THÈSE

UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR

École doctorale ED 211

Présentée et soutenue le 25/10/2018

par **Kévin ATTONATY**

pour obtenir le grade de docteur
de l'Université de Pau et des Pays de l'Adour
Spécialité : Energétique

STOCKAGE D'ELECTRICITE ASSOCIANT UN CYCLE THERMODYNAMIQUE A HAUT RENDEMENT AVEC UN STOCKAGE THERMIQUE A HAUTE TEMPERATURE

MEMBRES DU JURY

RAPPORTEURS

• M. Vincent LEMORT	Professeur, Laboratoire de Thermodynamique - Université de Liège
• M. Régis OLIVES	Maître de Conférences HDR, PROMES - Université de Perpignan via Domitia

EXAMINATEURS

• Mme Lingai LUO	Directeur de Recherche, LTeN - Université de Nantes
• M. Assaad ZOUGHAIB	Professeur, CES - MINES ParisTech (Président du jury)

DIRECTEURS

• M. Pascal STOUFFS	Professeur, LaTEP - Université de Pau et des Pays de l'Adour, Directeur de thèse
• M. Jean ORIOL	Docteur, CEA/CTREG, Encadrant
• M. Jérôme POUVREAU	Docteur, CEA/LITEN, Encadrant
• M. Alexandre DEYDIER	Docteur, Bertin Technologies, Encadrant

UNIVERSITÉ DE PAU ET DES PAYS DE L'ADOUR

Remerciements

Avant toute chose, je souhaite remercier ici toutes les personnes qui ont contribué à faire de ce parcours de thèse une expérience enrichissante et plaisante à parcourir, sur les plans scientifique, professionnel et personnel.

Je remercie en premier lieu les membres de mon jury de thèse, qui ont posé leur regard critique sur ces trois années de travail. Merci à Assaad Zoughaib d'avoir présidé ce jury. Merci à Lingai Luo d'avoir examiné cette thèse. Merci enfin à Vincent Lemort et Régis Olivès, qui en tant que rapporteurs ont réalisé une analyse méticuleuse de mon mémoire et ont apporté d'intéressants regards complémentaires sur ce travail.

Je souhaiterais également remercier ceux qui ont permis l'aboutissement de ce travail par leur encadrement durant ces trois années. Merci à Pascal Stouffs, mon directeur de thèse, pour sa disponibilité et son aiguillage scientifique qui m'ont permis de mener à bien ce projet. Nos échanges m'ont souvent permis de prendre les bonnes décisions dans les périodes de doute. Merci également à Jérôme Pouvreau, qui m'a encadré depuis Grenoble. L'efficacité de notre collaboration n'était pas gagnée d'avance étant donné la distance, mais tu t'es toujours montré disponible et nos échanges réguliers ont eu un impact déterminant sur la réussite de cette thèse. Merci donc pour ta générosité, ta rigueur et ton savoir-faire qui m'ont permis de me sortir des moments difficiles, et ce jusqu'au bout de cette expérience. Merci également à Jean Oriol, qui m'a encadré au quotidien à Bordeaux durant ces trois ans. Ta contribution à ce travail, que tu sous-estimes certainement, a été essentielle. Durant ces trois années de vie professionnelle, j'ai énormément appris à tes côtés (au sens figuratif et littéral, puisque l'on partageait le même bureau).

Enfin, je tenais également à remercier la société Babcock Wanson, partenaire industriel de la thèse, à l'origine du projet EMR'Stock, sans qui rien de tout cela n'aurait été possible. Merci donc à Alexandre Deydier, dernier membre du quatuor d'encadrement de la thèse. Au-delà des aspects industriels, ta compréhension des enjeux scientifiques et ta culture générale dans le domaine de l'énergie ont largement contribué à la richesse de cette aventure. Merci également à Yves Le Bec pour son regard bienveillant sur ces travaux à l'occasion de nos points d'avancement réguliers.

Je me devais de terminer cette section consacrée à l'encadrement en remerciant également Arnaud Bruch, qui m'a encadré durant les premiers mois de la thèse et m'a permis de la placer sur de bons rails. Merci aussi à Antoine Fournier, notre collaboration fut brève mais ta rigueur et ton enthousiasme auront sans aucun doute influencé ce travail.

Merci à Serge Rimlinger puis à Romain Devrue de m'avoir accueilli au sein du CEA Tech en Nouvelle-Aquitaine pour réaliser ces travaux. Merci également à l'équipe pour tous les bons

moments passés, sur le site pessacais et en dehors : Xavier, Julie, Jéremy, Olivier (x2), Maher, Gunay, Yann, Raphael, Sandrine, Serena, Matthieu, Léandro, Julien, Maxime, Benoit, Sophie, Alicia, Coline, Géry, Cédric…

Ce travail n'aurait pas pu être ce qu'il est sans la participation des équipes Grenobloises du CEA. Je n'ai pas pu apprendre à tous vous connaître autant que je l'aurais voulu en raison de l'éloignement géographique, mais mes venues à Grenoble ont toujours été fructueuses. Merci en particulier à Jean-François Fourmigué, qui a suivi mon travail et m'a fait bénéficier de son expertise. Je voulais également remercier pour leur soutien et nos échanges appréciables Raphaël Couturier, Sylvie Rougé, Pierre Garcia, Nicolas Tauveron, Fabrice Bentivoglio, Pierre Dumoulin, Sébastien Vesin, Roland Bavière, Philippe Marty… Mes excuses à ceux que j'ai certainement oubliés.

Merci également aux doctorants que j'ai croisés, que ce soit à Grenoble, Bordeaux ou Pau, et qui m'ont toujours bien accueilli lors de mes visites. Merci en particulier à Thibaut Esence, qui par sa disponibilité et la qualité de son travail m'aura fait gagner un temps précieux. Merci également à Clément Beust, Grégoire Bellenot, Franck Mastrippolito, Laura Guimard, Sophie Molina, Max Ndame et les autres.

Merci enfin à ma famille, ainsi qu'à mes amis et mes proches, qui m'ont soutenu dans ce projet ou m'ont tout simplement permis de me changer les idées dans ce parcours de longue haleine.

Table des matières

Remerciements ..... **III**
Table des matières ..... **V**
Nomenclature ..... **IX**
Introduction générale **1**
Chapitre I. Stockage massif d'électricité basé sur le stockage thermique **5**
I.1 Etat de l'art des solutions de stockage d'électricité 6
I.2 Le stockage thermique 8
I.2.1 Stockage thermique sensible *8*
I.2.2 Stockage thermique latent *11*
I.2.3 Stockage thermochimique *12*
I.2.4 Solution retenue : stockage sensible gaz/solide *12*
I.3 Caractéristiques du stockage sensible régénératif gaz/solide 14
I.3.1 Revue d'installations expérimentales *14*
I.3.2 Configuration du stockage régénératif gaz/solide *22*
I.3.3 Matériau constitutif de la matrice solide *30*
I.3.4 Conclusions sur le stockage régénératif gaz/solide *36*
I.4 Cycle thermodynamique de valorisation de la chaleur stockée 37
I.4.1 Cycles à vapeur *37*
I.4.2 Cycles gaz à combustion *39*
I.4.3 Cycles combinés *43*
I.4.4 Conclusions sur le choix du cycle thermodynamique de restitution électrique *48*
I.5 Couplage d'un cycle thermodynamique avec des modules de stockage régénératif gaz/solide 50
I.5.1 Stockage régénératif gaz/solide à destination de cycles à vapeur *51*
I.5.2 Stockage régénératif gaz/solide à destination de cycles gaz *54*
I.5.3 Conclusions sur l'intégration d'un stockage régénératif gaz/solide dans un cycle thermodynamique *58*
I.6 Stratégie de réponse aux problématiques soulevées par l'étude bibliographique 60
I.7 Conclusions du chapitre I 62

Chapitre II. Modélisation des composants du système 63

II.1 Architecture détaillée du système 64

II.2 Composants du cycle gaz 65

II.2.1 Compresseur 65

II.2.2 Chambre de combustion 66

II.2.3 Turbine à gaz 68

II.3 Composants du cycle vapeur 71

II.3.1 Pompes 72

II.3.2 Dégazeur thermique 72

II.3.3 Turbine à vapeur 74

II.3.4 Condenseur 75

II.4 Chaudière de récupération 75

II.4.1 Modèle général des échangeurs 76

II.4.2 Economiseur 76

II.4.3 Evaporateur 77

II.4.4 Surchauffeur 77

II.4.5 Pertes de charge à la chaudière de récupération 78

II.4.6 Chaudière de récupération à deux niveaux de pression 78

II.5 Prise en compte des rendements mécanique et électrique 80

II.6 Validation du modèle de cycle combiné 80

II.7 Comportement off-design des turbomachines 82

II.7.1 Aspects théoriques et courbes de performance 82

II.7.2 Règle du cône de Stodola 83

II.7.3 Cas particulier du compresseur 86

II.7.4 Conclusions sur le comportement off-design des turbomachines 86

II.8 Boucle de charge 87

II.8.1 Réchauffeur électrique 87

II.8.2 Ventilateurs 87

II.9 Stockage sensible régénératif gaz/solide 88

II.9.1 Modèle 1D à deux équations de type « Schumann » 89

II.9.2 Paramètres d'un module de stockage représentatif 90

II.9.3 Propriétés des fluides et des matériaux 91

II.9.4 Coefficient α de transfert convectif fluide/solide 91

II.9.5 Conductivités effectives 95
II.9.6 Echanges thermiques liés aux parois de cuve 99
II.9.7 Pertes de charge 101
II.9.8 Conclusions sur le modèle de stockage régénératif gaz/solide 103
II.10 Validation du modèle de stockage sensible régénératif gaz/solide 103
II.10.1 Expérience de Cascetta et al., 2016 104
II.10.2 Boucle CLAIRE du CEA 105
II.11 Limites de la modélisation 107
II.12 Conclusions du chapitre II 109
Chapitre III. Analyse thermodynamique 111
III.1 Analyse thermodynamique : définitions 112
III.1.1 Rendements énergétiques et bilans d'énergie 112
III.1.2 Bilans d'exergie – approche du second principe 114
III.2 Etude du système de stockage d'électricité pour 200 MWh_e injectés en charge 119
III.2.1 Principe de résolution de l'étude 119
III.2.2 Décharge en cycle gaz 123
III.2.3 Décharge en cycle combiné sans combustion 130
III.2.4 Décharge en cycle combiné avec combustion 137
III.2.5 Conclusions de l'étude 144
III.3 Analyse de sensibilité sur les paramètres du cycle combiné 145
III.4 Analyses paramétriques sur le stockage 146
III.4.1 Changement du matériau de stockage 148
III.4.2 Augmentation de la fraction de vide (porosité) 148
III.4.3 Modification du facteur de forme des cuves 149
III.4.4 Modification du diamètre des particules solides 150
III.4.5 Modification de la température admissible aux ventilateurs de charge 151
III.4.6 Définition d'un dimensionnement amélioré 152
III.4.7 Conclusions sur les études paramétriques du système 153
III.5 Discussion sur l'agencement des cuves de stockage 154
III.6 Comparaison avec d'autres technologies de stockage massif 156
III.7 Conclusions du chapitre III 157
Chapitre IV. Analyse économique 159
IV.1 Méthode et définitions 159

IV.1.1 Généralités sur l'analyse économique des cycles thermodynamiques ... 160
IV.1.2 Indicateurs de performance économique ... 160
IV.2 Méthode d'évaluation des coûts du système ... 162
IV.2.1 Investissement et coût des composants ... 162
IV.2.2 Déconstruction (ou démantèlement) du site ... 165
IV.2.3 Paramètres financiers ... 166
IV.2.4 Coûts opérationnels ... 166
IV.2.5 Frais annuels de maintenance ... 167
IV.2.6 Coût de la main d'oeuvre ... 167
IV.2.7 Taxe carbone ... 167
IV.2.8 Validation du modèle économique ... 168
IV.2.9 Conclusion sur les estimations de coût ... 171
IV.3 Etude économique du système EMR'Stock à 60 MW_e restitués ... 171
IV.3.1 Méthode de dimensionnement des systèmes à 60 MW_e restitués ... 172
IV.3.2 Cas 1 : décharge en cycle combiné sans combustion ... 174
IV.3.3 Cas 2 : décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C) ... 179
IV.3.4 Cas 3 : décharge en cycle gaz sans combustion ... 186
IV.3.5 Cas 4 : décharge en cycle gaz avec combustion (1200 °C) ... 189
IV.3.6 Discussion sur le coût de l'énergie chargée (LCOS) ... 191
IV.3.7 Conclusions de l'étude économique du système à 60 MW_e restitués ... 192
IV.4 Analyse de sensibilité sur le LCOS ... 194
IV.5 Comparaison avec d'autres technologies de stockage massif ... 195
IV.6 Conclusions du chapitre IV ... 197
Conclusions et perspectives ... 199
Liste des figures ... 205
Liste des tableaux ... 211
Annexes ... 215
Annexe A : Données de simulation des dispositifs expérimentaux ... 215
Annexe B : Paramètres de l'analyse de sensibilité du cycle combiné ... 219
Annexe C : Coût des équipements du système EMR'Stock à haute température ... 221
Références bibliographiques ... 225
Résumé/abstract ... 235

Nomenclature

Lettres	Unités	Description
a	[$m^2.m^{-3}$]	Aire interfaciale volumique
A	[m^2]	Surface
A	[-]	Constante d'Ergun, équation (100)
B	[-]	Facteur de déformation des solides, équation (91) ou constante d'Ergun, équation (100)
c	[-]	Constante des équations (57), (58), (59) ou constante de Baumann, équation (34)
c	Variable	Coût spécifique
C	[-]	Constante de l'équation (91)
C	[$]	Coût
c_p	[$J.kg^{-1}.K^{-1}$]	Capacité thermique massique à pression constante
$D_{eq,V}$	[m]	Diamètre des sphères de volume équivalent
D_l	[m]	Diamètre du lit fixe du stockage
D_{sol}	[m]	Diamètre des particules solides du stockage
e_{isol}	[m]	Epaisseur de l'isolant de la cuve de stockage
e_f	[$J.kg^{-1}$]	Energie interne spécifique du fluide
E	[J]	Energie
Ec	[J]	Energie cinétique
Ep	[J]	Energie potentielle de pesanteur
Ex	[J]	Exergie, équation (112)
Ex_D	[J]	Exergie détruite, équation (113)
f	[-]	Facteur de tortuosité de l'empilement, équation (86)
f_{con}	[-]	Facteur de construction, équation (138)
f_{dec}	[-]	Facteur de déconstruction, équation (139)
f_T	[-]	Facteur de correction lié à la température (Annexe C)
$f_{\eta p}$	[-]	Facteur de correction lié au rendement (Annexe C)
f_p	[-]	Facteur de correction lié à la pression (Annexe C)
$f_{M\&S}$	[-]	Indice de Marshall & Swift (Annexe C)
$f_{\Delta P}$	[-]	Facteur de correction lié aux pertes de charge (Annexe C)
h	[$J.kg^{-1}$]	Enthalpie spécifique
H	[J]	Enthalpie
H_l	[m]	Hauteur du lit fixe du stockage

h_{ls}	[J.kg^{-1}]	Enthalpie spécifique de changement d'état
i	[-]	Taux d'intérêt de la dette
k	[-]	Constante
k_{ins}	[-]	Taux d'assurance
K	[-]	Constante de Stodola, équation (48)
L_c	[m]	Longueur caractéristique
$\dot{m}$	[kg.s^{-1}]	Débit massique
m	[kg]	Masse
m	[-]	Exposant polytropique ou constante du modèle de Zhang & Cai, équation (57)
M	[kg.mol^{-1}]	Masse molaire
N	[rad.s^{-1}]	Vitesse de rotation
Nb	[-]	Nombre
n_{con}	[-]	Nombre d'années de construction
n_{dec}	[-]	Nombre d'années de déconstruction
n_{op}	[-]	Nombre d'années d'opération de la centrale
Q	[J]	Quantité d'énergie sous forme de chaleur
$\dot{Q}$	[W]	Puissance thermique
p	[-]	Constante du modèle de Zhang & Cai, équation (57)
P	[Pa]	Pression
r	[J.kg^{-1}.K^{-1}]	Constante spécifique des gaz parfaits
R_{th}	[K.W^{-1}]	Résistance thermique
Rc	[-]	Ratio de pression du compresseur
s	[J.kg^{-1}.K^{-1}]	Entropie spécifique
S	[J.K^{-1}]	Entropie
S_{gen}	[J.K^{-1}]	Production d'entropie
SI	[-]	Indice de sensibilité
t	[s]	Temps
T	[°C]	Température
u	[m.s^{-1}]	Vitesse
u_{sup}	[m.s^{-1}]	Vitesse superficielle, $u_{sup}=\varepsilon u$
U	[W.m^{-2}.K^{-1}]	Coefficient global de transmission thermique, équation (94)
v	[m^3.kg^{-1}]	Volume spécifique
V	[m^3]	Volume
$\dot{V}$	[m^3.s^{-1}]	Débit volumique
w	[J.kg^{-1}]	Travail spécifique
W	[J]	Travail
$\dot{W}$	[W]	Puissance

$\dot{W}_{diss}$	[W]	Puissance dissipée due aux dissipations visqueuses, équation (10)
x	[-]	Titre vapeur en sortie de turbine
X	[-]	Paramètre d'entrée quelconque
Y	[-]	Variable de sortie quelconque
z	[-]	Coordonnée spatiale (axe vertical)
Nombres adimensionnels	**Unités**	**Description**
Bi	[-]	Nombre de Biot, équation (68)
Ma	[-]	Nombre de Mach, équations (44) et (45)
Nu	[-]	Nombre de Nusselt, équation (70)
Pr	[-]	Nombre de Prandtl, équation (71)
Re	[-]	Nombre de Reynolds, équation (72)
Lettres grecques	**Unités**	**Description**
α	[$W.m^{-2}.K^{-1}$]	Coefficient d'échange convectif
α	[-]	Coefficient d'étalement de l'investissement, équation (136)
β	[-]	Coefficient d'étalement de la déconstruction, équation (137)
γ	[-]	Indice adiabatique
ε	[-]	Porosité (fraction volumique de fluide dans le stockage)
ϵ	[-]	Emissivité
ζ	[-]	Taux de destruction d'exergie au stockage, équation (131)
η_{elec}	[-]	Rendement électrique, équation (109)
η_{is}	[-]	Rendement isentropique
η_{p}	[-]	Rendement polytropique
η_{th}	[-]	Rendement thermique
θ	[-]	Température adimensionnelle, équation (134)
λ	[$W.m^{-1}.K^{-1}$]	Conductivité thermique
μ	[Pa.s]	Viscosité dynamique
ν	[-]	Vitesse réduite relative, équation (52)
ρ	[$kg.m^{-3}$]	Masse volumique
σ	[$W.m^{-2}.K^{-4}$]	Constante de Stefan-Boltzmann
τ_{stock}	[-]	Taux d'utilisation du stockage, équation (110)
φ	[-]	Débit réduit relatif, équation (54)
ψ	[-]	Sphéricité, équation (77)

Exposants

0	Fluide stagnant ou conditions atmosphériques
C	Contact
mol	Molaire

R	Rayonnement

Indices, abréviations

ad	Adiabatique	*ap*	Approche
atm	Atmosphérique	*aux*	Auxiliaires
branch	Branchement	*c*	Caractéristique
Ca	Carnot	*CC*	Cycle combiné
CG	Cycle gaz	*CV*	Cycle vapeur
civil	Génie civil	*comb*	Combustion
comp	Compresseur	*cond*	Condenseur
conv	Convection	*cyl*	Cylindrique
deb	Débitant	*dec*	Déconstruction
dech	Décharge	*e*	Valeur à l'entrée
degaz	Dégazeur	*eau*	Eau
eco	Economiseur	*echap*	Echappements
evap	Evaporateur	*eff*	Effectif
elec	Electrique	*eq*	Equivalent
eqp	Equipement	*ext*	Extérieur
f	Fluide	*fin*	Fin de la phase
for	Formation	*fu*	Fusion
GN	Gaz naturel	*gen*	Générateur
HRSG	Chaudière de récupération	*hum*	Humide
ing	Ingénierie	*inst*	Installation
int	Intérieur	*is*	Isentropique
isol	Isolant	*inv*	Investissement
l	Liquide ou lit fixe	*LCOE*	Levelized Cost Of Energy
LCOS	Levelized Cost Of Storage	*lim*	Limite
m	Medium de stockage	*maint*	Maintenance
mat	Matériau	*max*	Maximum
mel	Mélange	*min*	Minimum
net	Valeur nette	*nom*	Nominal
obj	Objectif	*op*	Opérationnel
p	Produit ou paroi	*PCi*	Pouvoir Calorifique inférieur du combustible
pmp	Pompe	*pp*	Point de pincement
r	Réactif	*rech*	Réchauffeur
red	Réduit	*ref*	Valeur de référence
refroid	Refroidissement	*rel*	Relatif
RH	Ressources humaines	*s*	Valeur à la sortie

sat	Saturation	*sens*	Sensible
sol	Solide	*station*	Sous-station de gaz
stock	Stockage	*surch*	Surchauffeur
surf	Surfacique	*TAG*	Turbine à gaz
TAV	Turbine à vapeur	*tour*	Tour de refroidissement
tot	Total	*trt*	Traitement d'eau
turb	Turbine	*vap*	Vapeur
vent	Ventilateur	*vol*	Volumique

Introduction générale

En 2015, 195 délégations du monde entier se sont réunies pour approuver l'accord de Paris. Celui-ci doit permettre de maintenir d'ici à 2100 le réchauffement climatique en dessous de 2 °C par rapport au niveau précédant les révolutions industrielles. Une vingtaine d'années après le protocole de Kyoto, cet accord marque le lancement d'une nouvelle dynamique de réduction des impacts humains sur le climat et l'environnement.

Pour atteindre cet objectif, le modèle énergétique développé depuis la révolution industrielle du XIXe siècle doit être revu. La consommation d'énergies fossiles à l'échelle de la planète est par exemple responsable d'émissions massives de gaz à effet de serre. Au-delà de ces aspects environnementaux, la maîtrise de l'énergie revêt également un caractère social, politique et économique. Elle est étroitement liée au développement des activités humaines et a, par le passé, suscité de nombreuses tensions géopolitiques.

Parmi les solutions proposées, deux pistes principales ont émergé pour assurer cette transition. Premièrement, des efforts sont faits dans de nombreux pays pour réduire les consommations d'énergie dans tous les secteurs (transport, industrie et résidentiel). Qu'elle tire sa motivation de raisons environnementales ou économiques, cette réduction des consommations d'énergie est en effet un levier important pour réduire les impacts humains sur le climat. Ceci est particulièrement vrai quand cette énergie est issue de la combustion d'énergies fossiles. Deuxièmement, la part des énergies renouvelables dans le mix énergétique est en croissance rapide à l'échelle du globe. Abondantes et faiblement carbonées, ces énergies présentent en effet un potentiel certain pour participer à la transition vers un mix énergétique durable. D'après un rapport récent du Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN 21), les énergies renouvelables représentent désormais plus de 50 % des nouvelles capacités installées chaque année dans le monde [1]. En particulier, le solaire et l'éolien sont les principaux moteurs de cette croissance, grâce à leur large disponibilité géographique et à leurs coûts de plus en plus bas. Ces moyens servent principalement à produire de l'électricité qui peut ensuite être utilisée pour un usage domestique, industriel, ou encore pour la mobilité.

Cependant, ces énergies renouvelables introduisent par nature une intermittence incontrôlée qui rend leur gestion difficile lorsque leur part dans le mix énergétique augmente. Fortement dépendants des conditions climatiques, le solaire et l'éolien ne sont pas toujours en phase avec la demande, qui varie également au cours du temps. Avec l'essor des renouvelables est donc apparue une nécessité de stockage. Lorsque l'énergie produite est nettement supérieure à la demande (et donc mal rémunérée sur le marché de l'énergie), celui-ci doit permettre de stocker le surplus non utilisé. Lorsque les moyens de production intermittents ne sont pas capables de soutenir la demande, le stockage doit restituer efficacement l'énergie (alors mieux rémunérée) pour répondre aux attentes des consommateurs.

A côté des solutions historiques telles que le stockage par pompage hydraulique ou le stockage par air comprimé, plusieurs solutions à un niveau de maturité variable ont émergé pour répondre à ce défi énergétique. Dans ce contexte, le projet de R&D EMR'Stock lancé par l'industriel Babcock Wanson vise à proposer une solution de stockage massif d'électricité basée sur le stockage thermique. Ce projet co-financé par Bpifrance et la région Nouvelle-Aquitaine réunit le CEA, l'Université de Pau et des Pays de l'Adour et les sociétés Cap'Ingelec et Inelia. Trois volets y sont étudiés, à des niveaux de maturité décroissants. Le premier volet est basé sur un stockage sensible à un niveau de température proche de l'état de l'art. Le deuxième volet concerne un stockage par matériaux à changement de phase. Enfin, le dernier volet, qui fait l'objet de ce travail de thèse, concerne une application avec un stockage à très haute température. Le but de ce dernier volet est de viser le stockage massif d'électricité grâce à la densité énergétique et au potentiel de conversion autorisés par cette haute température. Le principe général d'EMR'Stock, commun aux trois volets, est présenté sur la figure 1.

