, nous nous sommes intéressés à la génération directe de vapeur dans les centrales à concentration linéaire.

Dans un premier temps, nous avons réalisé une description de cette technologie, en analysant les différentes architectures avec lesquelles elle est mise en œuvre, ainsi que les problématiques associées à la caractéristique principale de la DSG : l'écoulement diphasique dans les tubes absorbeurs. Nous avons ensuite réalisé une analyse de l'état de l'art des méthodes de régulation proposées ou mises en œuvre pour les prototypes et centrales linéaires utilisant la génération directe de vapeur. Nous avons vu que l'essentiel des méthodes de la littérature, que ce soit pour application concrète à la régulation de l'installation expérimentale DISS ou des études théoriques ou numériques, utilisent des boucles de régulations basées sur des mesures feedback et des contrôleurs PI. Certaines études proposent également des méthodes plus avancées, comme pour le contrôle du niveau des ballons séparateurs. Concernant les centrales commerciales en opération, les méthodes utilisées ne sont décrites que dans les grandes lignes, sans que les schémas précis de régulation ou les méthodes de réglage ne soient détaillés. Ce travail d'analyse des méthodes de régulation a fait l'objet d'une publication dans la revue *Renewable & Sustainable Energy Reviews*.

La deuxième partie du travail a consisté en la réalisation de modèles de champs solaires à réflecteurs linéaires de Fresnel, incluant la réalisation de deux modèles optiques de récepteurs. Un travail relativement important de dimensionnement d'un champ solaire « fictif » a été mené, car nous n'avons pas eu à notre disposition de données expérimentales et par conséquent pas d'installation réelle à simuler. Nous avons mené des études dynamiques sur une version non régulée de ce champ solaire, en comparant certains résultats à une étude numérique de collecteurs cylindro-paraboliques. Les simulations ont pu montrer une bonne concordance de notre modèle avec ces résultats, et une plus grande inertie thermique des récepteurs Fresnel modélisés. Un système de régulation a été proposé pour le premier champ solaire, et son fonctionnement a été testé en simulant une perturbation d'ensoleillement importante. Les méthodes utilisées pour calculer les paramètres des régulateurs ont été détaillées, bien que le réglage optimal final ai été fait manuellement. Il a été observé que les perturbations simulées sur le champ mènent à des variations de température en sortie de surchauffeur trop importantes pour l'alimentation continue d'une turbine. Une méthode plus complexe a alors été proposée, et le résultat montre que les perspectives sont intéressantes. Le système de régulation proposé pour le deuxième champ solaire modélisé est similaire à celui utilisé dans la boucle DISS originale. La simulation d'une journée typique de fonctionnement sans perturbations a montré son bon fonctionnement. La perspective immédiate d'utilisation future de ce modèle serait de tester la régulation proposée lors de journées à l'ensoleillement plus perturbées.

Le modèle le plus abouti de récepteur de Fresnel offre des perspectives d'évolutions intéressantes, et pourra être utilisé pour simuler une installation réelle. La modélisation du rendement pourra notamment être améliorée, lorsque des données expérimentales seront disponibles. Il sera en effet envisageable de mettre au point une procédure expérimentale par laquelle on mesure le flux absorbé par l'écoulement au moyen de mesures et bilans thermiques, et le flux reçu à la fenêtre des récepteurs, afin de calculer le rendement pour différentes conditions de fonctionnement. Ajouté aux autres données expérimentales, le modèle pourra alors être recalé et sera utilisable pour simuler des stratégies de régulation plus complexes que celles simulées ici.

Une autre grande partie de ce travail de thèse a été la modélisation de la boucle expérimentale DISS. Dans le cadre de la collaboration entre le CEA et le centre de recherche espagnol CIEMAT sur un projet européen, des tâches communes de modélisation de champs solaires cylindro-paraboliques DSG ont été définies. Cette collaboration nous a permis de récupérer auprès de nos collègues espagnols des données expérimentales du prototype DISS sous la forme de deux séries de mesures représentant deux journées complètes d'opération de l'installation. Certaines mesures ont été utilisées comme conditions limites de notre modèle, d'autres ont servi à comparer à nos résultats de simulation. Le modèle a également été calé en utilisant les données expérimentales, en particulier pour les pertes de charge et les rendements des collecteurs. Nous avons pu aboutir à une bonne correspondance avec les données expérimentales, mais nous avons observé une surestimation des températures, en particulier dans la zone de surchauffe. Des analyses nous ont permis de formuler des hypothèses pour expliquer cette surestimation. Une perspective immédiate dans la poursuite de ces travaux serait donc de procéder aux ajustements du modèle évoqués dans la conclusion du chapitre 6.