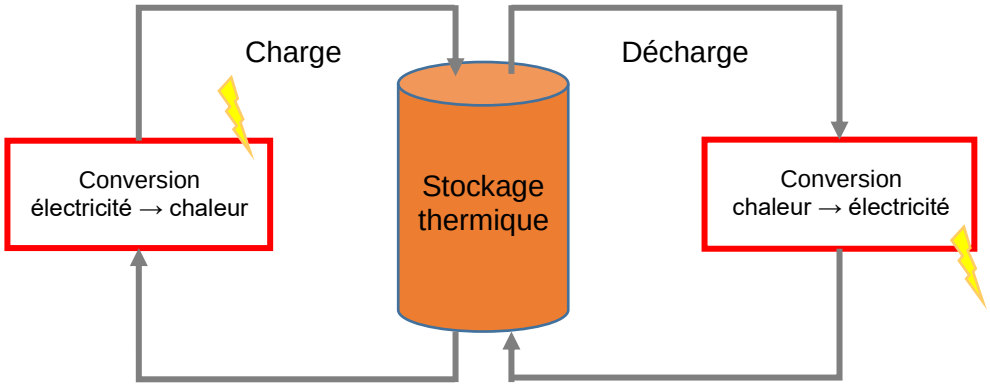


Figure 1. Principe général du projet EMR'Stock.

De l'électricité est convertie en chaleur lors de la phase de charge par une chauffe électrique. Cette chaleur est ensuite stockée pendant quelques heures. En phase de décharge, elle est reconvertie en électricité par un cycle thermodynamique de restitution dont la définition fait partie de ce travail de thèse. Les trois éléments représentés sur la figure 1 sont interdépendants et s'imposent des contraintes les uns par rapport aux autres. Cette étude vise notamment à identifier ces contraintes et à proposer une conception satisfaisante du système vis-à-vis de celles-ci. De nature prospectif, ce travail de thèse a pour but d'identifier le potentiel de ce système de stockage d'électricité. L'étude des performances du système repose sur une analyse qualitative et quantitative des phénomènes en jeu.

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique est menée sur les solutions de stockage thermique capables de remplir la fonction attendue. Cette étude de la littérature, rapidement orientée sur la piste du stockage régénératif gaz/solide, identifie les verrous technologiques qui lui sont associés. Elle permet également de définir un certain nombre de paramètres appropriés pour concevoir ce stockage. Une deuxième partie de l'étude bibliographique traite du cycle thermodynamique de conversion chaleur-électricité de la figure 1. Plusieurs possibilités y sont étudiées afin de converger vers une architecture de base pour le système de stockage d'électricité. Enfin, les systèmes couplant le type de stockage envisagé avec un cycle de

restitution électrique sont étudiés afin de positionner le système proposé et d'identifier ses spécificités.

L'essence de ce volet à haute température du projet EMR'Stock est d'explorer le caractère massif du stockage par l'adoption d'un niveau de température élevé. La construction d'un prototype représentatif serait donc prématurée à ce niveau d'étude. Par conséquent, une modélisation du système a été développée afin de prédire son comportement. Chaque composant du système est représenté avant d'être inséré dans un modèle global du procédé. Différentes approches sont adoptées afin d'atteindre un niveau de détail satisfaisant vis-à-vis des spécificités du système mises en lumière par l'étude bibliographique. Le stockage thermique est un composant clé du système qui a fait l'objet d'une attention particulière. Les approches de modélisation habituelles de la littérature ont été étendues pour représenter son comportement. Ces outils de modélisation et leur validation sont exposés dans le deuxième chapitre.

Dans le troisième chapitre, le modèle mis au point est utilisé pour analyser plusieurs alternatives de conception proposées à l'issue du chapitre I. Cette analyse thermodynamique repose sur les premier et second principes de la thermodynamique. Elle fait notamment appel à la notion d'exergie pour caractériser l'influence réciproque du stockage et du système dans lequel il s'insère. Des analyses paramétriques y sont réalisées sur le stockage afin d'identifier dans quelle mesure il est possible d'améliorer ses performances. L'influence du caractère transitoire de ce composant sur le cycle thermodynamique de restitution est également traitée. L'analyse des performances énergétiques du système permet finalement de le positionner par rapport à d'autres technologies. Cependant, cette analyse thermodynamique n'apporte qu'une partie des réponses nécessaires à l'élaboration d'un système pertinent sur le marché de l'énergie actuel et futur. Plusieurs questions restent en suspens à l'issue de ce chapitre, par exemple concernant l'intérêt de procéder à une combustion pour améliorer le rendement du cycle de restitution.

Dans le quatrième chapitre, le modèle du système sert de base à un modèle économique permettant de réaliser des analyses paramétriques. Différentes fonctions de coût issues de la littérature sont appliquées afin d'identifier les possibilités les plus prometteuses. Les questions laissées ouvertes à l'issue du chapitre III sont ainsi traitées sous l'angle financier. L'origine de l'énergie utilisée en charge y est notamment discutée, ainsi que le choix du cycle de restitution. Les résultats proposés permettent de conclure sur la vision du système ayant le plus de potentiel à court et moyen terme.

Au fil de ce travail, certaines limites de la démarche adoptée, ainsi que des perspectives de poursuite des travaux, sont apparues. Celles-ci sont développées dans la conclusion générale, qui rappelle également les principaux résultats obtenus.

Chapitre I. Stockage massif d'électricité basé sur le stockage thermique

La présente étude s'inscrit dans le cadre du projet de R&D EMR'Stock lancé par l'industriel Babcock Wanson. Ce projet vise à identifier le potentiel d'un système de stockage d'électricité s'appuyant sur les briques technologiques du stockage thermique. Dans son principe général, il consiste à utiliser un apport électrique que l'on veut stocker pour produire de la chaleur par effet Joule. Cette chaleur est ensuite emmagasinée pendant quelques heures avant d'être restituée par l'intermédiaire d'un cycle thermodynamique de conversion thermomécanique (figure 1). Ce travail de thèse concerne le volet dit « à haute température » du projet EMR'Stock.

Ce premier chapitre introduit les problématiques associées au système décrit plus haut. Après avoir rappelé l'importance des solutions de stockage d'énergie fiables et efficaces, différents moyens de déphasage de la production électrique sont présentés. Cet aperçu met en évidence la pertinence du stockage thermique comme solution de stockage massif. Par la suite, une étude bibliographique détaille les problématiques du stockage régénératif gaz/solide à haute température dont il est question dans cette étude. Différentes applications de ce type de stockage montrent que l'utilisation de la chaleur emmagasinée en aval peut se faire dans des processus thermodynamiques variés. Le but étant ici de stocker et de restituer de l'électricité, les principaux cycles thermodynamiques de conversion chaleur-électricité sont présentés afin d'en déduire ceux qui sont les plus aptes à valoriser l'énergie thermique accumulée en phase de charge. Enfin, une étude de la littérature scientifique et technique sur les systèmes thermodynamiques intégrant un stockage régénératif de grande capacité montre que ce type de système reste à l'heure actuelle relativement confidentiel et soulève encore de nombreuses questions. Cette partie se conclut donc par un plan d'étude permettant de mener à la résolution d'un certain nombre de problématiques.

Quelques ordres de grandeur relatifs à l'application considérée sont présentés dans le tableau 1. Ceux-ci forment un cahier des charges succinct correspondant aux niveaux de température, d'énergie et de puissance visés dans le cadre du volet haute température du projet EMR'Stock. Les durées de charge et de décharge ciblées sont de quelques heures.

Synthèse du cahier des charges	
Puissance électrique restituée	~ 10^1 MW_e
Energie thermique stockée	~ 10^2 MWh_{th}
Niveau de température	~ 1000 °C

Tableau 1. Principaux ordres de grandeur définissant le système EMR'Stock à haute température.

I.1 Etat de l'art des solutions de stockage d'électricité

Bien qu'en forte croissance, la production d'énergie par des sources renouvelables intermittentes (éolien, solaire…) pose deux problèmes majeurs. D'une part, la production est susceptible de fluctuer à cause des aléas climatiques. D'autre part, elle n'est pas nécessairement corrélée aux besoins de consommation. A ce titre, l'intégration de moyens de stockage capables de déphaser l'électricité produite de son utilisation est devenue nécessaire pour accroître la pénétration de ces énergies renouvelables dans le mix énergétique. Le développement du stockage est illustré sur la figure 2, qui recense plus de 1200 projets de stockage stationnaire dans le monde pour représenter l'évolution des puissances installées depuis 1929. Celles-ci sont en augmentation constante depuis le premier choc pétrolier (1973). Par ailleurs, un récent rapport du groupe d'analyse financière Bloomberg prévoit l'installation d'environ 300 GWh supplémentaires (pour une puissance d'environ 125 GW) d'ici 2030 [2]. Cela correspond à 75 % de puissance supplémentaire par rapport au niveau actuel, dont la construction s'est étalée sur environ 50 ans.

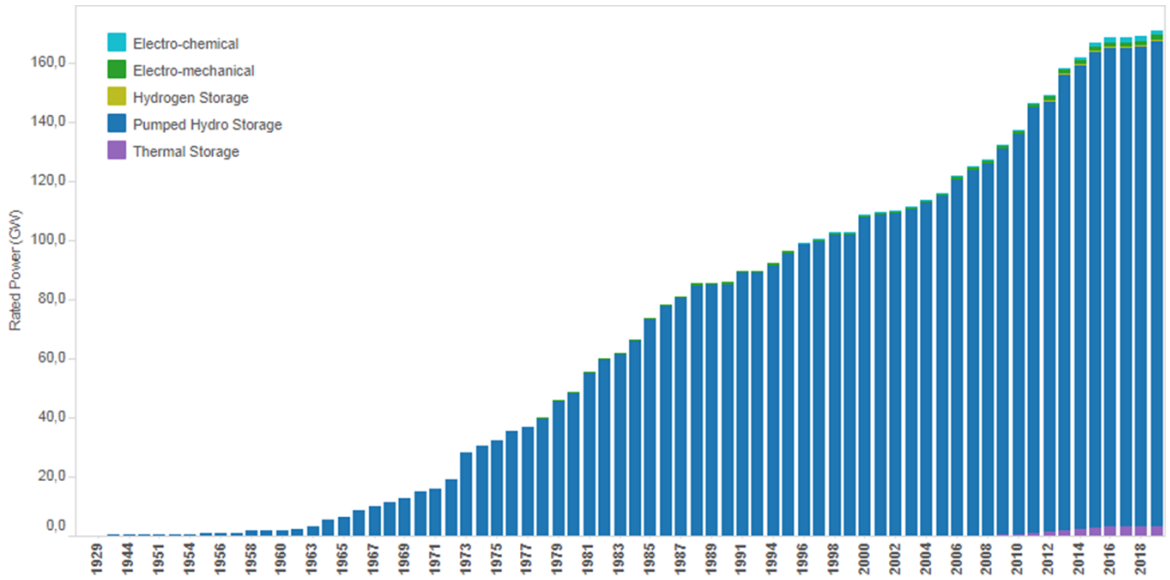


Figure 2. Graphique représentant l'accroissement du stockage d'énergie dans le monde, par technologie [3].

On distingue généralement trois usages possibles du stockage d'énergie pour la production électrique [4] :

- Lissage de la production instantanée (effet « tampon »). Il s'agit d'effacer les coupures ou chutes de courte durée pouvant être dues par exemple au passage d'un nuage dans le cas d'un champ solaire.

- Décalage ou extension de la période de production. Ce concept reprend le principe de temporisation introduit par les ballons individuels à eau installés chez les particuliers. Il peut être intéressant de stocker lorsque le besoin de consommation est faible pour déstocker (ou produire) lorsque le besoin est fort, et l'électricité envoyée sur le réseau mieux rémunérée.

- Amélioration de la capacité de production annuelle. On cherche à maximiser le nombre d'heures de fonctionnement de la centrale en stockant lorsque la ressource renouvelable est en excès pour déstocker lorsqu'elle ne l'est pas. En théorie, un stockage suffisamment dimensionné peut permettre à la centrale de fonctionner 24h/24, ce qui évite par exemple d'interrompre des turbomachines au démarrage énergivore.

Différentes technologies de stockage et leurs domaines d'application sont présentés schématiquement sur la figure 3 [5]. Celle-ci illustre un postulat incontournable de l'étude des moyens de stockage : il n'existe pas de solution unique et prédominante, mais plusieurs solutions complémentaires qui sont pertinentes dans des domaines d'application particuliers.

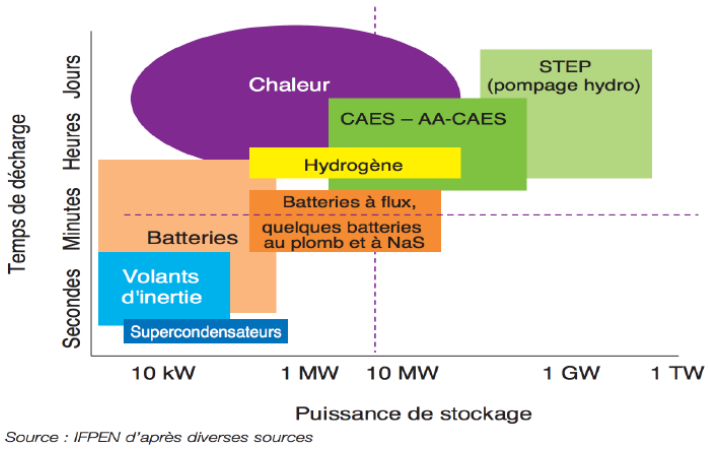


Figure 3. Représentation de différentes technologies de stockage en fonction de leurs puissances et du temps de décharge [5].

En fonction de l'énergie qu'ils peuvent emmagasiner et de la puissance qu'ils sont capables d'absorber et de restituer, les moyens de stockage présentés sur la figure 3 répondent à des fonctions différentes. On réservera par exemple les volants d'inertie ou certaines technologies de batterie à des applications revenant à assurer une qualité continue du courant, pour des décharges très brèves. A l'opposé, le stockage hydraulique gravitaire ou STEP (Stations de Transfert d'Energie par Pompage), en bleu foncé sur la figure 2, peut emmagasiner plusieurs GWh pouvant être déchargés sur des périodes de plusieurs heures [6]. Cette technologie représente de loin la majeure partie de la capacité installée à l'échelle planétaire.

Dans cette étude, le stockage massif est défini comme étant capable de délivrer au moins plusieurs MW_e pendant au moins plusieurs heures. Parmi les technologies de stockage massif d'électricité, on peut d'après la figure 3 citer l'hydrogène, les batteries, les STEP, le stockage d'air comprimé CAES (Compressed Air Energy Storage) ainsi que le stockage thermique. Les STEP consistent à stocker de l'électricité par pompage et turbinage à l'aide de barrages hydrauliques. Les centrales de type CAES utilisent de l'électricité pour produire de l'air comprimé, stocké puis détendu lors de la phase de restitution électrique. Ces deux technologies possèdent un inconvénient majeur : leur dépendance à un site géographique. La construction de nouveaux barrages hydrauliques entraîne des problématiques techniques, environnementales et sociales qui peuvent empêcher le déploiement de capacités supplémentaires. Le stockage par air comprimé repose quant à lui sur l'utilisation de cavernes souterraines volumineuses, susceptibles

d'accueillir de l'air fortement pressurisé. La dépendance géographique de ces deux solutions compétitives du point de vue économique constitue donc un frein à leur développement [6].

Concernant l'hydrogène et les batteries, ce sont pour le moment des considérations économiques qui limitent le déploiement de ces technologies pour le stockage dit stationnaire, par opposition au stockage lié à la mobilité. En effet, les coûts de ces solutions ont tendance à augmenter drastiquement lorsque l'on installe des unités de grande capacité. D'ordinaire associé aux centrales solaires à concentration, le stockage thermique propose quant à lui une solution flexible, relativement indépendante des considérations géographiques et permettant théoriquement de réaliser des économies d'échelle lorsque l'on installe de grandes capacités.

I.2 Le stockage thermique

Par sa diversité et sa flexibilité de dimensionnement, le stockage thermique peut remplir de nombreuses fonctions, comme le montre le large spectre qu'il occupe sur la figure 3. Il est particulièrement préconisé dans les centrales thermodynamiques à énergie solaire. Dans ce cas, de l'énergie thermique est stockée pour être convertie ultérieurement en électricité. Ce type de stockage peut également être pertinent pour d'autres usages comme le stockage d'électricité, comme en témoignent les études [7] ou [8] portant sur des systèmes dits de stockage par pompage thermique. Certaines études portent aussi sur des stockages destinés à récupérer les rejets thermiques des systèmes CAES [9]. Ces applications variées reposent sur des technologies communes qui se distinguent en trois voies aux niveaux de maturité décroissants. Celles-ci sont détaillées dans les trois sous parties suivantes.

I.2.1 Stockage thermique sensible

Le stockage sensible repose sur l'élévation en température d'un fluide ou d'un solide, sans changement de phase. On distingue le stockage passif du stockage actif [4]. Dans le stockage actif, c'est le medium de stockage qui sert aussi de fluide caloporteur. A contrario, dans le stockage passif, le fluide caloporteur sert à véhiculer la chaleur de la source au stockage qui est assuré par un autre medium.

Chaque stratégie dispose d'avantages et d'inconvénients. Le stockage actif permet le stockage dans des liquides qui ont généralement de bonnes capacités thermiques. Cependant, les plages d'utilisation de ces liquides sont souvent limitées et il faut veiller à ce que les conditions d'opération soient toujours favorables. Le stockage passif permet de limiter le volume de fluide caloporteur en le substituant par un matériau moins coûteux, ce qui peut entraîner une diminution du coût de l'installation. En contrepartie, l'échange thermique par nature limité entre le fluide et le matériau diminue l'efficacité du stockage. La quantité d'énergie stockée dans un stockage sensible assuré par un medium donné est la suivante :

$$Q \triangleq \Delta H_m \tag{1}$$

Avec Q la quantité d'énergie stockée et ΔH_m la différence d'enthalpie au sein du stockage entre l'état de charge et de décharge du medium. Lorsque la masse du medium de stockage est constante, l'équation (1) prend la forme suivante :

$$Q = m_m \Delta h_m \quad (2)$$

Dans cette formule, h_m représente l'enthalpie massique moyenne du medium pour un état donné.

I.2.1.1 Stockage actif (sels fondus), solution la plus mature

A ce jour, 40 % des centrales solaires dans le monde ont intégré un stockage [10]. Parmi celles-ci, la technologie utilisée est quasi-exclusivement celle du stockage actif [11]. Ce stockage se décline en deux technologies majeures, à une ou deux cuves de stockage.

Le stockage à deux cuves ou « two-tank system » repose habituellement sur des sels fondus, mais parfois aussi sur des huiles de synthèse. Le fluide s'écoule de la cuve froide vers la cuve chaude en récupérant entre les deux de l'énergie via la source de chaleur (figure 4). Il s'agit de la phase de charge, correspondant à une augmentation de l'énergie du module de stockage. En décharge, le fluide circule de la cuve chaude vers la cuve froide, avec une cession d'énergie entre les deux. Il s'agit d'une technologie mature qui équipe des centrales solaires actuelles comme celle d'Andasol en Espagne (1010 MWh_{th} entre 295 °C et 385 °C [12]). Parmi les inconvénients de cette solution, on peut citer la température de fusion des sels, qui peut être comprise entre 120 °C et 220 °C [13]. Cela implique de veiller à ce que le fluide soit toujours à une température supérieure à cette limite. A ceci, il faut également ajouter le coût économique et environnemental de synthèse de ces sels.

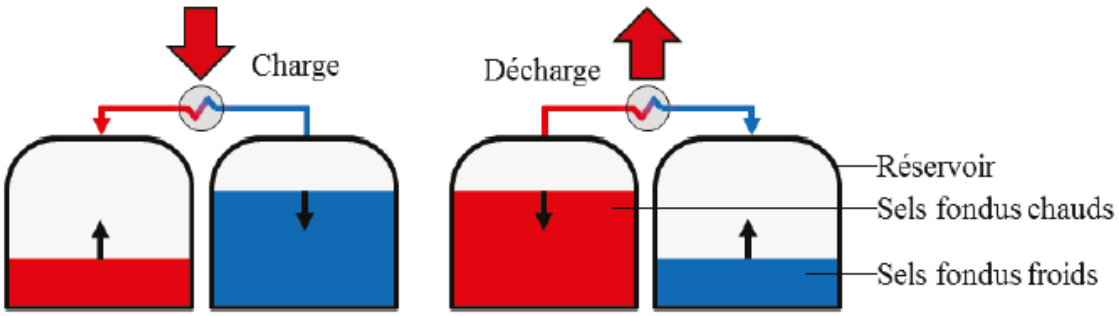


Figure 4. Fonctionnement d'un stockage thermique actif à deux cuves [14].

Une alternative développée est le stockage avec front thermique. On ne compte alors qu'une seule cuve. Le fluide est généralement de l'huile de synthèse ou de l'eau. Chauffé, il est introduit par le haut de la cuve en phase de charge. On observe la formation d'un gradient thermique qui sépare les parties chaudes et froides de la cuve : il s'agit de la zone nommée « thermocline » qui donne son nom à ce type de stockage [4] (figure 5). Cette zone permet d'éviter l'uniformisation de la température dans le stockage. Elle préserve ainsi la chaleur de la zone chaude, et donc son potentiel de conversion en travail (le concept d'exergie est abordé au chapitre III). En phase de décharge, le fluide est introduit par le bas afin de décharger la partie haute et chaude en premier. Ce type de stockage est souvent rempli par un matériau solide afin de réduire la quantité de

fluide nécessaire, auquel cas on le classe dans les stockages passifs décrits par la suite. Ceci peut représenter un potentiel de réduction des coûts estimé à 35 % par rapport à un système à deux cuves [15].

I.2.1.2 Stockage passif de type régénératif

Face au coût de la technologie à deux cuves et aux contraintes de température liées aux sels fondus, des solutions de stockage passif fluide/solide ont fait l'objet d'investigations poussées. Dans cette configuration, le fluide caloporteur récupère l'énergie de la source chaude pour la transférer dans un solide qui l'accumule. Cette approche repose généralement sur le principe de la thermocline décrit précédemment, le solide s'intégrant dans la cuve de stockage (figure 5).

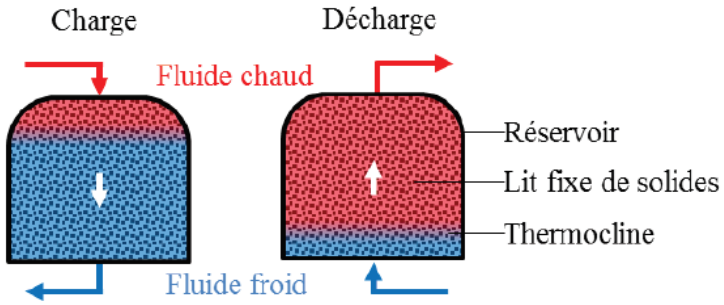


Figure 5. Fonctionnement d'un stockage thermique passif régénératif [14].

Dans un tel dispositif, la fraction volumique de fluide est donnée par la porosité ε, égale au rapport du volume de fluide sur le volume total du lit fixe. Un facteur important affectant le fonctionnement de ce type de stockage est l'échange entre le fluide et le solide. De nombreuses études s'intéressent au concept de l'empilement ou « lit » de matériau en vrac (généralement des roches ou des sphères de géométrie parfaite). Le fluide est amené à sinuer à travers les interstices formés par l'arrangement du matériau, de manière à amplifier l'échange thermique. Le fluide caloporteur peut être liquide (généralement de l'huile ou des sels fondus) ou gazeux. Les stockages par la méthode de la thermocline avec une combinaison huile/roche connaissent une maturité grandissante et ont déjà été testés à grande échelle (182 MWh_{th}) sur la centrale Solar One aux Etats-Unis [11]. Il faut noter que si la zone thermocline n'est pas totalement extraite à chaque charge et décharge, elle occupe un certain volume dans le stockage. Une partie du volume de stockage n'est par conséquent pas mise à profit pour stocker de l'énergie utile pour la décharge, car sa température est trop basse. Un surdimensionnement peut donc être nécessaire par rapport au stockage à deux cuves, à énergie stockée équivalente [16].

On peut discerner des limites à ce type de stockage. D'une part, les températures contraintes par la vaporisation ou la dégradation de l'huile ne permettent pas de fonctionner au-delà d'une certaine limite, cela se traduisant par une densité énergétique limitée. D'autre part, les sels ou huiles utilisés comme fluide caloporteur possèdent un coût environnemental et économique non négligeable. De plus, la compatibilité entre ce fluide et le matériau solide n'est pas toujours assurée. La voie du stockage passif gaz/solide s'inscrit en réponse à ces problématiques.

Si les capacités thermiques d'un gaz en font nécessairement un moins bon vecteur de chaleur qu'un liquide, l'utilisation d'un fluide gazeux permet cependant d'atteindre des températures

nettement supérieures. Cela peut ainsi permettre d'augmenter la densité énergétique du stockage (équation (1)). En effet, on peut constater dans la synthèse du tableau 2 (page 13), complété à partir de [17], que le stockage gaz/solide à haute température affiche des densités énergétiques très élevées, supérieures à celles des autres technologies de stockage thermique. Par ailleurs, cette température élevée permet d'augmenter le potentiel des cycles thermodynamiques utilisant l'énergie issue du déstockage comme source chaude (le rendement de Carnot est défini en partie I.2.4). De plus, dans le cas de l'air, le fluide est gratuit, non toxique, ininflammable et son utilisation présente un coût environnemental nul [18].

I.2.2 Stockage thermique latent

Parallèlement à l'étude du stockage sensible, les Matériaux à Changement de Phase (MCP) ont fait l'objet d'investigations pour le stockage d'énergie sous forme thermique. Sur le principe du stockage passif décrit précédemment, il s'agit de transférer la chaleur du fluide caloporteur vers un matériau qui change de phase (solide/liquide) au cours de cet échange thermique. Les matériaux proposés peuvent être des paraffines, des sels fondus ou des métaux, entre autres, selon les niveaux de température visés [13]. La quantité d'énergie stockée s'exprime de la même manière que dans l'équation (1). Si le changement de phase s'effectue à une valeur de température donnée, on peut écrire ainsi la quantité d'énergie stockée maximale [4] :

$$Q_{max} = m_m * \left[c_{ps}(T_{fu} - T_s) + h_{ls} + c_{pl}(T_l - T_{fu})\right] \quad (3)$$

Avec :
- Q_{max}, quantité maximale d'énergie stockée
- m_m, masse du medium de stockage
- c_{ps}, capacité thermique massique moyenne de la phase solide
- c_{pl}, capacité thermique massique moyenne de la phase liquide
- T_{fu}, température de fusion du MCP
- T_s, température du solide
- T_l, température du liquide
- h_{ls}, enthalpie de changement d'état

Dans cette équation, le terme lié au changement de phase h_{ls} augmente la quantité d'énergie stockée. Si le MCP est correctement choisi, ce terme est nettement supérieur aux autres termes de l'équation liés à la chaleur sensible. Dans le tableau 2 de synthèse (page 13), la densité énergétique n'est estimée qu'en incluant cette partie latente. Il faudrait en toute rigueur lui ajouter la part sensible du stockage. Les matériaux à changement de phase présentent par ailleurs des inconvénients qui freinent leur déploiement à grande échelle. On peut citer le vieillissement du matériau, les problèmes de fusion incongruente (pas totalement réversible) ou de surfusion, la corrosion, le choix du MCP qui doit se faire au cas par cas et la faible conductivité thermique des matériaux [19]. Néanmoins, c'est une technologie prometteuse qui a fait l'objet d'applications commerciales, notamment dans le domaine du stockage de froid qui présente moins de contraintes (absence de problématiques de corrosion).

On peut également citer les accumulateurs de vapeur qui ont fait l'objet de quelques réalisations, notamment par SUNCNIM en France. Cette solution propose d'accumuler de la vapeur dans une cuve sous pression. Ce dispositif est particulièrement intéressant si de la vapeur est nécessaire pour un procédé industriel en aval.

I.2.3 Stockage thermochimique

Le stockage thermochimique est une voie prometteuse qui est toutefois la moins mature à l'heure actuelle. Il s'agit d'utiliser la réversibilité de réactions chimiques endothermiques/exothermiques pour stocker de la chaleur dans un sens et en restituer dans l'autre. On stocke alors des réactifs qui se présentent sous forme de poudre. Cela permet de stocker sur une durée potentiellement infinie sans pertes thermiques. Lorsque l'on souhaite récupérer l'énergie, il faut activer la réaction exothermique inverse de celle réalisée lors du stockage [13]. Si cette solution est séduisante, elle présente encore des difficultés de mise en place qui induisent un coût élevé et un développement n'ayant pas encore dépassé le stade du prototype.

I.2.4 Solution retenue : stockage sensible gaz/solide

Cette thèse s'inscrit dans le cadre d'un projet de R&D visant à identifier le potentiel de différentes technologies dans des applications Power-to-Power. Elle vise à étudier la technologie du stockage à très haute température, au voisinage de 1000 °C, pour atteindre une densité énergétique importante et permettre l'utilisation de cycles thermodynamiques performants. En effet, d'après le rendement de Carnot pour un cycle idéal, plus la température de la source chaude d'un cycle est haute, meilleur est le potentiel de conversion en travail :

$$\eta_{\mathrm{th,Ca}} = 1 - \frac{\mathrm{T_{froid}}}{\mathrm{T_{chaud}}} \qquad (4)$$

$\eta_{th,Ca}$ représentant le rendement du cycle idéal, T_{froid} la température de la source froide et T_{chaud} celle de la source chaude. Par ailleurs, l'application industrielle potentielle à moyen terme du projet incite à travailler avec des technologies dont la maturité est relativement élevée. Pour cette raison, le stockage thermochimique est écarté du scope de la thèse. Au niveau de température visé, le stockage latent est complexe à envisager avec des matériaux communs, comme cela est illustré sur le tableau 2 de la page suivante. Des matériaux à changement de phase issus d'alliages métalliques sont parfois envisagés pour la haute température, mais leur utilisation en conditions réelles présente encore de nombreux défis scientifiques et techniques [20]. La solution la mieux adaptée est donc le stockage sensible régénératif, utilisant nécessairement un gaz comme fluide caloporteur pour assurer le stockage au voisinage de 1000 °C. Ce niveau de température est par ailleurs affiné au cours de ce chapitre.

Cette solution présente cependant de nombreux défis de conception, d'optimisation, et de compréhension, qui sont détaillés dans les sous-parties suivantes.

Stockage sensible	**Température (°C)**		**Capacité calorifique**	**Masse volumique**	**Densité énergétique du matériau**
	Froid	Chaud	c_p (kJ.kg^{-1}.K^{-1})	ρ (kg.m^{-3})	(kWh$_{th}$.m^{-3})
Eau	20	80	4,18	1000	70
Huile minérale	200	300	2,6	770	56
Sable - roche - huile minérale	200	300	1,3	1700	61
Béton renforcé	200	400	0,85	2200	104
Nitrates de sels fondus	250	350	1,5	1825	76
Denstone 2000 - Air	350	900	1,9	2200	639
Brique magnesia - Air	350	1200	1,2	3000	850
Stockage latent	**Température de fusion (°C)**		**Chaleur latente**	**Masse volumique**	**Densité énergétique du matériau**
			(kJ.kg^{-1})	ρ (kg.m^{-3})	(kWh$_{th}$.m^{-3})
Acide maléique	131-140		235	1590	104
Xylitol	95		232	1500	97
Erythritol	118		340	1450	137
$MgCl_2.6H_2O$	117		165	1569	72
$NaNO_3$	307		172	2260	108
Stockage thermochimique	**Température de réaction (°C)**		**Enthalpie de réaction**		**Densité énergétique**
	Charge	Décharge	(kJ.mol^{-1})		(kWh$_{th}$.m^{-3})
$MgH_2 + \Delta Hr \leftrightarrow Mg + H_2$	380 à 1 bar	230 à 4 bar	-75		430
$CaCO_3 + \Delta Hr \leftrightarrow CaO + CO_2$	700	650	-178		110
$MgH_2 + \Delta Hr \leftrightarrow Mg + H_2$	450	25-400	-94,6 (charge) 64,8 (décharge)		300

Tableau 2. Comparaison de différentes technologies de stockage thermique (d'après [17], complété avec deux applications sensibles à haute température issues de [21] et [13]).

I.3 Caractéristiques du stockage sensible régénératif gaz/solide

La pertinence du stockage régénératif gaz/solide étant démontrée pour l'application étudiée, les principales problématiques scientifiques et techniques qui lui sont associées sont présentées dans cette partie. Dans un premier temps, quelques réalisations expérimentales sont introduites pour montrer que le retour d'expérience représentatif sur ce type de système est limité. Par la suite, des considérations géométriques concernant la cuve de stockage, son matériau de remplissage et le fluide caloporteur utilisé sont explicitées.

I.3.1 Revue d'installations expérimentales

Le stockage régénératif gaz/solide n'étant pas une technologie répandue, une revue des installations expérimentales a été réalisée. Cette étape a pour but de positionner l'état de l'art dans ce domaine, d'identifier des points critiques relevés par les auteurs et de cibler des plages de fonctionnement crédibles pour le stockage considéré. L'étude de ces contraintes a également permis de saisir les problématiques associées afin de définir une approche de modélisation adaptée (chapitre II).

I.3.1.1 Stockage de la centrale d'Ait Baha

La centrale solaire d'Ait Baha, au Maroc, compte a priori l'une des plus grosses installations de stockage air/solide connues. Il s'agit d'un dispositif utilisant l'air comme fluide caloporteur et un lit de roches locales comme matrice de stockage. L'installation de ce pilote fait suite à de nombreuses publications réalisées par Zanganeh, Zavattoni, Good et al. [22]–[28], s'appuyant notamment sur un prototype construit à ETH (Zürich, Suisse). La cuve de stockage proposée dispose d'une structure conique enterrée dans le sol. Cela permettrait d'une part de profiter de l'effet de la pression latérale exercée par le sol pour reprendre les efforts sur la cuve. D'autre part, cela contribue à réduire la contrainte normale sur les parois liée à la dilatation des roches [23]. Les différentes configurations envisagées au fil des publications sont répertoriées dans le tableau 3.

Les cuves enterrées sont réalisées en deux couches de béton : une première en béton haute performance de haute stabilité mécanique et conductivité thermique et une deuxième de faible densité et conductivité thermique pour assurer l'isolation [24]. Ceci est illustré sur la figure 6. Les températures de charge envisagées pour le dimensionnement sont d'environ 650 °C tandis que les températures d'air entrant en décharge varient selon l'utilisation qui est faite de l'air réchauffé.

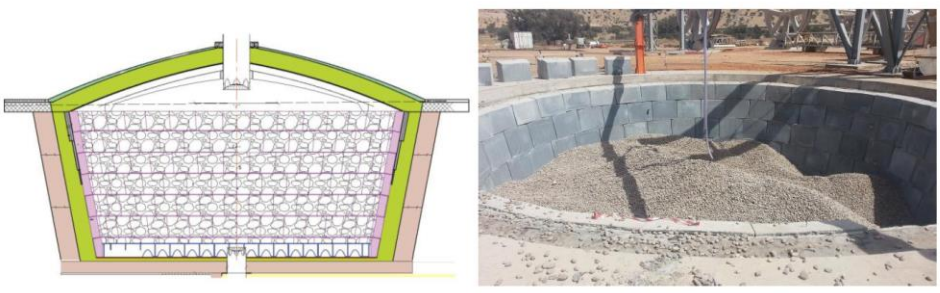


Figure 6. Schéma et photo de chantier du stockage de la centrale d'Ait Baha [24].

Variables	Prototype [23]	Pilote (Ait Baha) [24]	Autre publication [22]
Energie maximale	6,5 MWh_{th} (20-650 °C)	100 MWh_{th} (20-640 °C)	7,2 GWh_{th} (20-650 °C)
Dimensions	$D_{l,min}$ = 2,5 m $D_{l,max}$ = 4 m H_l = 2,9 m	$D_{l,min}$ = 10 m $D_{l,max}$ = 12 m H_l = 4 m	$D_{l,min}$ = 32 m $D_{l,max}$ = 40 m H_l = 25 m
Densité énergétique	265 $kWh_{th}.m^{-3}$ (20-650 °C)	262 $kWh_{th}.m^{-3}$ (20-640 °C)	282 $kWh_{th}.m^{-3}$ (20-650 °C)
Temps de charge et décharge	Expérience : t_{stock} = 110h 3,1 MWh_{th} chargés	t_{stock} = 10 h $t_{destock}$ = 4,5 h $t_{standby}$ = 9,5h	t_{stock} = 8 h $t_{destock}$ = 16 h
Températures de charge et décharge	T_{stock} = 500 °C $T_{destock}$ = 20 °C	T_{stock} = 640 °C $T_{destock}$ = 280 °C	T_{stock} = 650 °C $T_{destock}$ = 150 °C
Diamètre des roches et porosité	D_{sol} = 0,02-0,03 m ε = 0,342	D_{sol} = 0,03 m ε = ?	D_{sol} = 0,03 m ε = 0,342
Validation expérimentale	Oui	Supposée	Non

Tableau 3. Résumé des différentes configurations de stockage autour du projet d'Ait Baha.

Bien que ces études ne fassent pas particulièrement état de problèmes rencontrés à cause d'une probable confidentialité industrielle, elles permettent néanmoins de vérifier la faisabilité d'un tel stockage. Certaines publications associées commentent les pertes thermiques. Dans [24], sur une simulation pour 110 h de charge et 3,1 MWh_{th} apportés au stockage, 10,2 % de l'énergie est perdue par les parois latérales et 3,1 % par le capot. Pour le modèle du pilote de 100 MWh_{th}, la perte au fil des cycles n'est qu'au total de 3,5 % de l'énergie entrante [24]. L'écart des pertes entre des cuves de taille différente met en lumière les effets d'échelle qui font que les petites installations ne sont pas toujours représentatives des plus imposantes sur cet aspect.

Il est montré par simulation qu'augmenter le diamètre des roches dégrade l'échange thermique, en contrepartie de pertes de charge plus faibles [22]. De même, l'influence des dimensions de la cuve est étudiée : la géométrie optimale résulte d'un compromis entre le profil temporel de température de sortie et les pertes de charge. Une autre étude liée à ce projet [27] met en évidence les variations de porosité du lit de roches sur le plan radial. Dans la zone proche des parois, un effet de bord ou « channeling » se présente, faisant varier la porosité de 1 contre la paroi à 0,2 à un demi-diamètre de particule de la paroi. Ces perturbations ont pour conséquence un profil de vitesse non homogène sur la section de cuve. La porosité peut également évoluer sur l'axe vertical, en raison de la déformation des particules due au poids propre du matériau, aux inhomogénéités des roches et à la présence de débris dus aux premiers chocs thermiques. Ces variations ont un impact sur les pertes de charge.

I.3.1.2 Prototype de la centrale de Jülich [29]

La technologie des récepteurs solaires dans les centrales à tour est une avancée dans le développement des centrales solaires. Elle permet de travailler avec des températures plus élevées et va donc dans le sens de l'augmentation du rendement de Carnot. Elle implique également de développer des solutions pour stocker à plus haute température.

La société KBA-Clean Air a mis au point un pilote de stockage situé dans la tour du récepteur solaire de Jülich en Allemagne. Il permet des cycles entre 120 °C et 680 °C et un stockage d'environ 9 MWh_{th} [29]. Il se présente sous forme de cuve parallélépipédique de 7 m x 7 m x 6 m. Cette cuve est formée par quatre unités de stockage en parallèle remplies de matériau céramique (briques en porcelaine d'alumine) pour un volume total de matrice de 120 m^3. Le fluide caloporteur est de l'air. Le dispositif de stockage est présenté sur la figure 7.

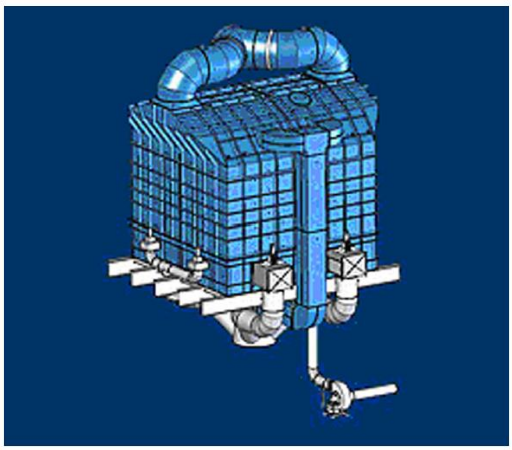


Figure 7. Vue 3D représentant le prototype KBA-Clean Air de la centrale de Jülich [29].

Les auteurs confirment que sur une installation telle que celle-ci, les pertes thermiques sont généralement faibles grâce au faible ratio surface sur volume. Pour le montrer, ils ont procédé à un standby de 24h avec le stockage chargé au maximum. Les pertes totales sont de 930 kWh (10 % de l'énergie stockée) dont 55 % sont attribuées aux déperditions par les parois latérales [29]. La température de sortie du stockage est stable pendant la décharge avant de diminuer lors de l'évacuation de la zone thermocline. Selon les données expérimentales proposées dans l'article, cette phase de stabilité de la température de sortie dure environ 50 % du temps de décharge.

Les deux installations décrites précédemment contrastent avec de nombreuses autres publications par les dimensions importantes des cuves considérées. On peut également citer des études à petite échelle qui ont permis de mettre en évidence certains phénomènes, même si la transposition de ces phénomènes à grande échelle doit être effectuée avec précaution.

I.3.1.3 Meier et al., 1991 [30]

L'installation expérimentale de Meier et al. [30] a été conçue en 1991 pour répondre à l'absence de données expérimentales nécessaires à la validation de modèles mathématiques de stockage air/lit de roches. Les données recueillies sont toujours des données de référence pour des études récentes [31]. Il s'agit d'une cuve cylindrique en inox isolée par l'intérieur et l'extérieur, avec un diamètre de lit de roches D_l de 0,15 m pour une hauteur H_l 1,2 m de haut (H_l/D_l = 8). L'énergie maximale stockée peut être estimée à 5 kWh_{th} à partir des données sur le matériau (roches) fournies par les auteurs.

Le matériau utilisé est constitué de particules en silicate de magnesium (ou steatite). Les mesures ont été réalisées pour des températures de solide allant jusqu'à 550 °C. Conformément aux résultats évoqués précédemment pour le stockage de la centrale d'Ait Baha, cette installation a également permis de mettre en évidence l'effet de la variation de porosité contre les parois. Ces effets sont significatifs sur une petite cuve telle que celle proposée, mais les auteurs précisent qu'ils peuvent être négligés pour un rapport de diamètre lit/solides $D_l/D_{sol} > 40$.

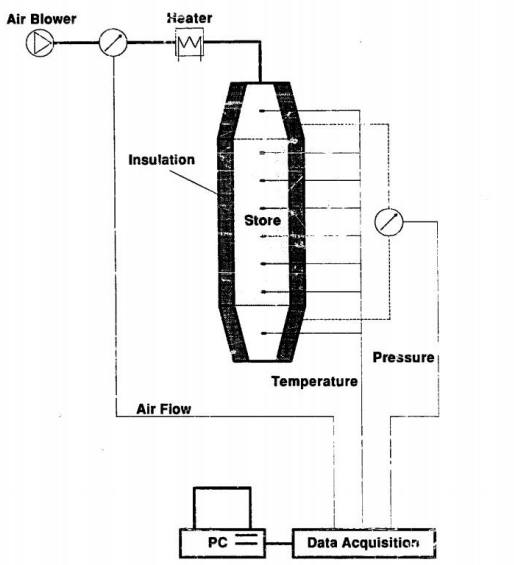


Figure 8. Schéma de l'installation expérimentale conçue par Meier et al. [30].

I.3.1.4 Klein et al., 2014 [21]

L'installation expérimentale de Klein et al., 2014 [21] répond à la nécessité de caractériser le stockage pour son intégration dans des centrales hybrides gaz/solaire (le concept est détaillé en partie I.5.2.2). Les auteurs ont constaté que la plupart des installations expérimentales existantes impliquent une décharge à partir d'air à température ambiante. Or les capacités thermiques des matériaux peuvent varier de manière importante avec la température (ces propriétés sont détaillées en partie I.3.3). Pour remédier à ce problème, les auteurs ont mis au point l'installation présentée dans la figure 9 avec un brûleur de 45 kW_{th}.

Contrairement à l'application envisagée par les auteurs, le stockage se fait à pression atmosphérique. La cuve est isolée par un isolant céramique fibreux de faible densité. Le matériau de stockage est constitué de sphères de Denstone 2000, un produit céramique de Saint-Gobain. Le lit de sphères mesure 0,62 m de hauteur H_l pour un diamètre D_l de 0,40 m et 0,15 m d'isolant. Les sphères ont un diamètre de 19 mm et la porosité mesurée du lit est de 0,39.

La température de l'air en phase de stockage a été portée à 900 °C, car à 1000 °C des dommages sont apparus sur la cuve de stockage. La décharge se fait avec de l'air à 350 °C. Les expériences montrent une variation radiale du profil de température raisonnable, de l'ordre de la dizaine de degrés pour les expériences à 900 °C. La température des sphères aux parois de la cuve augmente plus rapidement qu'au centre du lit, ce qui met en évidence les phénomènes de bord expliqués en partie I.3.1.3 (ici, $D_l/D_{sol} = 21$) [21].

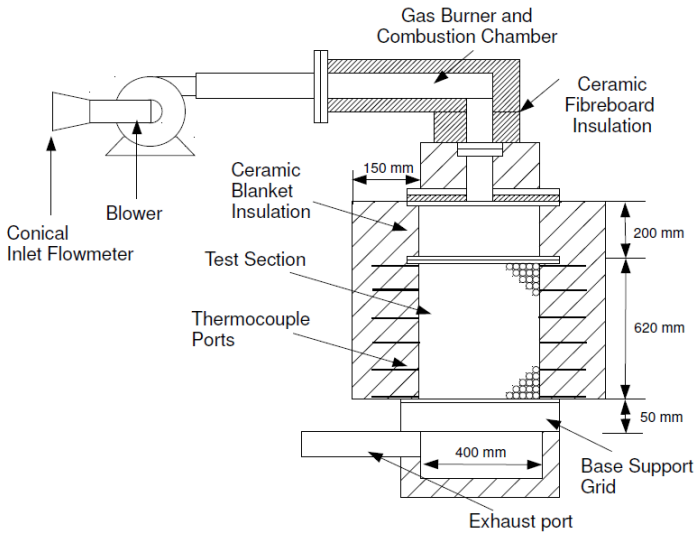


Figure 9. Schéma représentatif de l'installation expérimentale de Klein et al. [21].

I.3.1.5 Kuravi et al., 2013 [32]

Cette étude concerne une installation expérimentale conçue pour accueillir un matériau organisé, par opposition aux empilements en vrac de roches ou de sphères [32]. La cuve rectangulaire est constituée de briques empilées pour une dimension de cuve de 0,508 x 0,203 x 1,07 m^3. L'air circule à travers de fins canaux laissés libres par l'agencement des briques. Avec un tel système, les auteurs atteignent une porosité de 0,2 qui permet en théorie d'augmenter la densité énergétique du stockage par rapport à un lit de roches ou de sphères (de porosité minimale mathématiquement égale à 0,26 [7]). Le stockage se fait jusqu'à 528 °C à l'aide d'un ventilateur mobile pour charger/décharger à contre-courant. Des cycles de charge/décharge avec ou sans standby ont été réalisés. L'instrumentation de l'installation a permis de montrer que les températures sont relativement homogènes sur chaque rangée, témoignant d'une distribution uniforme du fluide malgré la géométrie utilisée. Le lit s'est par ailleurs montré correctement stratifié, comme l'illustre la figure 10. Sur cette figure, les rangées (« row ») sont numérotées de bas en haut par rapport à la cuve. En standby, la stratification est restée correcte pendant trois heures avant que la température de la rangée de briques la plus haute ne rattrape celle de la rangée plus basse, probablement en raison de pertes élevées en partie haute (« Row 6 » sur la figure 11).

Les auteurs ont confirmé le bon fonctionnement d'un stockage avec matériau organisé et ont par ailleurs montré que l'on pouvait simuler son fonctionnement avec les modèles classiques de simulation des stockages en milieu poreux. Une étude est menée à partir de ces conclusions pour déterminer les paramètres de dimensionnement d'un prototype de 16 MWh_{th} de géométrie cylindrique. A hauteur de cuve et à débit massique donnés, les auteurs montrent que les performances du stockage sont très dépendantes du diamètre de cuve, ce qui s'explique par l'impact de la section de passage sur la vitesse d'écoulement du fluide.

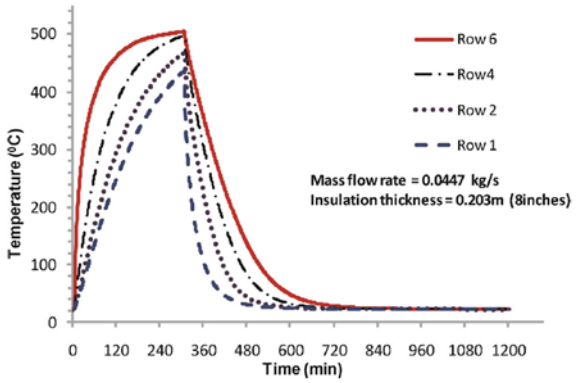


Figure 10. Evolution des températures dans les rangées de briques en charge/décharge [32].

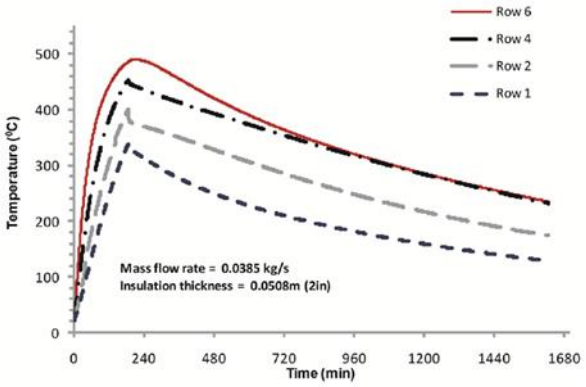


Figure 11. Evolution des températures dans les rangées de briques en charge/standby [32].

I.3.1.6 Conclusion sur les installations expérimentales gaz/solide

Cette partie a permis d'observer quelques installations expérimentales de stockage régénératif gaz/solide. On les retrouve, avec d'autres applications à température variée, dans le tableau 4. Ces applications emploient différents matériaux de stockage, à des échelles généralement réduites. Les mises en garde contre la représentativité des mesures par rapport à un système d'échelle unitaire sont fréquentes. A titre d'exemple, l'effet de channeling, dû à la distribution non homogène de porosité dans le stockage, perd de son ampleur à grande échelle. Dans ce cas, la fine couche de roches au contact de la paroi devient en effet négligeable devant la dimension du stockage. Il en est de même pour les pertes thermiques, nécessairement élevées pour des petites cuves où la surface en contact avec l'extérieur est importante par rapport au volume de la cuve.

Du point de vue de la définition des paramètres de base d'un module de stockage régénératif gaz/solide de grande échelle, la synthèse réalisée dans le tableau 4 met en évidence certaines particularités. Il est par exemple intéressant de constater qu'il ne semble pas exister de corrélation directe entre le diamètre des particules et la porosité du milieu poreux. La figure 12 (page 21) représente la porosité en fonction du diamètre des particules pour les installations répertoriées. Pour un diamètre D_{sol} d'environ 2 cm, quatre valeurs de porosité apparaissent, bornées entre 0,32 et 0,40. Ces deux paramètres peuvent donc être considérés indépendants dans les futures études paramétriques, à condition que la gamme de porosité soit cohérente avec les valeurs expérimentales relevées.

Le tableau 4 de la page suivante est renseigné à l'aide de données issues de [33], complétées par d'autres données de la littérature. Lorsque la capacité du stockage n'est pas fournie dans ces publications, la valeur maximale d'énergie stockée a été calculée à partir de l'écart de température charge-décharge et des propriétés des matériaux fournies par les auteurs (équation (2)). Le facteur de forme (rapport hauteur/diamètre H_l/D_l) pour les cuves parallélépipédiques a été déterminé à partir du diamètre conduisant à une section de lit fixe équivalente.