Du point de vue de la modélisation de la dynamique, nous avons vu que notre modèle reproduit bien le comportement de la boucle. Cette bonne correspondance permet d'envisager des études de simulations de stratégies de régulation plus complexes que celles mises en œuvre dans cette version de la boucle DISS. Le modèle pourrait notamment servir à simuler et évaluer le schéma de régulation proposé dans le dernier chapitre de la thèse, utilisant de la prévision d'ensoleillement. On utiliserait alors un signal de DNI prévisionnel, de même type qu'un signal mesuré. Il s'agit évidemment d'une situation idéale « fictive » puisque les méthodes de prédiction à court terme par observation du ciel ne fournissent pas actuellement à notre connaissance un signal aussi précis. Toutefois, l'avantage de la modélisation est que la prévision du rayonnement direct peut être envisagée sous différentes formes, en supposant différents niveaux d'efficacité.

Ce travail de thèse a permis d'apporter plusieurs éléments nouveaux dans le domaine des centrales CSP linéaires à génération directe de vapeur. Premièrement, il a permis le développement de modèles de champs solaire DSG à récepteurs de Fresnel en utilisant l'approche de modélisation orientée-objet du langage Modelica. Des modèles optiques de récepteurs Fresnel ont été développés, et ajoutés à la librairie ThermoSysPro utilisée au sein du laboratoire. Ces travaux de modélisation sont également les seuls (à notre connaissance) à utiliser cette librairie pour modéliser des champs solaires linéaires utilisant la génération directe de vapeur, que ce soit pour les modèles Fresnel ou cylindro-paraboliques. De plus, avec ce travail, le laboratoire LSHT dispose désormais d'un modèle de la boucle DISS, pouvant être utilisé notamment pour l'étude de stratégies de régulation complexes. Les modèles de champs solaires DSG utilisant des récepteurs de Fresnel pourront également être utilisés, en les appliquant notamment à la modélisation du prototype expérimental AlsolenSup actuellement en construction. Ce travail a aussi permis une analyse assez exhaustive de l'état de l'art concernant la régulation des champs solaires linéaires DSG, qui a été publiée dans un article de la revue *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. Enfin, le travail a également permis de proposer quelques pistes pour l'utilisation future de prévision d'ensoleillement à court terme dans les stratégies de régulation.

9. Annexes

Annexe A : Synthèse des prototypes et centrales commerciales utilisant la génération directe de vapeur et des réflecteurs linéaires de Fresnel

Installation	Conception	Usage	Puissance	Dates	Caractéristiques
Puerto Errado I (Espagne)	Novatec Solar	Commercial	1.4 MWe	Démarrage en 2009	Première centrale LFR commerciale ; Génération de vapeur saturée en fonctionnement nominal
Puerto Errado II (Espagne)	Novatec Solar	Commercial	30 MWe	Démarrage en 2012	Evolution en taille de Puerto Errado I
Lidell (Australie)	Ausra (Areva Solar) Novatec Solar	Commercial	18 MWth / 2000 MWe	Démarrage du l ^{er} champ solaire en 2004	Ajout de vapeur saturée au circuit vapeur de la centrale à charbon de Lidell ; 9 MWth par Ausra (Areva Solar) – CLFR ; 9 MWth par Novatec Solar
Dhursar (Inde)	Areva Solar	Commercial	100 MWe	Démarrage fin 2014	Technologie CLFR
Kogan Creek (Australie)	Areva Solar	Commercial	44 MWth	Démarrage en 2013	Injection de vapeur surchauffée dans le circuit vapeur pour le réchauffement dans l'étage intermédiaire de la turbine ; Technologie CLFR
Alba Nova 1 (Corse)	Solar Euromed	Commercial	12 MWe		Vapeur surchauffée ; Première centrale LFR commerciale en France ; Evolution du démonstrateur Augustin Fresnel 1
Llo (France)	CNIM	Commercial	9 MWe		Vapeur saturée ; Evolution du prototype de la Seyne Sur Mer
Prototype de La Seyne sur Mer (France)	CNIM	Démonstration / R&D	n.c	Démarrage en 2010	Vapeur saturée
Augustin Fresnel 1 (France)	Solar Euromed	Démonstration / R&D	0.25 MWe	Démarrage en 2012	Vapeur saturée
KGDS (Inde)	KGDS Renewable Energy	Démonstration / R&D	n.c	n.c	Production de vapeur saturée et de vapeur surchauffée
Kimberlina STPP (USA)	Ausra (Areva Solar)	Démonstration / R&D	5 MWe	Démarrage en 2008	Première centrale LFR aux Etats- Unis ; Technologie CLFR
Sundt Solar Boost (USA)	Areva Solar	Commercial / R&D	5 MWe/186MWe	Démarrage en 2013	Appoint thermique à la centrale thermique de Tucson (Arizona); Vapeur surchauffée, technologie CLFR
Himin Solar Fresnel Demo Plant (Chine)	Himin Solar	Démonstration / R&D	2.5 MWe		
Huaneng Sanya (Chine)	China Huaneng Group	Démonstration / R&D			Appoint thermique, centrale ISCC
Alsolen Sup	Alsolen/CEA Liten (INES)	Démonstration / R&D	1 MWth	Démarrage en 2016	Vapeur surchauffée
Fresdemo (Espagne, PSA)	DLR / SPG	Démonstration / R&D	Selon usage	Programme Fresdemo 2006-2008	Installation modulable, utilisation en mode préchauffe, évaporation ou surchauffe. Connexion à la boucle DISS