Publications	Matériau solide	Disposition	V_l (m^3)	D_{sol} (m)	H_l/D_l (-)	ε (-)	T_{min} (°C)	T_{max} (°C)	u_{min} (m/s)	u_{max} (m/s)	Q_{max} (kWh_{th})
Shitzer et Levy (1983) [34]	Roches	Vertical	1,9	0,035	2,4[1]	0,34	30	75	0,19[1]	0,51[1]	32[1]
Beasley et Clark (1984) [35]	Sphères de verre	Vertical	0,07	0,012	1,7[1]	0,36	25	70	0,28[1]	2,35[1]	1[1]
Meier et al. (1991) [30]	Sphères de porcelaine	Vertical	0,02	0,02	8,0[1]	0,4	25	550	0,9	0,9	5,5[1]
Nsofor, 2005 [36]	Zircone	Vertical	0,18	0,018	1,0[1]	0,32	20	800	0,25[1]	6,02[1]	~100[1]
Zunft et al. (2011) [29]	Porcelaine d'alumine (briques)	Vertical	120	nc	0,9[1]	0,69	120	630	nc	nc	~9.10^3
Zanganeh et al. (2012) [23]	Roches	Vertical	22,5	0,025	0,9[1]	0,34	20	500	0,02[1]	0,04[1]	$3,5.10^{3}$[1]
Daschner et al. (2013) [37]	Sphères d'alumine	Vertical	1,93	0,006	nc	nc	20	725	nc	nc	85
Kuravi et al. (2013) [32]	Briques	Vertical	0,11	nc	3,0[1]	0,2	20	530	nc	nc	32[1]
Mongibello et al. (2013) [38]	Sphères d'alumine	Vertical	0,13	0,005	4,0[1]	0,4	100	350	1,19[1]	1,98[1]	nc
Klein et al. (2014) [21]	Billes de céramique	Vertical	0,08	0,019	1,6[1]	0,39	350	900	0,68[1]	2,47[1]	18[1]
Okello et al. (2014) [39]	Roches	Vertical	0,06	0,014	3,0[1]	0,38	20	300	0,15[1]	0,29[1]	~6
Anderson et al. (2014) [40]	Sphères d'alumine	Vertical	0,01	0,006	53[1]	0,4	25	120	4,62[1]	10[1]	0,5[1]
Avila-Marin et al. (2014) [41]	Sphères d'alumine	Vertical	0,01	0,009	1,0[1]	nc	20	640	nc	nc	nc
Cascetta et al. (2016) [42]	Sphères d'alumine	Vertical	0,48	0,008	3,1[1]	0,39	51	192	0,68[1]	2,5[1]	53[1]
Odenthal et Steinmann (2016) [43]	Briques	Horizontal	30	0,014	nc	0,36	280	380	>0,5[1]	<1,3[1]	2500
Esence (2017) [14]	Roches (basalte)	Vertical	3,56	0,017	2,5[1]	0,37	80	800	0,3[1]	3,8[1]	830
Esence (2017) [14] et Desrues (2011) [7]	Plaques en céramique	Vertical	3,2	nc	5,6[1]	0,40	80	800	0,3[1]	7,0[1]	740
Li et al. (2018) [44]	Briques (canaux hexagonaux)	Horizontal	0,12	nc	2,2[1]	0,34	25	550	0,7[1]	3,0[1]	21[1]

Tableau 4. Tableau récapitulatif d'installations de stockage régénératif gaz/solide, complété à partir de [33] (classement chronologique).

[1] Estimation par calcul à partir des données de la publication ; nc : non communiqué.

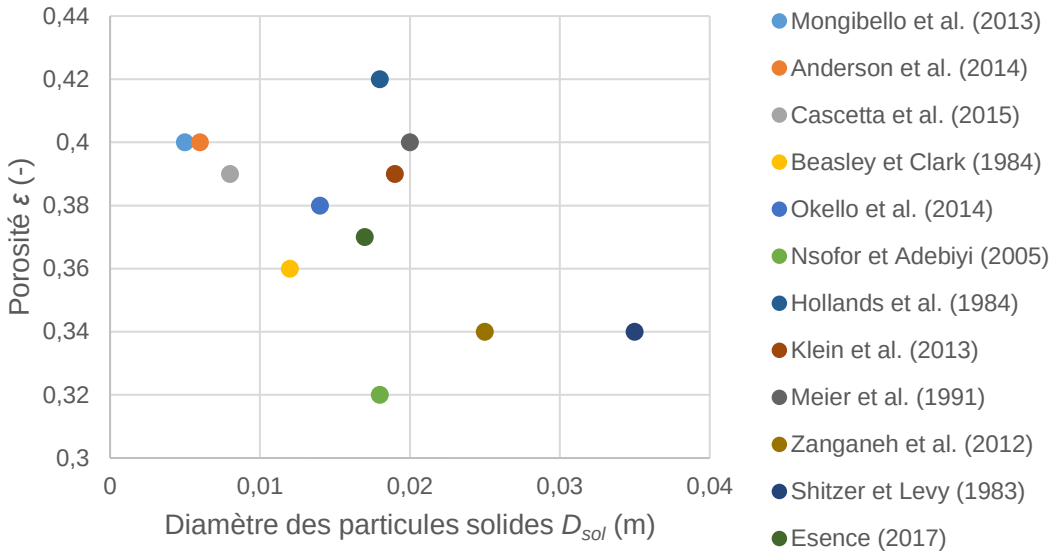


Figure 12. Porosité du milieu poreux en fonction du diamètre des particules solides pour les installations expérimentales du tableau 4.

La figure 13 illustre l'énergie maximale que l'on peut stocker dans les dispositifs du tableau 4 en fonction de la température maximale du stockage. Elle montre que les stockages les plus représentatifs de la littérature (quelques MWh_{th}) se concentrent à un niveau de température plus bas que celui visé dans cette étude (environ 1000 °C, cf tableau 1). Enfin, aucun dispositif expérimental n'a été relevé au-delà de 900 °C dans le cadre de cette analyse bibliographique.

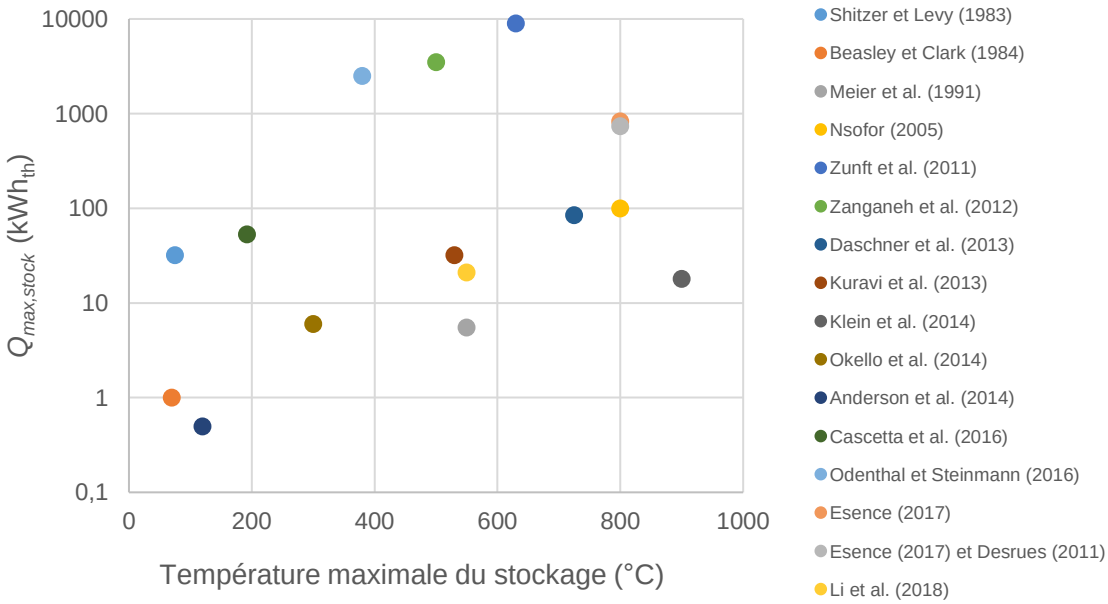


Figure 13. Energie stockée dans les dispositifs expérimentaux du tableau 4 en fonction de leur température maximale.

L'absence de données complètes et représentatives sur le stockage régénératif gaz/solide soutient la nécessité de mettre au point des méthodes de modélisation prospectives. Les aspects liés à la configuration du stockage sont approfondis dans la partie suivante.

I.3.2 Configuration du stockage régénératif gaz/solide

Le paragraphe précédent a montré une absence notable de retour d'expérience significatif aux niveaux de température et d'énergie concernés par cette étude. Peu de règles de conception généralistes sur le stockage régénératif gaz/solide peuvent être énoncées. Avant de lever certaines de ces incertitudes par modélisation, certaines valeurs pertinentes doivent être définies pour les paramètres déterminants du stockage.

La revue des installations expérimentales amène par exemple à s'interroger sur la forme de la cuve (cylindrique ou parallélépipédique), son facteur de forme (ou ratio d'aspect), son isolation, le matériau constitutif de la matrice de stockage, la gestion de la dilatation, le fluide caloporteur… Il est également nécessaire de déterminer une gamme de température cible compatible avec les contraintes techniques actuelles. Les besoins à prendre en compte pour le bon fonctionnement du stockage sont listés dans [4] : densité énergétique élevée, transfert satisfaisant entre le fluide caloporteur et les particules solides, stabilité mécanique et chimique, compatibilité chimique entre le fluide caloporteur, les échangeurs et la matrice de stockage, réversibilité du stockage, pertes thermiques limitées, coût et impact environnemental raisonnables et compatibilité avec le procédé.

Les contraintes qui pèsent sur le design de la cuve de stockage sont nombreuses. Elle doit permettre le support mécanique du matériau de stockage et la bonne circulation de l'air. Pour un débit donné, sa section de passage dicte la vitesse d'écoulement qui doit permettre de charger et décharger le stockage dans un intervalle de temps compatible avec le procédé. Son isolation et son facteur de forme doivent limiter les dissipations thermiques vers l'extérieur. Finalement, sa configuration a aussi une influence sur les pertes de charge infligées à l'air. Ces points sont détaillés dans cette partie, après avoir rappelé le principe de la thermocline.

I.3.2.1 Principe d'un stockage avec zone thermocline et taux d'utilisation

Le stockage passif consiste à faire passer le fluide de transfert dans une matrice de stockage solide (cf partie I.2.1). La stratification des températures dans la cuve est souhaitable pour obtenir des régions chaudes et froides nettement séparées. Celles-ci sont naturellement créées par la différence de densité entre le fluide chaud et froid. En soufflant l'air chaud par le haut et l'air froid par le bas, cette stratification thermique qui sépare les deux régions est maintenue. L'idéal est d'avoir un gradient thermique fin : lorsque la zone de gradient thermique est fine (bonne stratification), les zones chaudes et froides sont plus étendues que lorsque la zone de gradient thermique est large (stratification dégradée). La zone chaude plus épaisse permet d'assurer une température de sortie stable pendant plus longtemps, ce qui est profitable pour le process situé à l'aval du stockage [33]. La différence entre un stockage de stratification modérée et un stockage de stratification améliorée est présentée sur la figure 14. Un écoulement de vitesse uniforme dit « piston » dans le régénérateur est la meilleure façon de faire circuler le fluide tout en conservant une stratification correcte.

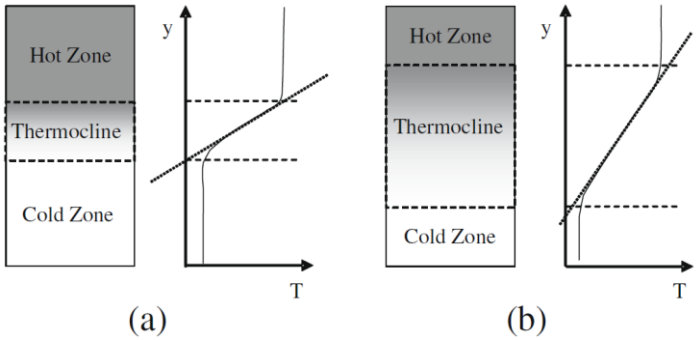


Figure 14. Schéma représentant différentes qualités de stratification dans un stockage : élevée à gauche et modérée à droite [45].

Lors du fonctionnement d'un stockage de type régénératif, la zone thermocline n'est généralement pas totalement extraite du stockage à chaque phase de charge ou de décharge. La figure 15 issue de [46] illustre ce phénomène. Sur celle-ci, l'écart de température ΔT_1 représente la tolérance de fin de charge, définie par la température maximale admissible en sortie de stockage lors de cette phase. Cela peut être dû à une contrainte de température sur un organe de circulation en aval par exemple. A l'issue de la charge, une partie du stockage n'est donc pas à la température de charge. De la même façon, l'écart ΔT_2 représente la tolérance de fin de décharge. Celle-ci est imposée par l'utilisation qui est faite de la chaleur déchargée. Cette utilisation peut imposer une température minimale de sortie du stockage lors de cette phase, par exemple si le stockage alimente un cycle thermodynamique. Sur la figure 15, la zone grisée est représentative de l'énergie réellement stockée à chaque cycle. L'écart entre cette zone grisée et les températures adimensionnelles 0 et 1 correspond au potentiel non exploité du stockage. Par conséquent, il faut donc surdimensionner le volume du stockage pour que l'énergie effectivement stockée corresponde à la valeur souhaitée. Le ratio entre l'énergie réellement chargée et déchargée à chaque cycle et l'énergie maximale stockée (si la zone thermocline était entièrement extraite à chaque cycle) est le taux d'utilisation. Pour des écarts ΔT_1 et ΔT_2 donnés (notations de la figure 15), plus la zone thermocline est fine, plus le taux d'utilisation augmente.

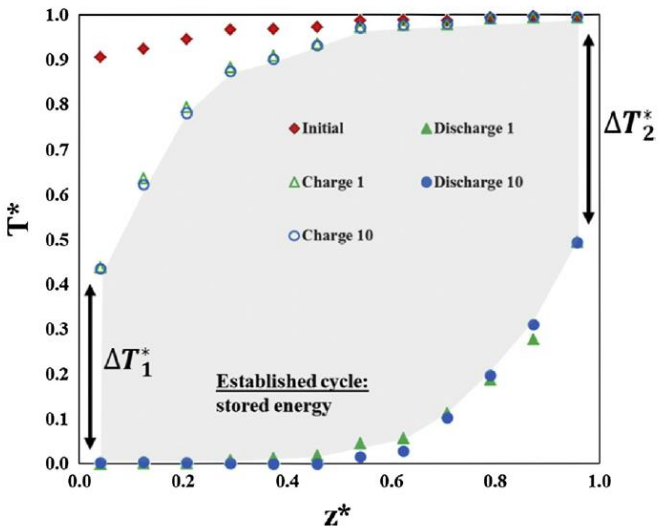


Figure 15. Graphique représentant les profils spatiaux de température en fin de charge et de décharge pour un stockage avec zone thermocline [46].

I.3.2.2 Géométrie : disposition et impact sur la stratification

De nombreuses cuves de la littérature sont disposées verticalement afin de faciliter la stratification thermique. Parmi les exceptions notables, on compte les études qui envisagent le béton comme moyen de stockage, perforé par des tuyaux transportant le fluide caloporteur [47], [48]. Une autre raison d'imaginer une disposition horizontale est le support mécanique plus simple à assurer, puisque le poids des matériaux se reporte sur une surface plus grande. Cela impliquerait des coûts de structure et de génie civil moins élevés. En revanche, cela pose des questions sur la possibilité d'un écoulement piston et la tenue du gradient thermique, naturellement élargi par convection naturelle au cours du temps. Des tests ont été réalisés à ce sujet par la DLR sur un module de stockage régénératif air/solide horizontal avec une matrice constituée de briques empilées [43], [49].

La figure 16 présente un relevé expérimental des températures issu de cette étude. Avant de lancer les mesures, le stockage est chargé jusqu'à ce que le front thermique atteigne à peu près la moitié de la cuve (on remarque des effets de bord importants à l'issue de cette étape). Le flux d'air est stoppé et l'évolution des isothermes dans le dispositif à différents temps de relaxation thermique est tracée par interpolation linéaire à partir des données expérimentales. L'effet de basculement du gradient d'une position verticale à une position horizontale est particulièrement marqué à partir de 24h de repos. Les auteurs concluent de cette campagne de mesure que le phénomène est suffisamment insignifiant jusqu'à 12h de repos pour être négligé [49]. Cependant, cette étude concerne un arrangement du matériau de stockage en briques. Il est probable qu'un arrangement du matériau en vrac laissant plus de liberté de circulation à l'air ne fasse qu'amplifier le phénomène. Si l'on envisageait une stratégie de pilotage visant à sortir le gradient thermique de la cuve par charge complète, cette problématique serait largement atténuée.

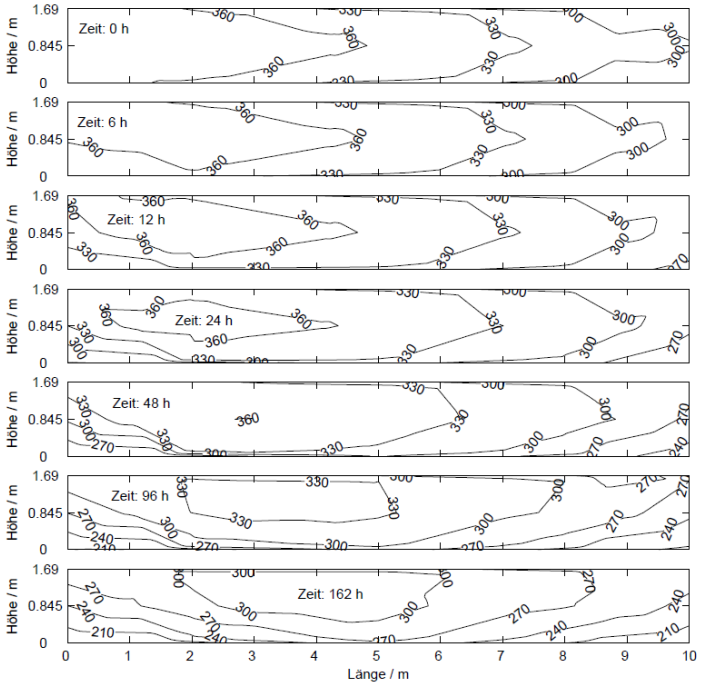


Figure 16. Profils des isothermes de température dans une cuve horizontale, à sept instants différents de relaxation thermique [49].

Une dernière géométrie à noter est celle proposée dans l'article [23] et les publications associées. Ayant la forme d'un cône tronqué enterré, les avantages qui lui sont liés ont été décrits en partie I.3.1.1.

I.3.2.3 Géométrie : facteur de forme pour la configuration verticale

Les cuves peuvent être de forme variée, mais elles sont en pratique souvent cylindriques ou de section rectangulaire. La principale contrainte liée à ce point est l'organisation du matériau à l'intérieur de la cuve. De manière générale, la forme cylindrique est préférée. Elle pose peu de problèmes mécaniques et permet d'éviter les effets de coin qui auraient tendance à influencer la distribution de l'air [33]. De plus, elle minimise les surfaces latérales pour une section donnée, ce qui est favorable à la limitation des pertes thermiques via les parois. En revanche, on lui préfère une section rectangulaire pour y entreposer des matériaux organisés comme des briques ou des plaques [7], [32]. Si l'on tient à réaliser une cuve cylindrique avec des matériaux de ce type, on peut envisager d'effectuer un remplissage du vide à l'aide de sphères ou de roches, à condition que cela ne perturbe pas l'homogénéité de l'écoulement. Les cuves rectangulaires sont parfois choisies pour les installations de laboratoire pour des raisons de simplicité de conception [33].

Un paramètre important et complexe à évaluer du dimensionnement des cuves verticales est le facteur de forme, ou rapport H_l/D_l dans le cas des cuves cylindriques [22]. D'un côté, augmenter ce ratio augmente la quantité d'énergie stockée, l'épaisseur de la thermocline évoluant moins vite que l'augmentation de la longueur de cuve [50]. D'un autre côté, augmenter le rapport H_l/D_l revient aussi à augmenter les pertes de charge dans le stockage du fait de la plus grande distance parcourue par le fluide [38]. Les contraintes mécaniques sur la cuve augmentent également avec ce rapport, car le poids du matériau se reporte sur une section plus faible lorsque H_l/D_l augmente. Pour finir, plus H_l/D_l est grand, plus il y a de surface latérale au contact de l'extérieur pour un volume donné, et plus les pertes thermiques sont susceptibles d'être élevées.

Dans l'article [50], des études de sensibilité sont réalisées sur le rapport H_l/D_l d'un régénérateur air/lit de roches. Notons qu'il n'est varié qu'entre 0,05 et 0,75, les auteurs excluant la possibilité qu'il soit supérieur ou égal à 1. A débit massique constant, la température en sortie de stockage est divisée par deux au bout de 8h de charge lorsqu'on passe de H_l/D_l = 0,05 à H_l/D_l = 0,75. Cela témoigne de la meilleure absorption de l'énergie du stockage lorsque le rapport H_l/D_l augmente, ce qu'on peut lier à une zone thermocline plus fine. L'étude souligne l'importance de prendre en compte la puissance de ventilation qui augmente avec les pertes de charge à travers le lit. Elle invite à trouver un compromis entre l'absorption de la chaleur par le stockage et les pertes de charge créées. Un optimum est trouvé pour H_l/D_l = 0,15 et un diamètre de particules égal à 5 mm (la cuve a un volume de 300 m^3 pour 18,6 MWh_{th} d'énergie stockée).

Ces conclusions se complètent avec celles de l'étude [38] dans laquelle une optimisation du rapport H_l/D_l (varié de 1 à 4) est également réalisée. Le volume du stockage modélisé n'est ici que d'1 m^3. Les auteurs constatent que le temps de charge augmente avec le rapport H_l/D_l, ainsi que l'énergie stockée. En effet, le transfert convectif prédominant dans l'échange augmente avec le nombre de Reynolds. A débit massique constant, la vitesse d'écoulement augmente avec le

rapport H_l/D_l car la section de passage diminue. Les auteurs calculent un rendement du système de stockage intégrant l'énergie nécessaire pour compenser les pertes de charge. Il se calcule avec la formule suivante :

$$\eta_{stock} \triangleq \frac{Q_{dech}}{Q_{charge} + W_{\Delta P}} \qquad (5)$$

avec Q_{dech} l'énergie extraite pendant la décharge, Q_{charge} l'énergie apportée par la source chaude pendant la charge et $W_{\Delta P}$ le travail fourni pour compenser les pertes de charge. Quelques résultats sont donnés dans le tableau 5. Lorsque le rapport H_l/D_l augmente, le rendement du stockage diminue (10 points de moins lorsque H_l/D_l passe de 2 à 4 pour un diamètre de particules D_{sol} de 5 mm). Ceci est attribué à l'augmentation des pertes thermiques par les parois et aux pertes de charge.

H_l/D_l	D_{sol} (mm)	η_{stock}
2	5	0,84
3	5	0,79
4	5	0,74
3	10	0,86
4	10	0,81

Tableau 5. Influence de la variation de H_l/D_l pour une cuve d'1 m^3 [38].

La cuve considérée est de très petite dimension et les pertes thermiques sont en conséquence non négligeables devant l'énergie stockée. Il convient également de rappeler que les pertes de charge ne sont pas seulement liées à la hauteur de cuve et à sa section, mais aussi au diamètre des particules constituant la matrice solide et au débit. De plus, certains auteurs ont montré qu'un écoulement non uniforme pouvait être causé par des pertes de charge trop faibles [51]. Un dernier point à noter est lié au cliquet thermique, un phénomène relativement peu étudié mais aux conséquences majeures sur la faisabilité d'un stockage à haute température. Celui-ci est lié aux contraintes mécaniques exercées par les roches dilatées sur les parois de la cuve. Quelques études montrent qu'un ratio H_l/D_l limité permettrait de réduire les effets de ce phénomène [33] (cf partie I.3.2.5).

Les points mentionnés ci-dessus montrent qu'un compromis doit être trouvé entre la quantité d'énergie stockée, la stratification thermique, et les pertes thermiques et de pression dans le stockage. Afin d'améliorer la qualité de la stratification, la théorie nous pousserait à chercher un H_l/D_l élevé. En réalité, les contraintes mécaniques imposent un rapport relativement bas. La figure 17 présente le ratio H_l/D_l des installations expérimentales synthétisées dans le tableau 4 (page 20) en fonction du volume interne de cuve. La tendance générale montre que le facteur de forme est limité pour les grandes cuves. De plus, il est rappelé dans [14] que le stockage régénératif huile/roche de Solar One, l'un des seuls stockages passifs de grande échelle jamais construit, avait un rapport H_l/D_l égal à 0,77 [52]. Les contraintes de pompage sur l'huile sont pourtant bien moindres que celles de soufflage sur l'air, rendant la compensation des pertes de charge moins problématique.

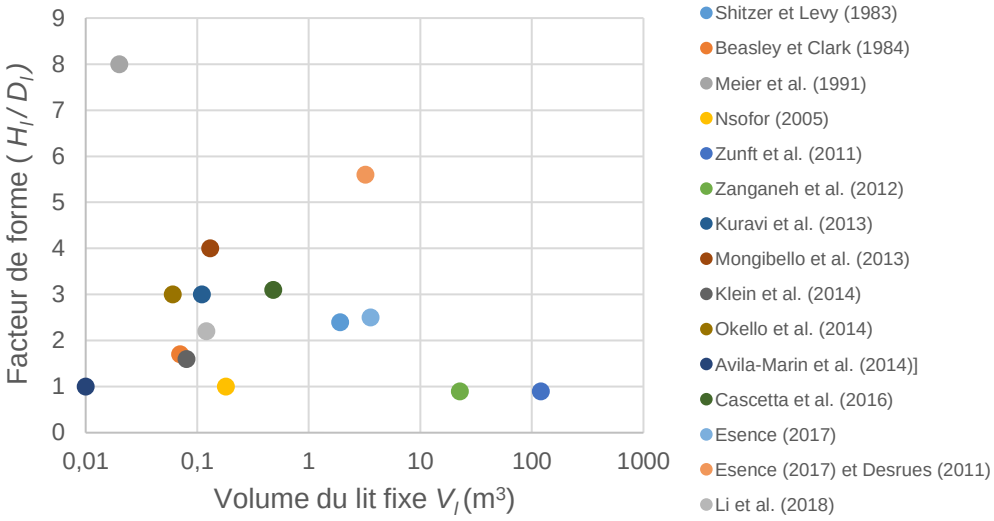


Figure 17. Facteur de forme de la cuve en fonction du volume du stockage pour les installations expérimentales du tableau 4.

I.3.2.4 Isolation de la cuve

Pour permettre de maintenir l'énergie accumulée à un niveau de température convenable, l'isolation du stockage est un aspect important. Des auteurs ont par exemple mis en avant les pertes importantes qui peuvent avoir lieu via le haut ou le bas de cuve (en géométrie verticale) [29]. Dans l'étude technico-économique d'une centrale hybride gaz-solaire avec stockage issue de la thèse [10], il est précisé que les laines thermiques très haute température en fibre peuvent supporter jusqu'à 980 °C.

On peut isoler la cuve par l'intérieur, l'extérieur ou les deux comme cela est fait dans [38] ou [30]. Il faut évidemment sélectionner avec soin le matériau isolant, notamment vis-à-vis de sa conductivité souvent fournie à basse température et qui peut être différente à des températures voisines de 1000 °C. Dans le cas d'une isolation par l'intérieur d'une cuve sous pression, il faut aussi s'assurer que l'isolant conserve ses caractéristiques aux pressions visées. Dans [18], la cuve inox (AISI 304) soumise à environ 600 °C est isolée par l'extérieur avec une superposition de quelques centimètres de feutre (λ_{isol} = 0,08 W.m^{-1}.K^{-1} à 700 °C) et dix centimètres de laine de roche (λ_{isol} = 0,04 W.m^{-1}.K^{-1}). Dans le même ordre d'idée, la cuve de [21] est isolée par l'extérieur par 15 cm de laine en fibre céramique pour un diamètre de cuve de 40 cm. On peut imaginer un isolant en briques réfractaires à l'intérieur d'une cuve en acier ou en béton. Le stockage à pression atmosphérique de l'article [53] utilise 15 cm d'isolation interne par un matériau réfractaire à haute teneur en alumine. L'inconvénient étant que sur des petites cuves, les briques participent au stockage à cause de leur forte inertie thermique [21].

I.3.2.5 Problématique du cliquet thermique (« thermal ratcheting »)

En raison du faible nombre de stockages régénératifs gaz/solide de grande échelle, le cliquet thermique n'est pas à l'heure actuelle une préoccupation majeure de l'étude de ces systèmes. Il s'agit pourtant d'une problématique importante susceptible d'endommager gravement un stockage dès sa première charge [54], [55]. Elle est due à la dilatation de l'acier qui constitue la cuve, généralement plus importante que celle des solides. Il se crée alors des vides en phase de charge dans lesquels les solides s'engouffrent. En phase de décharge, la cuve se rétracte et subit les contraintes fortes dues aux solides réorganisées. Au fil des charges, cela peut mener à une dislocation du châssis.

Certaines études récentes abordent le sujet. González et al. ont identifié que le développement et l'implantation à grande échelle du stockage régénératif post-Solar One ont été stoppés par cette problématique [52]. Ce phénomène est illustré sur la figure 18. Celle-ci provient d'une étude [56] visant à établir un modèle de contraintes thermo-mécaniques dues au cyclage des roches, assimilées à des sphères, afin d'aider au dimensionnement de la cuve. On peut y voir la réorganisation du lit de roches, en rouge, au bout de quelques cycles et l'augmentation des contraintes exercées sur la paroi.

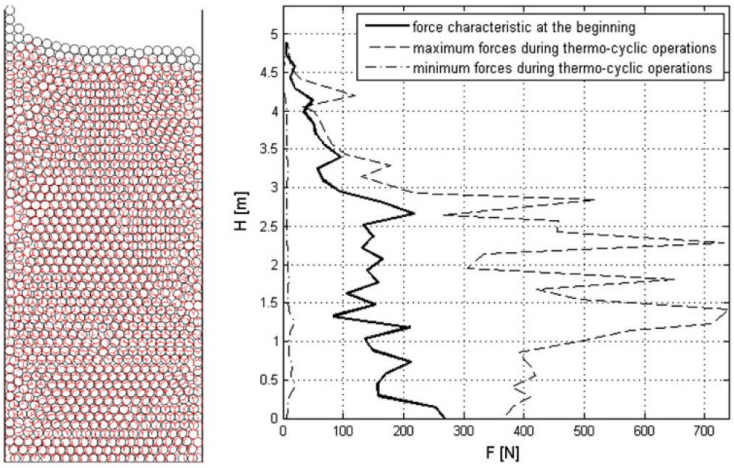


Figure 18. Figure représentant le réarrangement des roches au bout de 5 cycles (à gauche) et les contraintes moyennes radiales exercées sur la cuve (à droite) [56].

Plusieurs solutions pourraient permettre d'atténuer le phénomène de cliquet thermique. Tout d'abord une isolation par l'intérieur de la cuve est souhaitable afin de diminuer la température à laquelle celle-ci est exposée et donc sa dilatation [52], [57]. Certains auteurs envisagent également de disposer un liner souple contre la paroi de la cuve, ce qui en plus de corriger les distributions de porosité non homogènes le long de la paroi pourrait atténuer les contraintes exercées par les roches sur la cuve [36]. Une autre solution, plus radicale, est la mise en place d'un matériau « organisé » en tant que matrice de stockage [41]. La dilatation est alors orientée dans une direction. Surtout, la dilatation différentielle de la cuve n'entraîne pas de mouvement du matériau qui vienne exercer une pression lorsque la cuve se rétracte. Il s'agit là d'un avantage majeur des matériaux de type brique, qui sont détaillés en partie I.3.3.4.

I.3.2.6 Conclusions sur la conception du stockage

Cette partie a montré que le dimensionnement d'une cuve de stockage est avant tout une question de compromis. La première étape du dimensionnement doit être de calculer le volume de matériau nécessaire pour stocker l'énergie souhaitée aux niveaux de température visés à l'aide de l'équation (1). Une fois ce volume et le matériau associé connu, le volume de la cuve peut-être déterminé, ainsi que sa forme (cylindrique, conique ou rectangulaire). Selon les conditions de pilotage du stockage, le volume occupé par la zone thermocline peut entraîner un besoin de surdimensionnement du stockage en regard de l'énergie visée. Le taux d'utilisation étant également influencé par les propriétés du stockage, notamment par l'épaisseur de sa zone thermocline, la détermination d'un volume approprié relève généralement d'un procédé itératif.

Le volume de la cuve conduit à déterminer ses dimensions. La hauteur maximale de cuve est liée à des contraintes mécaniques, le poids propre des matériaux se ramenant sur un axe vertical aux parties basses et éventuellement latérales de la cuve. Il faut définir le matériau constitutif des parois, généralement de l'acier ou du béton hautes performances. Cette contrainte étant fixée, le choix d'une cuve horizontale ou verticale peut être fait. Pour maintenir une stratification correcte dans la cuve, l'adoption d'une cuve verticale semble souhaitable.

Dans le cas d'une cuve verticale, une fois le volume du stockage et sa hauteur maximale fixés, le facteur de forme doit être déterminé. Conformément aux arguments de la partie I.3.2.3, ce ratio découle d'un compromis entre stratification thermique, pertes de charge et vitesses de charge/décharge. Les pertes de charge étant également liées au matériau choisi et à sa disposition, le choix du matériau et la géométrie de la cuve sont fortement liés.

L'isolation de la cuve ne semble pas poser de problématique scientifique ou technique, même si elle présente sans doute un coût conséquent pour de grandes dimensions. Il faut noter la proposition d'Airlight qui vise à enterrer la cuve et ainsi bénéficier d'une température de paroi quasi-constante sur l'année. Cela pose en revanche des questions sur l'entretien et la maintenance de la cuve. Finalement, la géométrie issue de cette procédure de dimensionnement doit être compatible avec le cliquet thermique. Il faut laisser suffisamment de degrés de liberté à la cuve pour qu'elle puisse se dilater sans entraîner de dommages, surtout dans le cas du stockage en lit de roches/sphères. L'isolation intérieure est une solution avantageuse pour contrer ce phénomène.

I.3.3 Matériau constitutif de la matrice solide

Dans le cas des stockages régénératifs, le fluide caloporteur permet de véhiculer la chaleur jusqu'à la matrice solide. Cette matrice composée par un matériau à définir joue le rôle de stockage à proprement parler. Du choix du matériau va dépendre la densité énergétique du stockage, la température maximale ainsi que les pertes de charge appliquées au fluide. Les contraintes en jeu sont principalement de nature économique. En effet, le volume de matériau à acquérir est conséquent et si sa durée de vie n'est pas compatible avec celle de la centrale, il doit être renouvelé à une fréquence convenable. Cette notion de coût est d'autant plus importante lorsque l'on considère que le stockage passif s'est développé autour d'une diminution des coûts par rapport au stockage par sels fondus, où les sels représentent environ 50 % du prix du stockage [4]. Cette partie a pour but de présenter les critères qui permettent de sélectionner un matériau de stockage adéquat pour l'application considérée.

I.3.3.1 Critères de décision sur le choix du matériau de stockage sensible

Différents critères permettent de proposer des matériaux pertinents pour le stockage régénératif gaz/solide à très haute température. Le tableau 6 présente ces critères pour des matériaux aptes au stockage sensible à une température supérieure à 500 °C. Ils sont détaillés ci-dessous.

- Caractéristiques thermiques (λ, ρ, c_p)

Thermiquement, deux grandeurs sont particulièrement importantes à prendre en compte. La capacité thermique ρc_p détermine la densité énergétique et la diffusivité thermique $\lambda/\rho c_p$ caractérise la vitesse à laquelle la chaleur peut être chargée et déchargée [4], [13]. Des valeurs pour la masse volumique ρ, la capacité thermique massique c_p et la conductivité thermique λ sont fournies pour différents matériaux dans le tableau 6. Les données sont parfois issues du croisement de différentes sources qui sont précisées. Toutes ces valeurs sont soumises à caution car elles sont valables pour un matériau d'un certain type, pas forcément représentatif de ce type de matériau dans son ensemble. De plus, les caractéristiques thermiques varient parfois de manière significative avec la température. A titre d'exemple, le ρc_p de l'alumine varie de plus de 50 % sur l'intervalle 0 – 1000 °C [21]. Dans la mesure du possible, les valeurs données dans le tableau sont issues de caractérisations à haute température. Lorsqu'elle est connue, la température des caractérisations est précisée dans le tableau.

- Dilatation thermique

La dilatation thermique est un facteur qu'il faut considérer en relation avec la problématique du cliquet thermique décrite en partie I.3.2.5. Elle est donnée en K^{-1}, représentant une fraction d'allongement par degré. Le coefficient de dilatation du matériau est à comparer avec celui du matériau constitutif de la cuve, par exemple de l'ordre de 15.10^{-6} K^{-1} pour l'acier de 20 à 100 °C. Si l'écart entre les coefficients des deux matériaux est élevé ou si les deux matériaux ont un coefficient élevé, les contraintes exercées par le matériau sur la cuve en phase de refroidissement peuvent être importantes.

- Tenue en température

Un autre point important est la tenue des matériaux aux cyclages thermiques lorsqu'ils sont soumis à de forts gradients de température. Le stockage envisagé se situant au voisinage de 1000 °C, cette contrainte est majeure. Il est peu probable qu'un matériau tienne sur des cyclages allant de la température ambiante à 1000 °C, ce qui implique aussi une contrainte sur la température d'entrée dans le stockage. Le tableau 6 présente quelques valeurs maximales « théoriques » d'utilisation du matériau issues de la littérature. La colonne $T_{max,biblio}$ présente les valeurs maximales constatées dans les installations expérimentales de la littérature. Les tests de cyclage réalisés par les auteurs sont assez peu mentionnés dans la littérature. Lorsqu'ils le sont, généralement peu de détails sont donnés sur la procédure. Ainsi dans [58] il est précisé que le basalte et d'autres roches ont été cyclés avec succès entre 20 et 600 °C. La procédure est plus documentée pour les laitiers par exemple, qui ont été cyclés sous forme de plaques par le laboratoire PROMES sur 25 cycles de 6h entre 100 °C et 700 °C [59]. De même, le Cofalit (matériau issu de l'inertage de déchets amiantés) a été cyclé à deux reprises entre la température ambiante et 1100 °C à une vitesse de 10 °C/min, et dans d'autres conditions à 610 °C sous 30 bar [60].

- Coût

Concernant le coût des matériaux, celui-ci dépend de la nature du matériau et de sa disponibilité. Certaines publications ([13], [61]) affichent un prix indicatif pour quelques matériaux. Ce prix n'est cependant pas toujours significatif dans la mesure où le coût réel dépend fortement des quantités achetées. Les coûts indicatifs présentés ici seront donc plutôt représentés par une échelle allant de « + » à « +++ » permettant de situer l'ordre de grandeur. Des valeurs plus précises sont mentionnées au chapitre IV dans le cadre de l'analyse économique du système.

Le tableau 6 présenté à la page suivante résume ces caractéristiques pour un panel de matériaux compatibles avec une application à haute température. Certains de ces matériaux sont détaillés par la suite.

Matériau	ρ (kg.m^{-3})	c_p (J.kg^{-1}.K^{-1})	λ (W.m^{-1}.K^{-1})	ρc_p (kJ.m^{-3}.K^{-1})	$\lambda/\rho c_p$ (10^{-7} m^2.s^{-1})	Dilatation thermique (10^{-6}/K)	$T_{max,théorie}$ (°C)	$T_{max,biblio}$ (°C)	Gamme de prix	Références des valeurs	Autres références
Basalte	3000	920 (500 °C)	1,5 (25 °C)	2760	5,4	16 [62]	900 [37]	600	+	[61], [63]	[7], [58], [62], [64]
Gabbro	2911	643 (25 °C)	2,1 (25 °C)	1872	11	16 [62]	-	-	+	[23]	[61], [62]
Béton HT (DLR)	2750	916 (350 °C)	1,0 (350 °C)	2519	4,0	9,3	600	600	+	[48]	[54], [65]
Céramique HT (DLR base Al_2O_3)	3500	866 (350 °C)	1,4 (350 °C)	3031	4,5	11,8	-	200	+++	[48]	[66]
Zirconia	5999	597 (500 °C)	2,7 (500 °C)	3581	7,5	-	2300	900	+++	[63]	[36], [53], [67]
Briques réfractaires	3000	1150 (moy. 200-1200°C)	5 (moy. 200-1200°C)	3450	14	-	1200	-	++	[13]	[11]
Cordiérite, Steatite	2680	1068 (- °C)	2,5 (- °C)	2862	8,7	7 - 10	1200	550	++	[31]	[68]–[70]
Sphères d'alumine (Al_2O_3)	3953	1157 (500 °C)	12 (500 °C)	4574	26	16,2	1800	900	++	[63]	[37], [40], [67], [71]
Cofalit (amiante vitrifiée)	3120	1034 (1000 °C)	1,4 (1000 °C)	3226	4,3	8,8	1200	1000	+	[66]	[55], [61], [63]
Laitiers (sidérurgique, four à arc électrique)	3770	912 (500 °C)	1,4 (500 °C)	3438	4,1	9 - 11	1000	1000	+	[63]	[61], [72]

Tableau 6. Tableau répertoriant les caractéristiques de différents matériaux pour le stockage sensible gaz/solide à haute température.

I.3.3.2 Les roches naturelles

Les roches sont abondamment utilisées dans les études sur le stockage régénératif. En effet, elles présentent l'intérêt d'être peu coûteuses et disponibles n'importe où sur la planète. La grande diversité des roches rencontrées implique des variations parfois significatives du produit ρc_p, éventuellement au sein de mêmes familles (basalte par exemple).

De nombreuses roches ont tendance à présenter des problèmes mécaniques lorsqu'elles sont cyclées à haute température. La publication [64] qui vise à établir une méthodologie de sélection des roches pour le cyclage thermique recommande les roches formées à haute température telles que les roches magmatiques ou métamorphiques. Parmi les roches magmatiques, les roches basaltiques ont une température de fusion supérieure à 1000 °C, contrairement aux granites pour lesquels elle est de seulement 750 °C [61]. Il faut donc être particulièrement vigilant avant de préconiser l'emploi d'une roche particulière pour le stockage thermique à très haute température.

La publication [73] a pour but de proposer des roches disponibles localement (en Afrique du Sud) qui conviendraient pour le stockage thermique avec une température comprise entre 500 °C et 600 °C. Elle rappelle tout d'abord que les roches doivent avoir une résistance de compression suffisante pour que les roches du fond de cuve puissent supporter le poids propre du lit. Cette condition est vérifiée pour la plupart des configurations. La dilatation peut cependant ajouter des contraintes locales : la résistance de compression diminue avec la température en raison des fissures qui peuvent apparaître au fil des cyclages.

Les fracturations des roches dues à la montée en température peuvent intervenir très tôt en fonction de la nature des minéraux constitutifs. Le principal mécanisme en cause est la dilatation différentielle de ces minéraux : par exemple, le volume du quartz augmente de 4,6 % entre 20 et 600 °C tandis que celui des autres minéraux n'augmente que de 1 à 2 % [73]. Même les roches magmatiques, en théorie performantes, sont soumises à ces problématiques. Un test sur des roches des Andes a montré une stabilité jusqu'à 500 °C, mais des fractures significatives à 1000 °C. Les roches larges (de gros diamètres) craquent plus facilement que les petites.

Dans [73], les auteurs font cycler environ 950 fois des roches locales entre 350 et 530 °C à une vitesse de 2 °C/min. La dolerite (ou microgabbro, proche en composition du gabbro) est la roche qui se montre la plus stable. Concernant les caractéristiques thermiques des roches, les mêmes auteurs mettent en garde contre une surestimation fréquente des capacités calorifiques. Le tableau 7 présente les c_p de différentes roches estimées à partir d'une corrélation établie par ces auteurs en se basant sur des valeurs mesurées à 20 °C. On peut y constater que les valeurs présentées dans le tableau 6 précédent sont plutôt conservatives. Le coefficient de dilatation thermique des roches est généralement compris entre 10.10^{-6} et 25.10^{-6}.

De manière générale, les roches magmatiques contenant peu de quartz comme le gabbro ou le basalte sont recommandées. Leur potentiel de dégradation augmente cependant avec la température de cyclage et leur comportement aux alentours de 1000 °C reste incertain.

Type de roche	ρ_{sol} (kg/m^3) (20°C)	c_{psol} (J.kg^{-1}.K^{-1}) (100°C)	c_{psol} (J.kg^{-1}.K^{-1}) (300°C)	c_{psol} (J.kg^{-1}.K^{-1}) (600°C)
Basalte	2870	1039	1275	1407
Gabbro	3000	752	923	1019
Granite	2650	694	852	940
Quartzite	2640	846	1038	1145

Tableau 7. Estimation des capacités thermiques massiques de quelques roches (extrait de [73]).

I.3.3.3 Empilement de sphères d'alumine

Outre les roches, il est également possible de remplir le module de stockage de sphères conçues industriellement. Un matériau commun dont les apparitions se multiplient dans la littérature est l'alumine ou oxyde d'aluminium (« alumina » en anglais) [37], [38], [40], [41], [67], [71], [74], [75]. Sa température de fusion est voisine de 2000 °C et sa température d'utilisation irait jusqu'à 1800 °C [37]. De nombreux fabricants proposent déjà ce composé avec des géométries ou des puretés en alumine variables. Son prix est donc raisonnable, bien que logiquement supérieur à celui des roches.

Ce matériau est disponible pour une grande variété de diamètres, de quelques millimètres à plusieurs centimètres. Parmi les avantages de cette céramique, on peut citer sa stabilité aux cyclages thermiques et la bonne connaissance de ses propriétés. Les sphères à haute teneur en alumine, généralement supérieure à 92 %, répondent particulièrement bien aux critères de choix d'un matériau : c_p élevé, tenue à haute température (1000 °C), bonne conductivité, résistance aux chocs thermiques [67].

I.3.3.4 Matériaux « organisés »

Les lits de roches ou de sphères posent deux problèmes auxquels peuvent répondre les matrices de stockage organisées. Le premier est la perte de charge subie par le fluide lors de l'écoulement dans le régénérateur. Celle-ci entraîne une consommation d'énergie pour la circulation du fluide gazeux qui a un impact non négligeable sur les performances du procédé [10] (cf partie I.3.2.3). Le deuxième point est la dilatation des roches ou des sphères qui est peu orientée et peut poser problème (cf partie I.3.2.5). La structure organisée du matériau de stockage s'obtient généralement en superposant des briques réfractaires perforées. L'air suit alors un cheminement prédéfini qui limite les pertes de charge. Cette configuration correspond à l'état de l'art dans le domaine des régénérateurs industriels pour les applications sidérurgiques par exemple [76].

Cette solution est moins documentée dans la littérature sur le stockage thermique, peut-être en raison de son coût et de son caractère moins innovant. On notera cependant quelques cas de stockage en briques réfractaires [29], [32], [44], [77]. La thèse [7] sur un système de pompage thermique à deux réservoirs de stockage offre également une vision du stockage régénératif en matériau organisé, incluant une optimisation thermohydraulique de la géométrie de canaux formés par des plaques empilées. Notons enfin les travaux réalisés sur les matériaux issus de vitrification de déchets [55].

Un exemple de matériau proposé pour le stockage en briques réfractaires est présenté sur la figure 19. Il s'agit d'un matériau standard pour les régénérateurs de l'industrie sidérurgique [77].

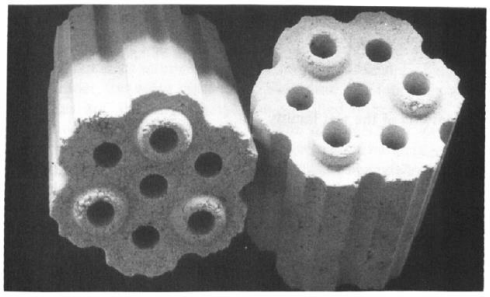


Figure 19. Matériau réfractaire envisagé pour le projet PHOEBUS [77].

En contrepartie des avantages cités plus haut, les matériaux organisés peuvent induire une surface d'échange moindre et un coefficient d'échange réduit par rapport aux lits de roches/sphères. La zone thermocline est par conséquence élargie, ce qui entraîne un surdimensionnement du stockage pour une même énergie stockée. De plus, il faut veiller à assurer une perte de charge minimale permettant de s'assurer d'un écoulement piston dans le réservoir, par exemple par ajout d'une grille perforée. Des problématiques de distribution en entrée de stockage sont ainsi illustrées dans [49].

I.3.3.5 Matériaux recyclés : déchets vitrifiés et laitiers

Une piste émergente dans l'étude des matériaux aptes au stockage sensible très haute température est l'utilisation de matériaux issus de recyclage ou de coproduits industriels. Associant des caractéristiques thermiques intéressantes, un coût potentiellement faible et un argument environnemental intéressant, ces matériaux ont démontré leur pertinence, malgré l'absence notable de filière spécifique.

On peut noter les études [61], [66] s'inscrivant dans des travaux sur le Cofalit, matériau issu de l'inertage de déchets amiantés. Des caractérisations thermiques et chimiques ont été réalisées pour des cyclages thermiques rapides jusqu'à 1000 °C, témoignant de la stabilité du matériau. Les caractéristiques ρ et c_p sont comparables à celles des matériaux cités précédemment. Un axe d'amélioration identifié est d'agir sur la composition chimique pour augmenter la conductivité thermique, pour l'instant relativement faible (1,5 $W.m^{-1}.K^{-1}$). Les matériaux recyclés et co-produits sont détaillés dans l'article de synthèse [59]. Il référence d'autres matériaux de ce type adaptés au stockage thermique, comme les laitiers sidérurgiques. Ces laitiers ont été étudiés de manière significative dans la littérature pour des applications de stockage ([61], [63], [72], [78]).

Co-produits issus de l'industrie sidérurgique et de la fonte d'acier, les laitiers sont disponibles en abondance. En termes de coût, celui-ci est peu élevé en raison de la nature du matériau, mais il faut noter l'existence de filières de recyclage qui emploient la totalité de la production française de laitier de haut fourneau par exemple (pour les routes et le ciment notamment) [72]. L'usage de ce matériau pour le stockage thermique viendrait donc concurrencer ces utilisations. D'un point de vue thermique, certains laitiers ont été cyclés jusqu'à 1100 °C sans manifester d'instabilité chimique ou mécanique significative [72], [78]. Les valeurs de ρ et c_p sont comparables à celles

des autres matériaux de stockage sensible. La conductivité thermique est selon le type de laitiers, proche ([63]) ou meilleure ([72]) que celle du Cofalit. Pour ces raisons, les laitiers sont une alternative crédible sur un plan technico-économique. La variété des laitiers existants met cependant en évidence la nécessité de s'assurer d'un approvisionnement de matériau à la composition reproductible, en cas de besoin de remplacement du matériau.