National	n.c	R&D		Démarrage	
Thermal				en 2012	
Power Plant					
(Inde)					
BB Energy	BB Energy	R&D	0.15 MWth	Démarrage	
Eskom 150				en 2013	
kW (Afrique					
du Sud)					

Résumé

Modélisation dynamique et régulation des centrales solaires thermodynamiques linéaires à génération directe de vapeur

Les Centrales Solaires Thermodynamiques à génération directe de vapeur utilisent la concentration optique du rayonnement solaire direct pour produire de la vapeur d'eau à haute pression et haute température. La vapeur d'eau est ensuite utilisée directement comme fluide de travail d'un cycle thermodynamique type Rankine, pour la propulsion d'un couple turbine-génératrice et assurer ainsi une production électrique. La conjonction de la variabilité naturelle de l'ensoleillement, qu'elle soit lente et déterministe (cycle jour/nuit, cycle saisonnier, dégradation des performances optiques), ou rapide et non déterministe (passages nuageux), et de la présence d'un écoulement diphasique eau/vapeur dans les tubes horizontaux, provoque un comportement fortement dynamique du système de génération de vapeur. Par ailleurs, les turbines à vapeur étant très sensibles aux fluctuations de la température d'admission de vapeur, il convient donc de réguler le plus efficacement possible la production de vapeur. Les temps de séjour de fluide dans les champs solaires linéaires pouvant être relativement long, les stratégies de contrôle conventionnelles se révèlent moins adaptées et peu efficaces. L'objectif de ce travail est d'étudier, par la réalisation de modèles et de leur utilisation en simulation, le fonctionnement dynamique du système de génération de vapeur. Des modèles dynamiques de centrales linéaires de Fresnel et Cylindro-parabolique sont réalisés, et des données expérimentales issues d'un prototype cylindroparabolique sont utilisées pour la validation. Les modèles permettent ensuite l'étude de stratégies de régulation, permettant un contrôle de la vapeur sortant du champ solaire soumis à des transitoires. L'étude de l'utilisation de méthodes de prédiction de l'ensoleillement direct à court terme est abordée à la fin de ce travail, afin d'évaluer la possibilité d'intégrer ces méthodes dans les stratégies de régulation.

Mots-clés : Solaire thermodynamique à concentration linéaire, Génération directe de vapeur, Modélisation, Régulation

Abstract

Dynamic modeling and control of line-focus concentrated solar plants using direct steam generation

Direct steam generation concentrated solar power plants use the optical concentration of solar direct irradiation to generate high pressure and high temperature steam in the absorber tubes. Steam is used as the working fluid of a Rankine-type thermodynamic cycle for the propelling of a steam turbine and an electric generator. The conjunction of the natural transient condition of solar irradiation and the presence of a two-phase flow inside the absorber tubes leads to a strong dynamic behavior of the steam generation system. Moreover, steam turbines being very sensitive to inlet temperature transients, the control of steam generation has to be achieved with the best possible efficiency. Because of the large time constants of the flow in the solar field (among other reasons), basic control strategies are poorly efficient and not well suited. The aim of this thesis work is the study, through modeling and simulation, of the dynamic behavior of the steam generation system. Dynamic modeling of linear Fresnel and parabolic-trough solar plants is carried out, and experimental data from a parabolic-trough prototype are used for validation. The models are used for the study of advanced control strategies, for a better control of steam conditions at the solar field outlet, under irradiation transients. Short-term irradiation prediction methods are evaluated for a use in the control strategies.

Keywords : Line-focus CSP, Direct Steam Generation, Modeling, Control system