I.3.3.6 Conclusions sur le choix du matériau

Différents matériaux aptes au stockage à haute température ont été présentés. La comparaison du point de vue des caractéristiques thermiques n'apporte pas de conclusion majeure car les propriétés sont relativement proches pour la plupart des matériaux présentés. Quelques matériaux se distinguent néanmoins sur certains points (le zircone est lourd et coûteux, l'alumine peut avoir un ρc_p très élevé). La décision doit donc être prise en tenant compte de critères plus larges. La stabilité des matériaux au cyclage thermique est importante, tout comme les critères économiques. Ceux-ci sont notamment liés au coût du matériau, mais aussi aux pertes de charge dues à l'organisation du matériau, qui peuvent représenter un coût énergétique, et donc financier, significatif.

Du point de vue de la maturité, le stockage en lit de sphères d'alumine semble se distinguer. Ce matériau présente d'excellentes caractéristiques thermiques et une tenue aux cyclages thermiques éprouvée. Les roches magmatiques se présentent comme une alternative à bas coût au potentiel intéressant. Les études mettent néanmoins en avant le caractère aléatoire de leur tenue aux cyclages thermiques et la grande variété des propriétés thermiques de la littérature pour des roches similaires. Les briques sont écartées dans cette étude car elles sont souvent associées à des géométries de cuves particulières (ce point est rediscuté en partie III.5). Elles présentent de plus des échanges thermiques moins intéressants. Enfin, à cause des incertitudes concernant la disponibilité à court et à long terme des co-produits industriels et déchets vitrifiés, ceux-ci sont écartés pour cette application.

I.3.4 Conclusions sur le stockage régénératif gaz/solide

Cette partie a développé les différents aspects du dimensionnement d'un stockage régénératif gaz/solide. Une des premières conclusions de cette étude est la nécessité d'une limite de température haute raisonnable dans le stockage. Au vu des résultats de cyclages thermiques sur les matériaux et en tenant compte des différents matériaux englobant le stockage (isolant, tuyauterie), une température maximale de 900 °C semble raisonnable. Elle permet de mener l'étude avec les matériaux identifiés – roches comprises – tout en ne sacrifiant pas l'intérêt du stockage très haute température.

Concernant la géométrie de cuve et son matériau constitutif, l'étude bibliographique seule ne permet pas de conclure. Elle a révélé quelques préconisations, comme un facteur de forme inférieur à 1. En effet, lorsque l'air est utilisé comme fluide caloporteur, la puissance de ventilation nécessaire pour sa circulation limite l'intérêt d'augmenter ce facteur de forme.

La procédure de définition de la cuve a été décrite en conclusion de partie I.3.2. Elle dépend des conditions de pilotage, notamment des conditions d'arrêt des phases de charge et de décharge.

Celles-ci peuvent nuancer l'importance de la stratification et influencer le taux d'utilisation du stockage. Concernant le choix du fluide caloporteur, la question ne se pose pas si le stockage fonctionne en cycle ouvert : l'air est le fluide le plus pertinent. Pour une architecture où la chaleur stockée serait récupérée via un échangeur, et qui fonctionnerait en boucle fermée, une alternative à l'air pourrait être envisagée [7], [8]. Cela permet de trouver des fluides avec des masses volumiques plus élevées (qui nécessiteraient moins de puissance de compression) ou avec des capacités calorifiques supérieures.

Cette étude bibliographique conduit à retenir les valeurs proposées dans le tableau 8 pour la suite de l'étude.

Configuration du stockage	
Température maximale	900 °C
Matériaux	Sphères d'alumine ou roches
Fluide caloporteur	Air
Rapport d'aspect H_l/D_l	1
Géométrie de cuve	Cylindrique (matériau en vrac)
Disposition de cuve	Verticale

Tableau 8. Critères de configuration du stockage du système EMR'Stock.

I.4 Cycle thermodynamique de valorisation de la chaleur stockée

La partie précédente a montré que le stockage thermique régénératif gaz/solide à haute température est une brique technologique encore peu mature, qui pose de nombreuses questions. En raison des problématiques invoquées plus haut, on ne trouve aujourd'hui que très peu d'applications industrielles de systèmes incluant ce type de stockage de chaleur sensible. Il n'existe donc pas d'état de l'art particulier sur le type de procédé disposé en aval pour assurer la phase de conversion de la chaleur stockée en électricité. Cette partie détaille plusieurs solutions possibles, avant d'aboutir au choix d'un cycle thermodynamique pertinent.

La plupart des cycles thermodynamiques permettant de convertir de la chaleur en travail mécanique sont basés sur l'un ou l'autre de ces deux cycles de base : le cycle vapeur également nommé cycle de Rankine et le cycle gaz également nommé cycle de Joule (ou Brayton). Afin de présenter différents aspects liés à la conception des cycles thermodynamiques, il convient d'introduire le rendement thermique traduisant les performances d'un cycle :

$$\eta_{th} \triangleq \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}} \tag{6}$$

avec $\dot{W}_{net}$ la puissance nette développée par le cycle et $\dot{Q}$ la quantité de chaleur apportée par la source chaude (classiquement par combustion).

I.4.1 Cycles à vapeur

Le cycle vapeur est une installation motrice à eau basée sur le cycle thermodynamique de Rankine ou Hirn. Le diagramme (T,s) classique de ce cycle est présenté sur la figure 20. Ses

principaux organes sont quant à eux représentés sur la figure 21. Dans ce type de cycle, l'eau, à l'état de liquide saturé, traverse une pompe qui l'élève en pression et l'amène à l'état de liquide non saturé (étape 1-2). Ce liquide est ensuite introduit dans un générateur de vapeur dans lequel il subit une action calorifique l'amenant à l'état de vapeur surchauffée (étape 2-3). Cette vapeur est détendue dans une turbine jusqu'à un état de vapeur humide (étape 3-4), avant d'être ramenée à l'état de liquide saturé au condenseur (4-1). Les transformations au condenseur et au générateur de vapeur sont quasi-isobares [79]. On doit le premier cycle vapeur à Rankine qui a publié à ce sujet en 1856. La surchauffe de la vapeur a été proposée par Hirn un an plus tôt [79].

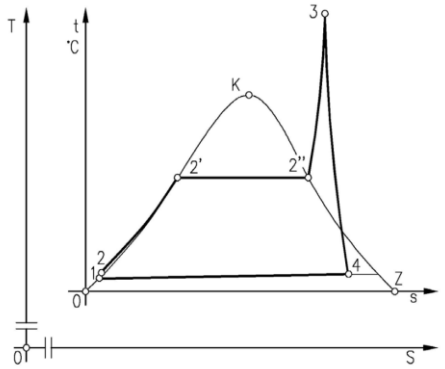


Figure 20. Diagramme (T,s) du cycle de Hirn [79].

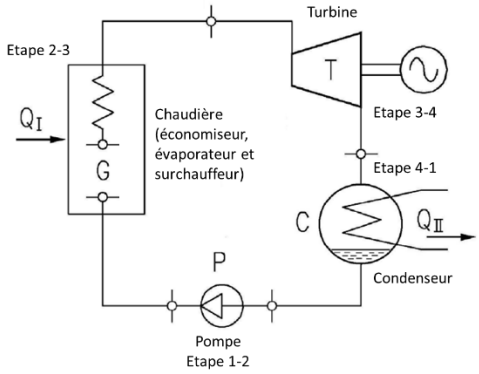


Figure 21. Schéma représentant les organes du cycle vapeur, modifié d'après [79].

L'organe de chauffe de la vapeur (chaudière ou générateur de vapeur) est constitué de trois groupes d'échangeurs. L'économiseur est un échangeur gaz/liquide qui amène l'eau à l'état de liquide saturé, puis l'évaporateur convertit cette eau en vapeur saturée par vaporisation à pression constante. Enfin, la vapeur produite traverse le surchauffeur (échangeur gaz/gaz) pour y être élevée en température.

Les turbines à vapeur peuvent être de deux types : à condensation ou à contre pression. Dans une turbine à condensation, la vapeur est détendue jusqu'à une pression inférieure à la pression atmosphérique en sortie. La pression en fin de détente peut atteindre de 0,02 à 0,04 bar [79]. Dans une turbine à contre-pression, la vapeur est détendue jusqu'à une pression supérieure à la pression atmosphérique. La quantité d'énergie restante peut être utilisée pour divers procédés nécessitant un approvisionnement de vapeur d'eau.

On trouve généralement des soutirages de vapeur sur la turbine. Ce soutirage de vapeur d'eau est nécessaire pour alimenter le dégazeur thermique (organe non représenté sur la figure 21), dont le rôle est d'éliminer les gaz dissous dans l'eau condensée pour assurer une qualité d'eau satisfaisante en entrée d'économiseur. On peut également procéder à des soutirages pour réchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière et réduire la puissance de chauffe par combustion nécessaire. La disposition optimale des soutirages consiste à diviser la chute d'enthalpie totale de la détente en parts égales. Sur un cycle à vapeur classique, le passage de zéro à trois soutirages correctement placés entraîne une augmentation d'environ trois points du rendement énergétique (de 34,3 % à 37,6 % dans [79]).

Il est également possible de procéder à des surchauffes entre deux détentes à des niveaux de pression différents. On fait alors passer la vapeur dans la chaudière entre certains étages de détente. On augmente ainsi sensiblement le rendement énergétique du cycle. Les contraintes matérielles ont longtemps conduit les constructeurs à ne concevoir des installations qu'à simple resurchauffe (environ 3,5 points de rendement supplémentaires [80]), comme illustré sur le diagramme (*T*,*s*) de la figure 22. Aujourd'hui, les centrales à trois niveaux de pression et deux resurchauffes sont courantes pour les puissances élevées.

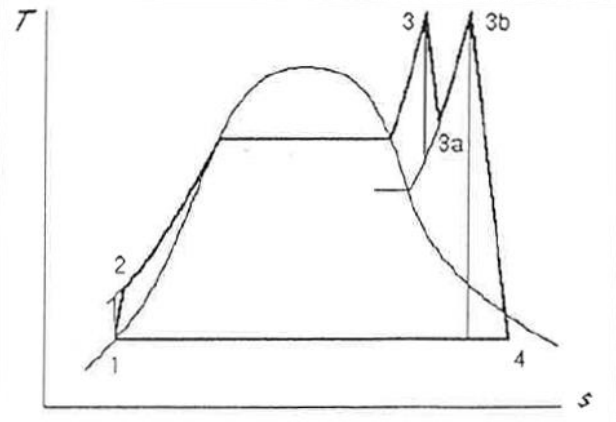


Figure 22. Diagramme (T,s) du cycle de Hirn avec une resurchauffe [81].

I.4.2 Cycles gaz à combustion

Le cycle gaz à combustion est nommé cycle de Joule ou de Brayton. Son fluide de travail est l'air et il fonctionne classiquement en cycle ouvert pour les applications de forte puissance. Il est présenté dans un diagramme (*T*,*s*) sur la figure 23 (page suivante).

I.4.2.1 Généralités sur les cycles à turbine à gaz

Le cycle gaz se compose de trois éléments principaux dans sa configuration de base : le compresseur d'air, la chambre de combustion et la turbine à gaz. On peut trouver plusieurs de ces éléments au sein d'un même cycle gaz, par exemple dans le cas de cycles à refroidissement intermédiaire lors de la compression ou à réchauffe lors de la détente [82], [83]. Entre les points 1 et 2 de la figure 23, le fluide est élevé en température et en pression lors de la compression adiabatique selon un ratio de pression *Rc*. Il est ensuite élevé en température par combustion isobare jusqu'à une température d'entrée en turbine, dite TIT, entre les points 2 et 3. Finalement, il suit une détente adiabatique entre les points 3 et 4 (l'étape 4-1 de refroidissement des fumées est fictive dans le cas d'un cycle ouvert).

Les turbines actuelles sont de type aérodérivatives ou heavy duty (terrestre), selon la puissance et l'encombrement souhaités. Les turbines d'origine aéronautique ont généralement deux arbres découplés (voire davantage), l'un entraîné par la turbine haute pression satisfaisant les besoins du compresseur, l'autre entraîné par la turbine basse pression assurant le travail mécanique en sortie. Les turbines terrestres, quant à elles, sont souvent montées sur un seul arbre, ce qui peut permettre une puissance plus élevée (par diminution de consommation des auxiliaires car on minimise les équipements [84]) avec toutefois une souplesse d'utilisation moindre.

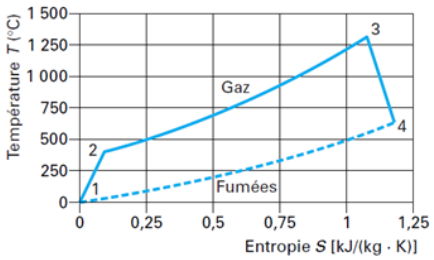


Figure 23. Diagramme (T,s) du cycle de Joule idéal [85].

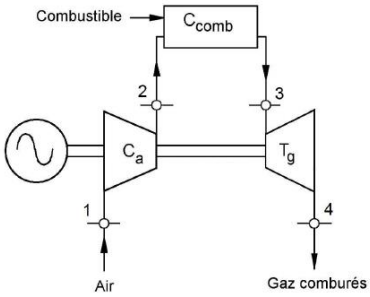


Figure 24. Schéma présentant les organes du cycle gaz [79].

Il faut chercher à élever le plus possible la température d'entrée en turbine à gaz (entre 1000 et 1300 °C, un gain de 100 °C se traduit par environ 1 point supplémentaire de rendement sur le cycle [86]). Plusieurs auteurs ont également mis en évidence l'influence significative de la température ambiante extérieure sur les performances de la turbine gaz. Quand la température ambiante augmente, la densité de l'air ambiant diminue, ce qui joue sur la puissance nécessaire à la compression [87]. Les rendements maximaux atteints actuellement pour des cycles gaz simples sont supérieurs à 40 %, pour des températures de combustion de l'ordre de 1500 °C.

Les niveaux de température des turbines à gaz actuelles sont tels qu'ils peuvent entraîner des dégradations importantes des matériaux constitutifs de la turbomachine. C'est pourquoi les turbines doivent être constamment refroidies à proximité de leur veine principale. Traditionnellement, une partie de l'air est prélevée en sortie de compresseur pour être injectée au niveau de la turbine et assurer ce refroidissement.

I.4.2.2 Ajout d'échangeurs au cycle gaz

Sur la base du cycle de Joule-Brayton présenté précédemment, des concepts basés sur l'ajout d'échangeurs à différents points du cycle gaz ont émergé. Permettant d'améliorer les performances thermodynamiques de ces systèmes, ils représentent des alternatives intéressantes d'un point de vue théorique dont les principaux freins sont économiques : ils supposent l'ajout d'échangeur gaz/gaz généralement coûteux du fait des débits importants et des coefficients d'échange faibles liés au gaz.

On peut ajouter une étape de refroidissement au cours de la compression : c'est l'Intercooled Brayton Cycle présenté sur la figure 25. Le refroidissement entre plusieurs étages de compression diminue la puissance et le travail nécessaires au compresseur car la masse volumique de l'air varie de manière non négligeable avec la température. En revanche, comme le montre le passage du point 2 au point 4 de la figure 23, cela entraine une augmentation de l'apport de chaleur nécessaire, à travail de turbine équivalent. Outre la diminution du travail de compression, la température plus faible en sortie de compression permet également de diminuer le débit prélevé pour le refroidissement de la chambre de combustion. Le principe de refroidissement intermédiaire permet par ailleurs d'atteindre des ratios de compression qui ne seraient pas atteignables autrement (il est par exemple utilisé pour le stockage par air comprimé ou CAES). Passer d'une compression sans refroidissement à une compression intégrant cette

technologie permettrait d'augmenter le rendement de 42 % à 46 % pour un cycle gaz simple de 100 MW de production électrique (TIT = 1360 °C , *Rc* = 42) [79].

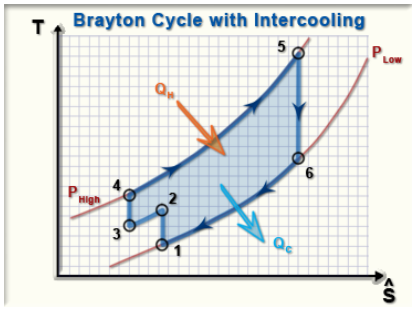


Figure 25. Cycle de Brayton avec refroidissement[2].

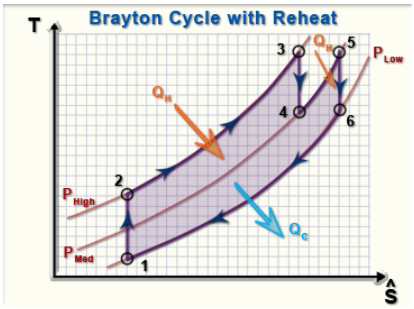


Figure 26. Cycle de Brayton avec réchauffe[2].

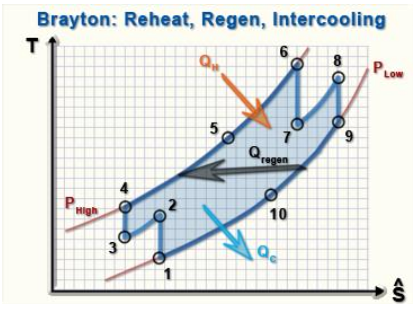


Figure 27. Cycle de Brayton avec refroidissement, réchauffe et régénération[2].

Une deuxième alternative est d'ajouter une étape de réchauffe intermédiaire lors de la détente (figure 26). Cela permet d'augmenter le travail disponible tout en assurant une température de sortie des gaz d'échappement relativement élevée. Cette variante du cycle de Joule-Brayton est donc efficace dans le cas de l'optimisation des cycles combinés définis en partie I.4.3 : 53,5 % de rendement pour (TIT = 1235 °C, Rc = 49) avec réchauffe contre 50,4 % pour (TIT = 1235 °C, Rc = 16) sans réchauffe pour 300 MW de puissance [87]. Elle suppose cependant un apport de chaleur supplémentaire en cours de détente : un nouveau passage en chambre de combustion et donc un coût de combustible supplémentaire.

Le cycle de Joule-Brayton à régénération consiste à récupérer la chaleur issue des gaz d'échappement afin de préchauffer l'air entrant en chambre de combustion. Il est aussi possible d'imaginer un cycle gaz avec refroidissement, réchauffe et régénération (figure 27). Ce cycle à régénération présente la caractéristique de réduire significativement la température des gaz d'échappement en sortie.

I.4.2.3 Injection d'eau : cycles gaz à haute performance

Parmi les pistes d'amélioration des performances des cycles gaz, une piste apparaissant dans la littérature est liée à l'injection d'eau dans le système. Cette injection peut se faire de différentes façons. Elle constitue un apport énergétique intéressant car le travail nécessaire pour comprimer une certaine quantité d'eau est plus faible que pour comprimer une même quantité de gaz. De plus, l'ajout d'humidité augmente la chaleur spécifique du mélange car la chaleur massique de l'eau est supérieure à celle de l'air.

L'injection d'eau peut avoir lieu sous trois formes : liquide, vapeur ou air humide. La compression humide consiste à injecter de l'eau via des brumisateurs au niveau de l'entrée d'air du compresseur. En réduisant le travail nécessaire à celui-ci, on obtient un gain de rendement sensible (de 1,5 à 3 points [88]) et surtout une puissance électrique augmentée. Cette

[2] Schéma issu du site http://www.learnthermo.com/index.php, consulté le 04/04/2018.

technologie équipe aujourd'hui des centrales à gaz comme celle de DEWA's Jebel Ali à Dubai (9600 MW [89]), sur laquelle elle permet un gain de puissance de 15 %.

Une alternative mature technologiquement est l'injection de vapeur en sortie de chambre de combustion, pour une variante que l'on nomme généralement cycle de Cheng (figure 28). Il s'agit ici d'utiliser la chaleur des gaz d'échappement pour vaporiser de l'eau ensuite mélangée aux gaz en entrée de turbine. Un avantage intéressant de cette injection est de participer au refroidissement des organes chauds, permettant ainsi de diminuer le prélèvement d'air au compresseur nécessaire au refroidissement de la turbine. Différentes études ont montré que l'injection de vapeur doit se limiter à 5 % du débit d'air comprimé pour être compatible avec le matériel existant. Pour une turbine à gaz commerciale comme la LM2500 STIG de General Electric, le rendement avec injection de vapeur passe de 37 à 41 % [90].

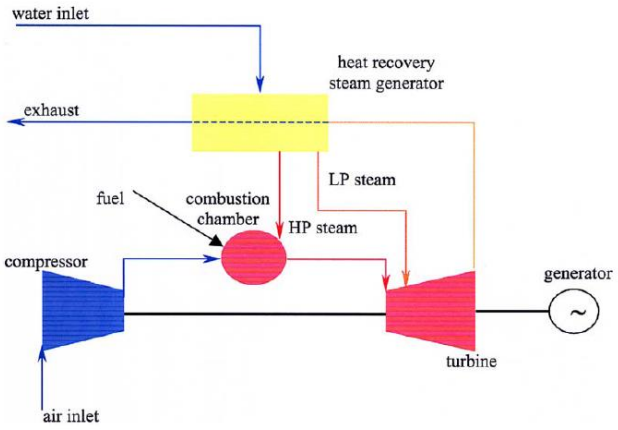


Figure 28. Schéma représentatif du cycle de Cheng [90].

Il faut enfin mentionner un autre type de cycle gaz à injection d'eau, moins mature technologiquement mais plus prometteur, en théorie. Il s'agit de la turbine à air humide, nommé Humid Air Turbine (HAT) ou Evaporation Gas Turbine (EvGT) dans la littérature [91]. Le cycle HAT repose généralement sur une compression étagée avec une récupération de la chaleur dégagée sur un circuit eau. L'eau circule également dans un économiseur qui permet de récupérer une partie de la chaleur des gaz d'échappement. Cette eau réchauffée est ensuite introduite dans un saturateur. L'air comprimé est saturé en eau dans le saturateur, puis est préchauffé dans un récupérateur à partir des fumées de la turbine à gaz. Cet air humide entre ensuite dans la chambre de combustion avant d'être détendu. Le principe de l'installation est présenté sur la figure 29. Des rendements de 54 à 57 % ont été obtenus dans la littérature à partir de ce système, en fonction du ratio de pression au compresseur [92]. Il est intéressant de noter que la configuration proposée dans ce même article entraîne une consommation d'eau de 1730 m^3 par jour, équivalente à celle d'une ville d'environ 11500 habitants.

Un inconvénient majeur de ces techniques d'injection d'eau est en effet la nécessité d'apporter de l'eau en continu. Le cycle étant ouvert, cela occasionne un coût de traitement économique et environnemental non négligeable. Certaines études ont été réalisées pour envisager la récupération de l'eau utilisée, notamment sur le système HAT [93].

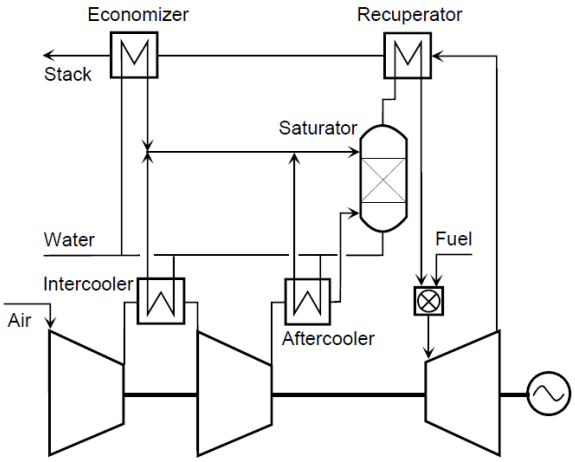


Figure 29. Schéma représentatif du cycle Humid Air Turbine [92].

I.4.3 Cycles combinés

La norme ISO 3977 donne la définition suivante d'un cycle combiné : « Système thermodynamique comportant deux ou plusieurs cycles de puissance, dont chacun utilise un fluide de travail différent. Les cycles mixtes air/vapeur (fluides de travail les plus communément utilisés) ont un rendement thermique augmenté du fait que les deux cycles sont complémentaires du point de vue thermodynamique : la chaleur rejetée par la turbine à gaz (cycle de Brayton) se trouve à une température telle qu'elle peut constituer la source d'énergie principale ou une source d'énergie complémentaire de la turbine à vapeur (cycle de Rankine) » [86].

I.4.3.1 Cycle combiné gaz/vapeur (Joule/Rankine)

La définition énoncée ci-dessus correspond à l'état de l'art actuel des cycles combinés de production électrique. Le cycle supérieur, de type Brayton ou Joule (cf partie I.4.2) est combiné à un cycle inférieur de type Rankine ou Hirn (cf partie I.4.1). Le principe d'un cycle combiné tel que celui présenté en figure 30 est de récupérer la chaleur des échappements de la turbine à gaz pour les valoriser comme source chaude d'un cycle vapeur.

Avec une température de gaz détendus suffisamment élevée (aux alentours de 600 °C sur les systèmes actuels), le rendement commun d'un cycle combiné est d'aujourd'hui environ 60 % pour des températures de combustion autour de 1500 °C. Certaines centrales récentes annoncent un rendement de 62 % (avec une chaudière de récupération à trois niveaux de pression de vaporisation, une puissance voisine de 500 MW et une TIT voisine de 1500 °C [94]). Certaines l'ont déjà dépassé : un record mondial de 62,2 % a été établi à la centrale EDF de Bouchain en 2016 sur un modèle de turbine 9HA de General Electric (1600 °C environ). Sur de tels systèmes, la répartition de la puissance nette produite est typiquement de 2/3 pour la turbine à gaz et 1/3 pour la turbine à vapeur [92].

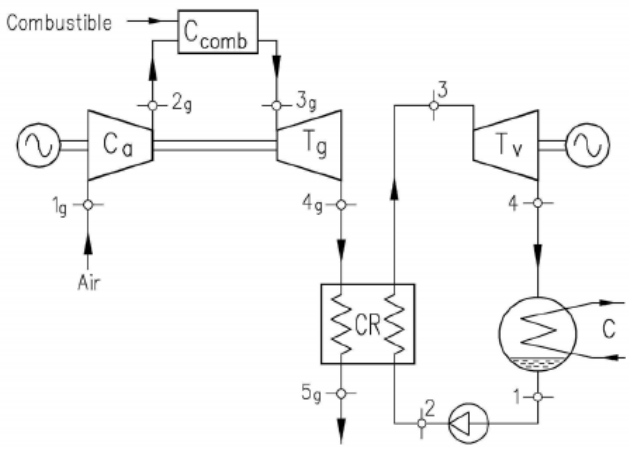


Figure 30. Schéma représentatif d'un cycle combiné classique gaz/vapeur [79].

Plusieurs paramètres peuvent modifier le comportement d'un cycle combiné gaz-vapeur. Il faut garder à l'esprit qu'augmenter le rendement de la turbine gaz revient généralement à diminuer la température de sortie des échappements, et donc diminuer le rendement du cycle vapeur. La recherche du meilleur rendement pour un cycle combiné s'obtient donc en trouvant un optimum. Cet optimum correspond bien souvent à la configuration qui n'optimise ni le rendement du cycle gaz, ni celui du cycle vapeur. L'organe d'échange entre les deux cycles, nommé chaudière de récupération, est particulièrement critique. La figure 31 illustre l'échange thermique entre l'eau et les gaz détendus. La surface entre les deux courbes donne une information sur la perfection thermodynamique de l'échange thermique en jeu, et caractérise les irréversibilités de transfert thermique produites. Pour optimiser cet échange, on a tout intérêt à rapprocher au maximum les deux courbes de la figure 31. On peut pour cela ajouter des niveaux de pression de vaporisation supplémentaires, ce qui permet de gagner quelques points de rendement énergétique (ce point est repris au chapitre II).

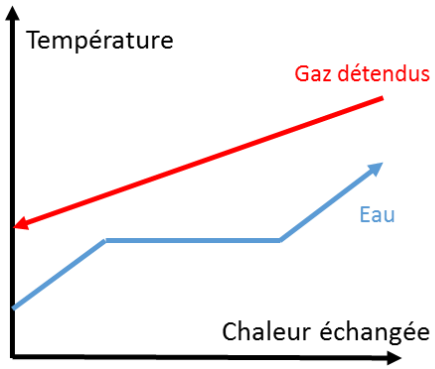


Figure 31. Représentation schématique des échanges thermiques au sein de la chaudière de récupération d'un cycle combiné à un niveau de pression.

Comme pour un cycle gaz simple, les meilleures pistes d'amélioration du rendement énergétique d'un cycle combiné concernent l'augmentation de la température d'entrée en turbine à gaz. Cette augmentation est autorisée par une meilleure tenue des matériaux et des techniques de refroidissement efficaces pouvant faire appel à la vapeur produite au cycle inférieur. Grâce aux effets d'échelle, le coût spécifique (en $\$.kW_e^{-1}$) d'un cycle combiné décroit fortement sur

l'intervalle 0-300 MWe (figure 32). On trouve donc peu de cycles de ce type pour des puissances inférieures à quelques centaines de MW_e. En effet, l'investissement dans une installation de vapeur est coûteux (le cycle vapeur représente en général les deux tiers du coût d'un cycle combiné).

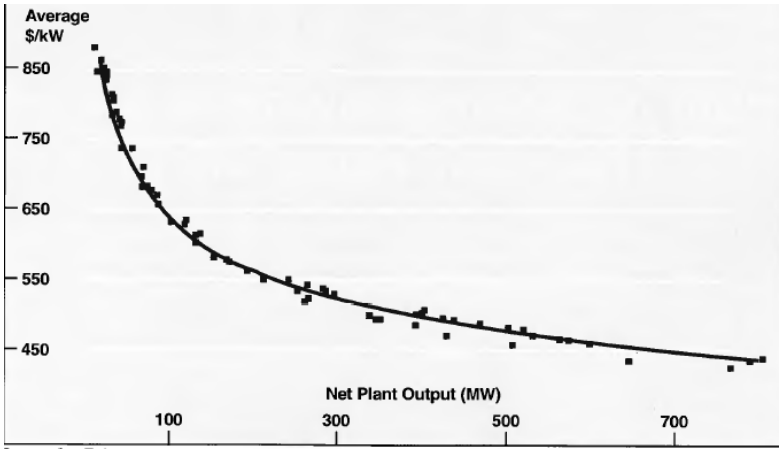


Figure 32. Coût spécifique d'un cycle combiné en fonction de sa puissance nette, d'après [95].

En réponse aux coûts spécifiques élevés (et à l'encombrement) des cycles combinés aux faibles puissances, d'autres alternatives se sont développées.

I.4.3.2 Cycle combiné Joule/Kalina

Dans un cycle combiné gaz-vapeur, le cycle de Rankine peut être substitué par d'autres cycles, comme celui de Kalina, dont le fluide de travail est un mélange eau-ammoniac. La phase de vaporisation s'effectue alors à température variable en fonction du titre local de mélange des fluides. La température du fluide de travail du cycle de Rankine est ainsi croissante tout au long de la récupération et les irréversibilités provoquées par le transfert thermique à l'évaporateur sont réduites [96]. Ceci est illustré par la figure 33, à comparer avec la figure 31. L'attrait principal du cycle de Kalina est ainsi son efficacité plus élevée que celle du cycle de Rankine.

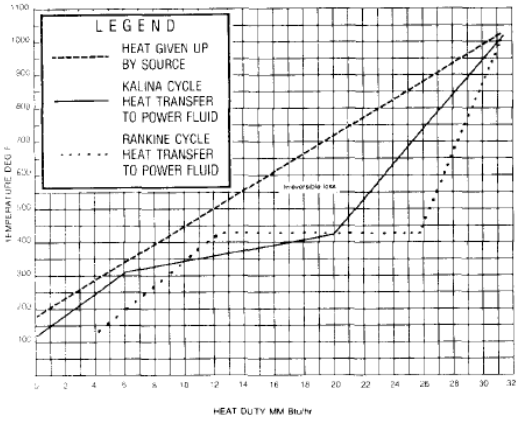


Figure 1. Heat Transferred to Power Cycle

Figure 33. Schéma représentant la chaleur récupérée au générateur de vapeur des cycles de Rankine et Kalina [96].

La plupart des applications concernent l'utilisation du cycle de Kalina en cycle simple pour produire de l'électricité à partir d'une source chaude à basse température, comme dans le cas de la géothermie (environ 150 °C [97], [98]). Certains auteurs ont étudié son utilisation pour une source chaude à plus haute température (environ 550 °C dans [99]). Dans [100], le cycle de Kalina proposé est plus efficace de 10 à 20 % qu'un cycle de Rankine simple, dans les mêmes conditions de fonctionnement. Il faut pour cela disposer d'une source de chaleur (échappements) à température suffisamment stable : dans [101], le cycle de Kalina n'apporte pas plus qu'un cycle de Rankine en raison de la variation de température de source chaude.

En cycle combiné, on peut noter l'intérêt industriel pour les solutions de type Rankine (eau)/Rankine (Kalina) [102]. Des cycles Joule/Kalina ont également été imaginés. Il est précisé dans [99] que l'on perd les avantages du cycle de Kalina en cycle combiné gaz/vapeur lorsque l'on dépasse une température d'échappement de 700 à 850 K (soit entre 430 et 580 °C environ). Pour cette raison, l'utilisation de ce cycle en substitution de celui de Rankine dans un cycle combiné n'est pas retenue pour le système proposé dans cette étude.

En dehors des implications sur les performances du cycle vapeur, l'utilisation d'un cycle de Kalina conduit à d'autres considérations sur le matériel [99]. Le niveau de pression au condenseur est du même ordre de grandeur que la pression atmosphérique : le volume spécifique aux étages à basse pression de la turbine est donc plus faible que dans un cycle à vapeur classique. La puissance spécifique produite est supérieure et la vapeur est de bonne qualité. Néanmoins, l'utilisation d'ammoniac peut également présenter des inconvénients. Dans [96], il est recommandé d'éviter la présence de cuivre sur la chaudière et la turbine sous peine de corrosion. On peut également craindre qu'à haute température et pression l'ammoniac ne se dissocie en hydrogène et azote.

I.4.3.3 Triple cycle combiné

Quelques installations suggérées dans la littérature explorent la possibilité d'un triple cycle combiné [103]. Les triples cycles envisagés sont de type Joule/Rankine (vapeur)/Rankine (ORC) ou Joule/Rankine/Kalina. Si le fluide du dernier cycle est constitué d'ammoniac pur, on parle en effet d'Organic Rankine Cycle ou ORC. Le but est d'utiliser les propriétés de l'ammoniac qui permettent de produire efficacement de l'énergie à partir d'une source à basse température. Un exemple d'installation proposé dans la littérature est illustré sur la figure 34. Logiquement, cette configuration suppose d'avoir une réserve de chaleur restante dans les gaz d'échappement après échange avec le cycle de Rankine. C'est pourquoi on cherche à limiter volontairement le premier échange gaz/vapeur, afin de préserver de l'énergie valorisable qui puisse être efficacement récupérée par le cycle ammoniac. De même, il peut être nécessaire de limiter le rendement du cycle gaz afin de préserver des gaz d'échappement chauds. Ce type de système permettrait d'atteindre un rendement global de 60 % (TIT = 1330 °C, Rc = 25), avec la répartition de puissance produite par cycle suivante : gaz 80 %, vapeur 12 %, ammoniac 8 % [104]. Dans ce cas, la faible puissance associée au cycle ammoniac pose question sur la pertinence de ce système face aux coûts associés.

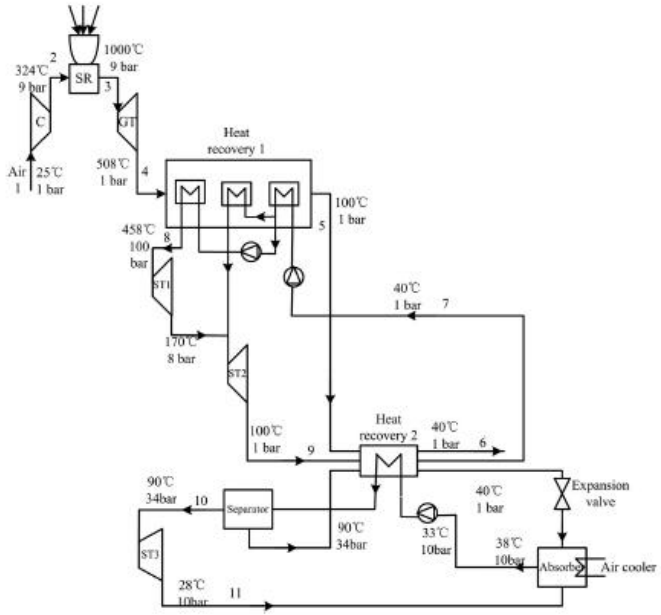


Figure 34. Schéma représentatif d'un triple cycle combiné Joule/Rankine/Kalina [105].

I.4.3.4 Cycle combiné Joule/Joule

Associer un cycle vapeur à un cycle gaz est une opération coûteuse qui impose un investissement de matériel et de pose significatif. C'est pourquoi cette solution est souvent associée à des installations de grande puissance (plusieurs centaines de MW_e). Une solution envisagée pour les petites puissances (quelques dizaines de MW_e) est le cycle combiné Joule/Joule.

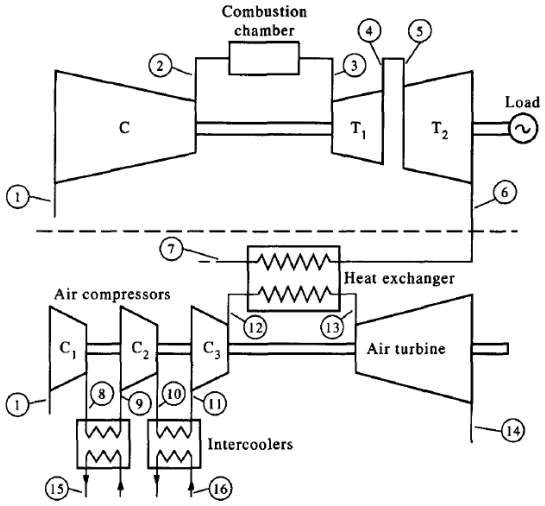


Figure 35. Schéma représentatif d'un cycle combiné Joule/Joule avec compression étagée [106].

Il consiste à associer à un cycle supérieur gaz un cycle inférieur à air chaud. On peut ainsi éviter l'investissement inhérent à la mise en place d'une installation vapeur, ou envisager d'installer le système dans une région où les ressources en eau sont pauvres. On éviterait donc un inconvénient du cycle combiné classique, à savoir un coût d'investissement important pour des

puissances produites inférieures à 50 MW_e. En revanche, l'obligation d'installer un échangeur gaz/gaz induit un coût potentiellement important qui limite la gamme de puissance potentielle de ce type de système. Les rendements électriques théoriques obtenus sur ce type d'installation sont de l'ordre de 45 à 49 % [106], [107]. Pour atteindre ces rendements, la mise en place de compression étagée avec refroidissement intermédiaire est indispensable. Une telle disposition est visible sur la figure 35.

I.4.3.5 Cycle combiné Joule/Stirling

La combinaison d'un cycle de Joule et d'un moteur Stirling a été investiguée commercialement, notamment par Rolls Royce [90]. L'idée est d'utiliser les échappements en sortie de turbine gaz comme source chaude du moteur de Stirling. Dans le cas donné en exemple, le rendement énergétique serait de 47,7 % pour une puissance totale de 36,5 MW_e. Les études autour de ce cycle restent peu nombreuses dans le domaine de la conversion d'énergie en centrale électrique à puissance élevée.

I.4.4 Conclusions sur le choix du cycle thermodynamique de restitution électrique

Cette partie a introduit de manière synthétique plusieurs types de cycles de conversion de chaleur en travail. De nombreux axes d'optimisation et variantes ont émergé au fil des années, dans le but d'adapter un cycle à un contexte particulier ou d'améliorer ses performances. Parmi les études exhaustives dans ce domaine, on peut citer l'article [108]. Les auteurs y ont cartographié plus de 1000 références de cycles réels en fonction de différents critères, notamment la température à la source chaude ou la puissance en sortie de système. Un exemple de cartographie proposée est présenté en figure 36.

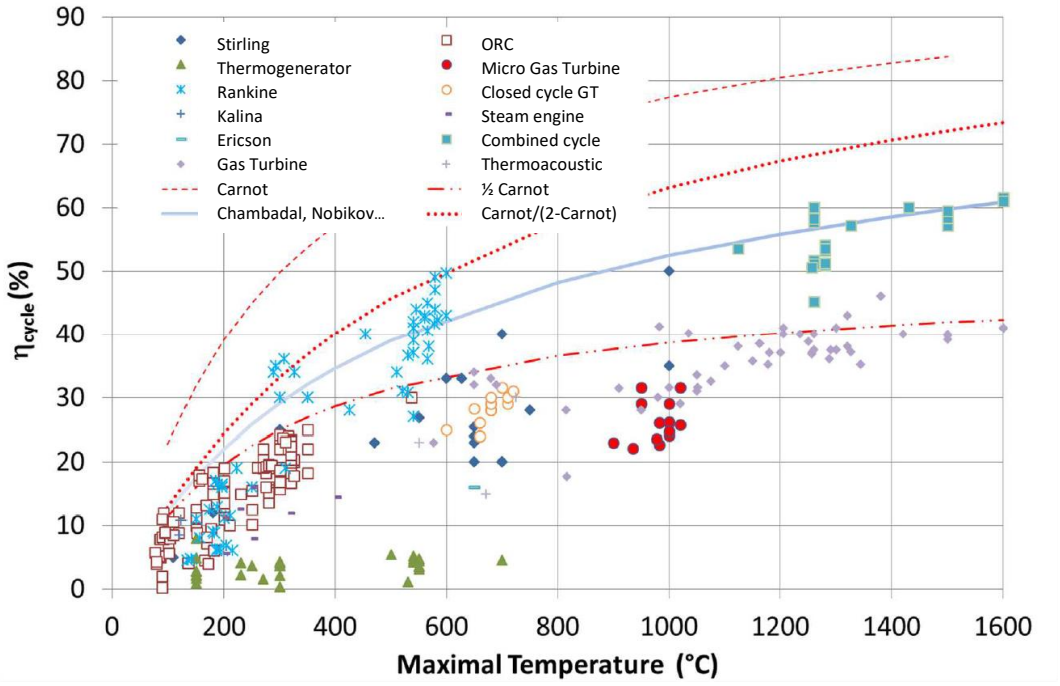


Figure 36. Cartographie du rendement de différents cycles thermodynamiques en fonction de la température à la source chaude [108].

En partie I.3.4, un niveau de température maximal de 900 °C au stockage a été fixé en raison de contraintes techniques sur ce composant. Sur la partie droite de la figure 36, on distingue que ce niveau de température est le domaine des cycles à gaz (parties I.4.2 et I.4.3). En complément, un certain nombre de cycles à haut rendement (supérieur à 40 %) ont été étudiés ici. Ces systèmes réels ou simulés qui correspondent à des sous-technologies de turbines à gaz sont présentés en figure 37 issue de ce travail bibliographique.

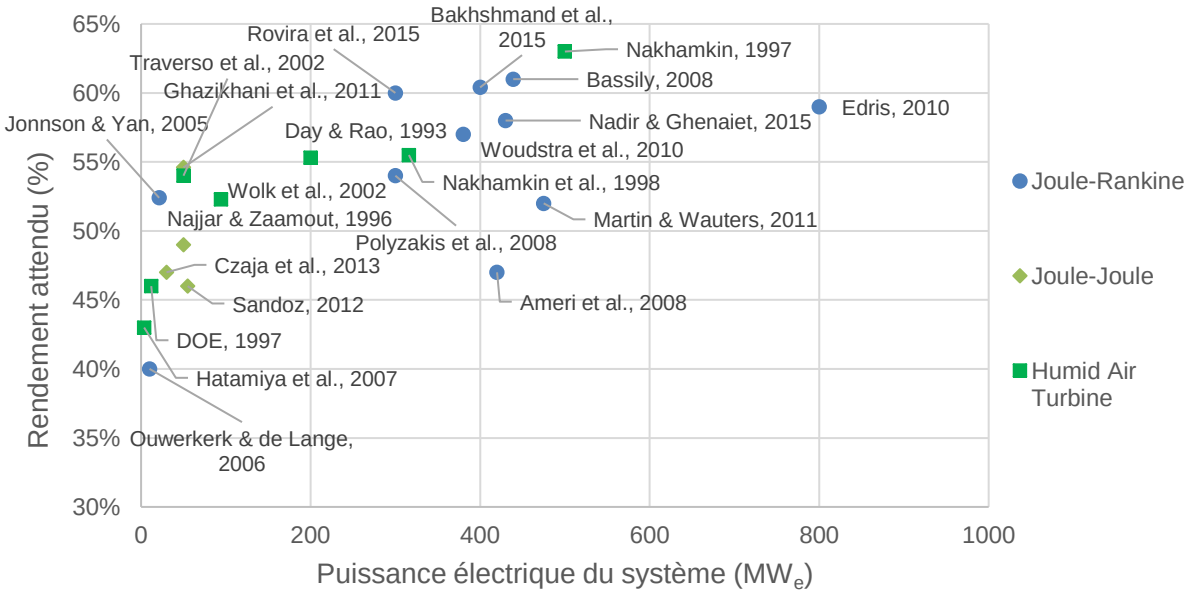


Figure 37. Cartographie de différents cycles gaz en fonction de leur puissance électrique.

On peut observer sur la figure 37 que dans le domaine de puissance concerné par le système EMR'Stock (moins de 100 MW_e), on trouve dans la littérature peu de cycles combinés Joule/Rankine mais plutôt des cycles gaz à injection d'eau ou des cycles gaz Joule/Joule. Cette conclusion n'est pas étonnante puisque ces cycles ont été imaginés en réponse aux coûts spécifiques élevés d'un cycle combiné gaz/vapeur à faible puissance. Néanmoins, ils introduisent des incertitudes supplémentaires en regard de leur maturité technologique relativement faible. De plus, les incertitudes financières associées à ces cycles réduisent leur intérêt pour l'application envisagée. On peut citer le coût de traitement de l'eau que l'on imagine prohibitif pour les cycles à air humide dépourvus de récupération d'eau usée, ou le coût d'un échangeur gaz/gaz à haute température pour les cycles Joule/Joule.

Cette thèse s'appuyant par ailleurs sur un travail de modélisation sans possibilité de validation expérimentale sur un système représentatif, il est important de disposer de sources de données fiables et nombreuses concernant les organes du système. Le choix d'un cycle courant permet également d'avancer au cours de l'étude jusqu'à l'intégration de modèles économiques établis, afin d'assurer la bonne intégration de ce travail de recherche dans son contexte industriel.

Pour ces raisons, le cycle combiné classique gaz/vapeur (ou Joule/Rankine) est retenu comme cycle de restitution de base du système EMR'Stock. Cette étude a cependant mis en évidence sa pertinence limitée pour des puissances inférieures à 200 MW_e, principalement à cause de freins économiques. Pour prendre en compte ce résultat de l'étude bibliographique, un cas

supplémentaire est envisagé où la décharge du stockage se fait dans un cycle à gaz simple, nettement moins coûteux mais également moins performant. La thèse permet ainsi d'identifier les gains thermiques et économiques apportés par l'ajout d'un cycle vapeur aux niveaux de puissance et de température du procédé EMR'Stock.

Par ailleurs, l'augmentation de la température en entrée de turbine à gaz a été identifiée comme l'un des principaux moteurs de l'amélioration des performances de ces cycles. La température maximale définie pour le stockage en partie I.3.4 est néanmoins de 900 °C. La température à sa sortie en décharge ne pourra donc pas excéder cette valeur. Pour investiguer la piste d'une augmentation de la température d'entrée en turbine à gaz, une alternative avec un appoint par combustion permettant de relever la température en sortie de stockage est également prise en compte. La consommation de combustible associée est ainsi mise en regard avec le gain engendré sur l'utilisation de la chaleur stockée.

Enfin, il apparaît qu'une optimisation habituelle des cycles combinés gaz/vapeur est d'ajouter un niveau de vaporisation de l'eau pour diminuer les irréversibilités à la chaudière de récupération. Les cycles combinés modernes de forte puissance ont trois niveaux de pression de vaporisation [79]. Cependant il est admis que le passage de deux à trois niveaux de pression entraîne un surcout qui ne se justifie pas toujours du point de vue des performances. D'après [92], on entre dans le domaine où les chaudières à trois niveaux de pression sont pertinentes à partir de 100 MW_e. Dans la pratique, on trouve très peu d'études ou d'installations utilisant cette configuration pour une puissance électrique nette inférieure à 200 MW_e. Pour cette raison, seule la vaporisation à deux niveaux de pression est traitée comme une alternative de conception pour le système EMR'Stock.

I.5 Couplage d'un cycle thermodynamique avec des modules de stockage régénératif gaz/solide

L'originalité de cette étude provient principalement du fait qu'elle porte sur l'intégration d'un stockage de type régénératif au sein d'un système énergétique. Elle se distingue ainsi des nombreuses études réalisées depuis le milieu du XXème siècle sur le composant stockage en particulier, pour s'intéresser à la phase suivante de développement de maturité technologique. D'autres études récentes portent sur ce type d'approche, à l'image de la thèse [16] sur l'intégration d'un stockage régénératif huile/roche dans une boucle de production de vapeur à partir d'énergie solaire. Les consignes de température d'entrée/sortie dynamiques liées aux procédés transitoires en amont et en aval y sont notamment étudiées d'un point de vue expérimental et numérique. L'auteur montre par exemple qu'un surdimensionnement du stockage peut être réalisé pour compenser le volume de stockage non utile occupé par la zone thermocline. On peut également s'interroger sur l'influence de la température décroissante en sortie du stockage sur le cycle en aval lors de l'évacuation de la zone thermocline.

L'application industrielle de modules de stockage régénératif dans des procédés de conversion d'énergie reste encore rare. En raison de problématiques, notamment mécaniques, peu d'exemples ont suivi la centrale de Solar One évoquée en partie I.2.1.2, fonctionnelle de 1982 à 1986 [109]. Depuis plusieurs années, les concepts expérimentaux ou théoriques sont pourtant de

plus en plus nombreux, notamment en configuration gaz/solide. La plupart des stockages thermiques envisagés le sont pour les centrales solaires, afin de stocker de manière directe la chaleur produite par le champ solaire. Dans ce domaine, on considère que le domaine de la haute température débute à 600 °C [77]. Il s'agit du domaine d'application des récepteurs solaires de centrales à tour.

Dans la plupart des applications, le stockage sert à approvisionner en chaleur un cycle vapeur. Le stockage est alors réalisé à pression atmosphérique car il n'y a pas d'intérêt à stocker sous pression. En revanche, le développement récent du domaine de l'hybride gaz-solaire a amené de nouvelles perspectives pour le stockage régénératif gaz/solide. Il s'agit de centrales combinant un apport d'énergie solaire à très haute température avec un appoint par combustion afin d'utiliser une turbine à gaz. Dans ce cas, stocker sous pression devient intéressant afin de placer le stockage sur le chemin direct entre récepteur solaire, chambre de combustion et turbine.

Finalement, d'autres applications n'ont pas pour vocation d'accumuler de la chaleur solaire et se consacrent à la récupération de chaleur fatale à haute température, ou à du stockage d'électricité par l'intermédiaire du stockage thermique. Quelques exemples sont également donnés dans cette partie consacrée à une revue non exhaustive de projets récents ou en cours.

I.5.1 Stockage régénératif gaz/solide à destination de cycles à vapeur

I.5.1.1 Centrale Airlight d'Ait Baha, Maroc

La centrale d'Ait Baha au Maroc, déjà évoquée en I.3.1.1, est un exemple d'intégration concrète d'un stockage régénératif gaz/solide dans un procédé thermodynamique. Le stockage décrit précédemment y est chargé par énergie solaire pour alimenter un cycle ORC [26]. Le but est d'utiliser la ressource solaire afin d'augmenter la production d'électricité à partir de la chaleur fatale d'une usine de ciment. Le champ solaire permet d'apporter au stockage une puissance de 3,9 MW_{th}. Le tout est couplé à un échangeur air/huile (non représenté sur la figure 38) prévu pour alimenter un cycle ORC de 2 MW_e. Le stockage fonctionne entre 250 °C et 550 °C.

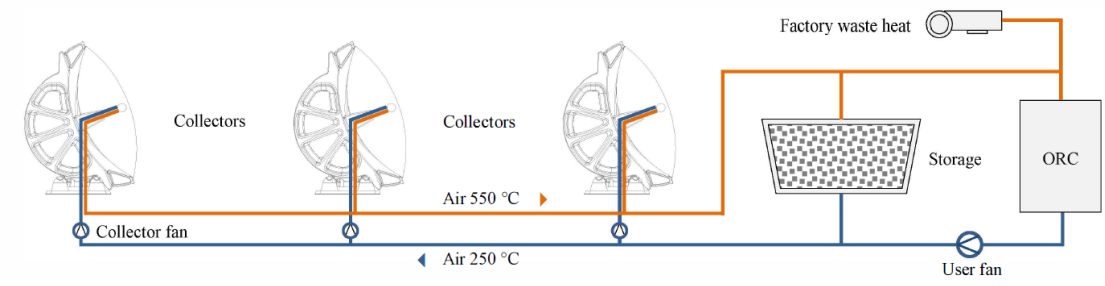


Figure 38. Schéma représentant le fonctionnement de la centrale d'Ait Baha [25].

I.5.1.2 Centrale de Jülich, Allemagne

Egalement évoqué en partie I.3.1.2, le stockage régénératif air/solide de la centrale expérimentale à tour de Jülich en Allemagne fait partie des plus grosses installations du genre à avoir vu le jour. Cette tour permet de chauffer de l'air à pression atmosphérique à 700 °C et cette

chaleur est utilisée pour produire de la vapeur à 500°C, 100 bar à détendre dans une turbine de 1,5 MW_e [29]. Selon les auteurs, appliquer les technologies de stockage adaptées des régénérateurs du domaine sidérurgique pour les intégrer dans des centrales solaires à tour soulève de nombreuses problématiques non résolues.

Un stockage de 9 MWh_{th} a donc été intégré pour être cyclé entre 120 °C et 680 °C. La décharge a lieu en 1h30 à 5,7 MW_{th}. La solution retenue fait appel à quatre modules isolés et rigoureusement identiques disposés dans une enceinte de 7 m x 7 m x 6 m, pour un volume de stockage égal à 120 m^3. Une stratégie de pilotage est proposée pour limiter les contraintes thermomécaniques. La température de l'air augmente progressivement et circule dans le stockage avec un débit réduit (1,5 $kg.s^{-1}$). Après 1h30 de charge la température de l'air en entrée est de 630 °C et le débit passe à 4 $kg.s^{-1}$ jusqu'à ce que la température d'air en sortie dépasse 150 °C, synonyme de fin de charge (le gradient thermique n'est donc pas évacué). La perte de charge n'est que de 8 mbar dans le stockage, le matériau utilisé étant organisé et structuré.

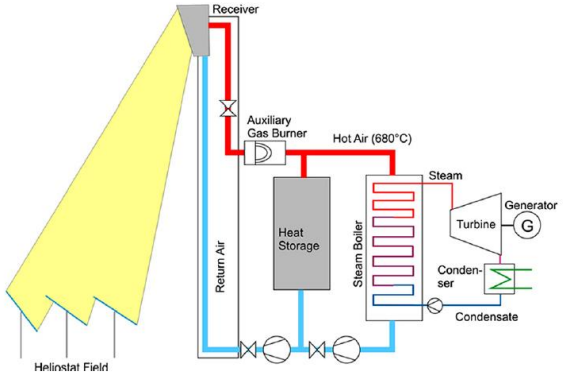


Figure 39. Schéma représentant le système régénératif de la centrale à tour de Jülich [29].

I.5.1.3 Cycle SUNDISC

Ce système vise à exploiter de l'énergie solaire via un cycle combiné, une piste qui s'est développée ces dernières années dans la littérature sous le nom d'Integrated Solar Combined Cycle (ISCC). Les auteurs de [110] ont cependant identifié que l'ajout d'un stockage sur le cycle gaz pose problème à cause de la nécessité d'utiliser un fluide caloporteur sous pression. Ils ont donc proposé la configuration illustrée sur la figure 40. L'air pressurisé est envoyé dans un récepteur haute pression (HPRS) et subit un appoint par combustion. Les échappements seraient ensuite mélangés à de l'air ayant circulé dans un récepteur basse pression (LPRS) avant de rentrer dans le stockage en lit de roches (nature non précisée) dont la décharge alimenterait un cycle vapeur.

Dans le concept proposé, la turbine à gaz fonctionne uniquement pendant les périodes d'ensoleillement. La combustion n'est présente que pour pallier les fluctuations ponctuelles dues au passage d'un nuage par exemple. Pour donner un ordre de grandeur du stockage, une optimisation économique sur un cycle sans LPRS a déterminé un stockage de 13 m de diamètre pour 10 m de haut (H_l/D_l = 0,77) pour environ 7 MW_e de production. En période de non

ensoleillement, seul le cycle vapeur fonctionne, ce qui est autorisé par la position du stockage dans le cycle.

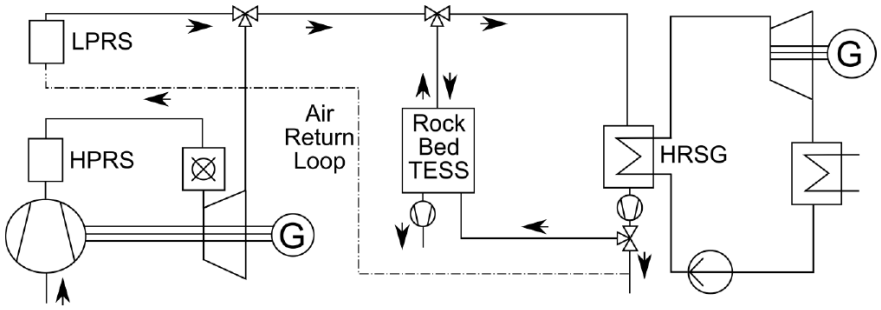


Figure 40. Schéma représentant le cycle SUNDISC [110].

I.5.1.4 Future Energy Storage, Siemens

De manière simultanée avec l'avancée du projet EMR'Stock, Siemens a présenté un projet de R&D au concept voisin [111]. En vue de stocker l'électricité issue de champs éoliens, un système Power-to-Power basé sur un module de stockage régénératif gaz/solide a été imaginé (figure 41). En charge, des résistances électriques réchauffent de l'air à 600 °C. Cet air circule ensuite dans le stockage constitué d'un arrangement de roches ou de sphères de géométrie parfaite en vrac. En décharge, la chaleur emmagasinée au stockage est valorisée dans un échangeur air/eau pour produire de la vapeur surchauffée, avec un rendement annoncé de 25 % sur le cycle complet.

Les principales divergences entre ce concept et le projet EMR'Stock tiennent à la température visée pour le stockage, qui permet dans le second cas de valoriser la chaleur dans un cycle à gaz plutôt que dans un cycle à vapeur, au détriment d'une faisabilité plus incertaine. Un prototype de stockage aurait déjà été conçu par Siemens pour tester la faisabilité du système. Un démonstrateur de 1,2 MW_e du système complet est prévu pour 2018. Parmi les études liées à ce système rendues publiques, l'article [111] expose une modélisation du stockage. Dans cet article, les auteurs se sont particulièrement intéressés à l'isolation asymétrique de la cuve. En effet, celle-ci étant conçue en disposition horizontale, l'isolant en partie inférieure joue un rôle mécanique de reprise des efforts dus notamment au poids propre de la matrice de stockage. Au cours des premiers cycles, cet isolant a un rôle influent sur le comportement thermique du stockage.

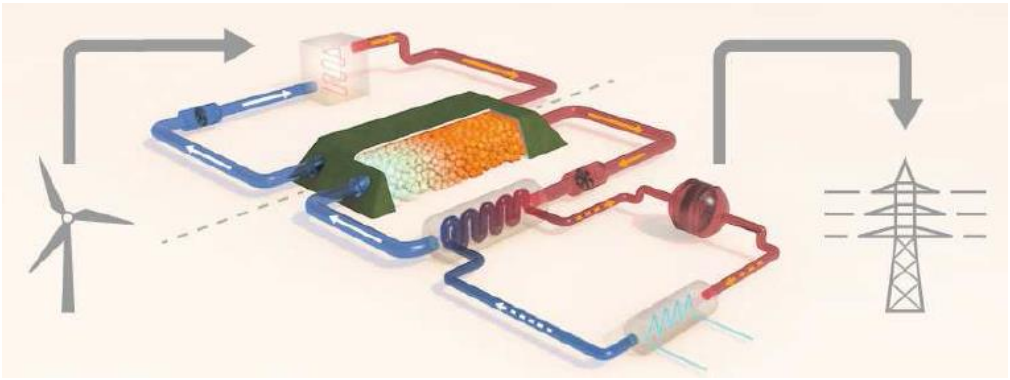


Figure 41. Vue artistique du projet de Future Energy Storage de Siemens.

I.5.2 Stockage régénératif gaz/solide à destination de cycles gaz

I.5.2.1 Stockage d'électricité par pompage thermique

Le procédé de stockage thermique d'électricité par pompage thermique désigné par l'acronyme PTES (« Pumped Thermal Energy Storage ») est apparu de façon simultanée et indépendante en France et en Angleterre [112]. Il consiste en l'association d'une paire de régénérateurs telle que celle que l'on trouve dans l'industrie sidérurgique qui se chargent/déchargent à tour de rôle. Entre les deux, des machines de compression ou détente permettent de fournir ou récupérer de l'énergie du système en fonction du mode d'utilisation. La principale différence entre les installations anglaise et française dépend des machines utilisées : respectivement des machines à piston réversibles ou des turbomachines.

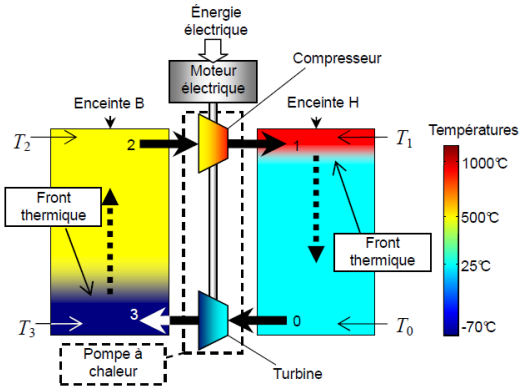


Figure 42. Schéma représentant le procédé SEPT en phase de stockage [7].

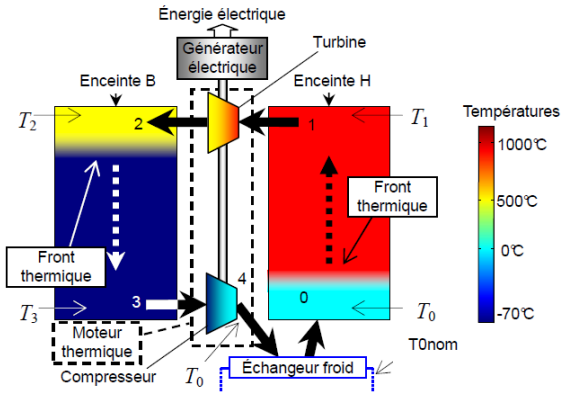


Figure 43. Schéma représentant le procédé SEPT en phase de déstockage [7].

Le procédé SEPT devenu par la suite STOLECT est la solution française développée via la thèse [7]. Le fonctionnement est globalement identique pour les deux concepts, et les points de fonctionnement des deux systèmes sont illustrés sur le diagramme (*T*,*s*) de la figure 44. Le système de la thèse [7] est illustré sur les figures 42 et 43 (la numérotation des points de la figure 44, issue de [8], ne correspond pas à celle des figures 42 et 43).

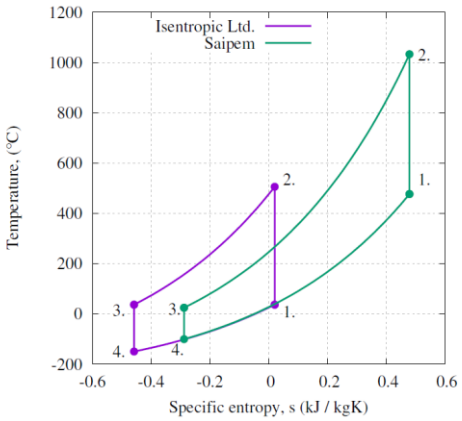


Figure 44. Diagramme (T,s) de deux cycles de stockage par pompage thermique [8].

En phase de stockage, le système fonctionne comme une pompe à chaleur en apportant de l'énergie électrique afin de procéder à une compression. Une enceinte se réchauffe pendant que l'autre se refroidit. En phase de décharge, le système suit un cycle de Brayton fermé où la source chaude est l'enceinte chargée tandis que la source froide est l'enceinte déchargée. On peut alors récupérer de l'énergie électrique par détente du fluide chaud sous pression (environ 5 bar dans STOLECT [113], 10 bar dans le système anglais [8]). Dans les deux cas, il semble que la difficulté à concevoir des machines de compression-détente compatibles avec les contraintes du procédé ait été à l'origine d'un frein technique à l'industrialisation à grande échelle.

I.5.2.2 Centrales solaires hybrides à gaz

Parmi les autres études d'intérêt dans le domaine du stockage à destination de cycles gaz, on peut citer celles liées aux centrales solaires hybrides (avec appoint par combustion). Spelling a réalisé une thèse d'analyse thermique et économique d'un système tel que celui illustré sur la figure 45 [10]. Son étude débute avec un cycle gaz simple alimenté par l'énergie solaire et un appoint par combustion. Le dernier chapitre est composé d'alternatives afin d'améliorer les performances du système proposé, et se rapproche nettement du système de décharge de la thèse EMR'Stock. En effet, l'auteur considère l'intégration d'un stockage thermique et la combinaison du cycle gaz avec un cycle vapeur afin de former un cycle combiné. Il est proposé que le stockage se fasse de manière directe avec l'air fourni par le compresseur et réchauffé par les récepteurs solaires de la façon présentée sur la figure 45. La phase de charge est donc réalisée lorsque le cycle est en fonctionnement.

Le matériel doit supporter de fortes pressions : le stockage est envisagé dans un réservoir sous pression tel que celui présenté dans la figure 46. En raison des hautes températures, l'isolation doit être placée à l'intérieur afin de protéger la structure métallique de la cuve. Les isolants identifiés sont en fibres minérales, dont certaines peuvent résister jusqu'à 980 °C [114]. La thèse ne mentionne pas explicitement de niveau de température ou de pression pour le stockage. On peut néanmoins supposer à partir des données de fonctionnement du cycle que la température est voisine de 900 °C et la pression comprise entre 13 et 24 bar. Le matériau envisagé n'est pas spécifié.

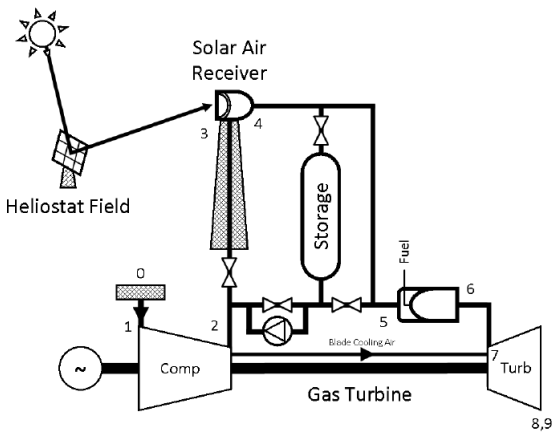


Figure 45. Schéma représentant le cycle hybride gaz-solaire avec stockage de [10].

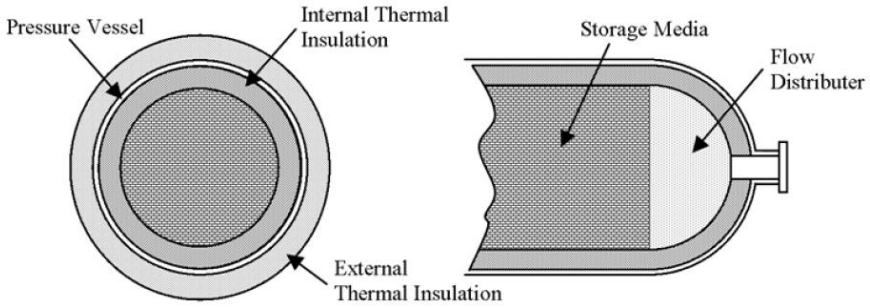


Figure 46. Schéma représentant un exemple de réservoir à double peau [10].

Dans les travaux de Klein et al., 2014, il est à nouveau question d'un stockage direct et sous pression d'énergie thermique pour alimenter une turbine hybride gaz-solaire [21]. L'air qui se dirige vers les récepteurs puis le stockage est préchauffé par les échappements de la turbine comme cela est illustré sur la figure 47. La cuve envisagée est un réservoir sous pression en acier, isolé par l'intérieur avec un isolant microporeux.

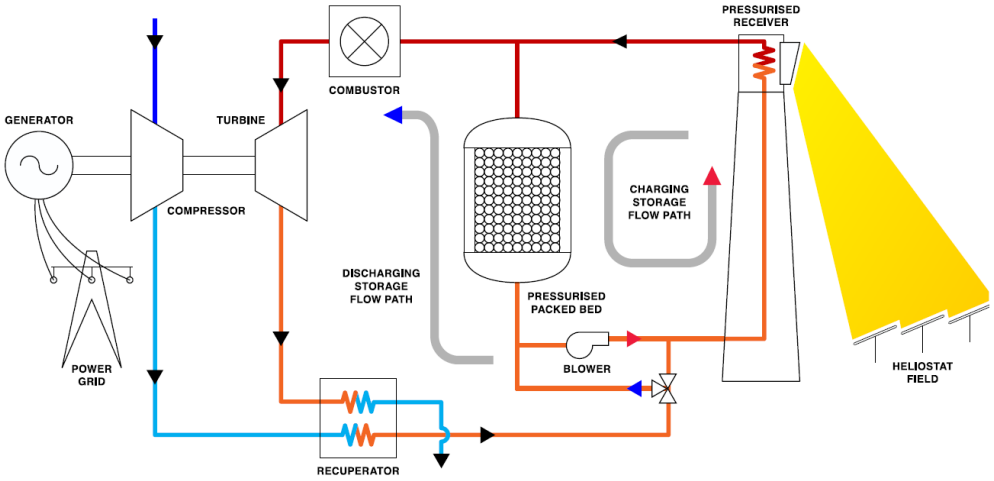


Figure 47. Schéma représentant une centrale hybride gaz-solaire [21].

Cette étude a donné lieu à un dispositif expérimental afin de caractériser le stockage à une température élevée (900 °C) (cf partie I.3.1.4). Sur un principe similaire à celui des études présentées précédemment, Grange et al., 2016 [70] ont proposé un système avec stockage sous pression pour un cycle hybride gaz-solaire. Le stockage y est envisagé avec un air entrant à 750 °C et le pilotage s'appuie sur la température de sortie du stockage, qui est considéré chargé lorsque l'air sort à 400 °C afin de préserver le ventilateur de circulation. En effet, peu de ventilateurs du commerce offrent la possibilité d'admettre un niveau de température dépassant 700 °C, ce qui crée une contrainte forte sur la circulation d'air en charge et sur le taux d'utilisation du stockage. Celui-ci est réalisé dans une cuve métallique dans un lit de steatite (D_{sol} = 2 cm). La durée de décharge est de 5h pour une puissance de 3,6 MW_{th}, soit 18 MWh_{th} de déstockage. La dimension calculée de la cuve de stockage est de 16,5 m de hauteur pour 3 m de diamètre (H_l/D_l = 5,5). Les auteurs montrent que la charge du stockage par énergie solaire uniquement n'est pas

forcément évidente sur la durée d'ensoleillement quotidienne. Ils recommandent d'investiguer d'autres architectures pour déterminer celle qui optimise le mieux le système.

I.5.2.3 Stockages régénératifs à destination de centrales CAES

Depuis de nombreuses années, une possibilité d'optimisation des centrales CAES introduites en partie I.1 émerge sous la forme de l'ajout d'un stockage thermique. Il s'agit de récupérer la chaleur de compression de l'air, nécessairement étagée avec refroidissement intermédiaire pour atteindre des ratios de pression élevés. Un tel dispositif, représenté sur la figure 48, est nommé AA-CAES ou CAES adiabatique.

Ce concept avec stockage thermique a longtemps été évoqué sans connaître de développement majeur, notamment en raison des difficultés liées à la mise sous pression du stockage. En effet, dans ce type de dispositif, la pression atteint environ 70 bar [12]. Cependant, de récentes avancées ont été atteintes, notamment via le projet ADELE-ING de la DLR [115] et la centrale pilote de Pollegio en Suisse [9]. Dans celle-ci, des essais ont été réalisés sur un volume de stockage de 44 m^3 à une pression de 6 bar et jusqu'à une température de 500 °C, dans le but d'atteindre une cible de 33 bar et 550 °C en fonctionnement réel. Aucun défaut particulier n'aurait été observé lors de ces essais sous pression.

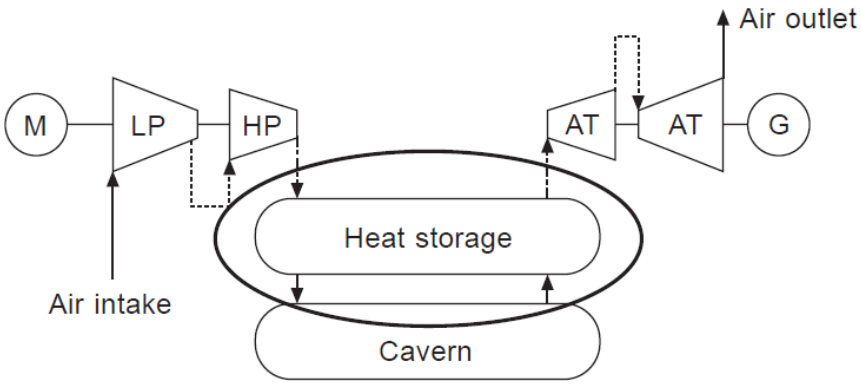


Figure 48. Schéma de principe d'un système AA-CAES [115].

I.5.3 Conclusions sur l'intégration d'un stockage régénératif gaz/solide dans un cycle thermodynamique

Cette partie a mis en évidence de nombreux concepts d'installations s'appuyant sur un stockage régénératif gaz/solide. La plupart de ces installations théoriques ou expérimentales sont récentes et illustrent l'intérêt croissant de cette solution. Ceci peut sans doute s'expliquer notamment par la possibilité d'utiliser un fluide caloporteur gratuit et sans limite de température haute ou basse.

Le tableau 9 situé à la page suivante récapitule ces applications et les principales données associées. Dans une centrale solaire, l'intégration du stockage permet d'augmenter le nombre d'heures de fonctionnement ou de maximiser la part d'énergies renouvelables. Dans la plupart des concepts qui donnent lieu à une installation expérimentale ou pilote, le stockage est réalisé à une température inférieure ou égale à 600 °C. Le choix de ce niveau de température n'est sans doute pas anodin et témoigne certainement d'un palier technico-économique important au-delà de cette limite. A ce niveau de température, le cycle de restitution envisagé est souvent un cycle de Rankine.

Concernant la pression, la plupart des installations expérimentales envisagent du stockage à pression atmosphérique. Ceci est d'autant plus justifié par l'application de production de vapeur souvent envisagée. En revanche, on voit apparaître de nouveaux concepts incluant un module de stockage sous pression, notamment sous l'impulsion du AA-CAES. Choisir de faire circuler l'air sous pression directement dans le stockage permet d'éviter d'installer un échangeur air/air forcément coûteux au vu des niveaux de température et de débits à assurer.

Cette partie a aussi mis en évidence qu'en dehors de la centrale solaire d'Ait Baha à température modérée (550 °C), aucun système à visée commerciale n'est encore opérationnel, ce qui laisse de nombreuses questions à résoudre pour concevoir un tel système. Dans le paragraphe suivant, les sujets identifiés au cours de ce premier chapitre sont repris pour présenter la stratégie adoptée par cette étude.

Publications	Type de cycle	$\dot{W}_{cycle}$	$T_{max,\ stock}$ (°C)	$P_{stock,max}$ (bar)	Matériau	Disposition de cuve	V_l (m^3)	Q_{stock} (MWh_{th})	Prototype
Zanganeh et al., 2014 [24]	Rankine (ORC)	3,9 MW_{th}	550	1,013	Roches	Verticale	381	100 (20 à 640°C)	Oui
Zunft et al., 2011 [29]	Rankine (500°C, 100 bar)	1,5 MW_e	680	1,013	Porcelaine d'alumine (C130)	Verticale	294	9 (120 à 680°C)	Oui
Heller et Hoffmann, 2014 [110]	Combiné	7,2 MW_e	nc	1,013	Roches	nc	1327	nc	Non
Schneider et Maier, 2014 [68]	Rankine (550°C, 100 bar)	35 MW_e	550	1,013	Roches	Horizontale	nc	nc	Oui
Desrues, 2010 [113]	Joule	nc	1000	4,6	Céramique (plaques)	Verticale	21622	603 (-70 à 1000°C)	Oui (stockage)
McTigue, 2016 [8]	Joule	2 MW_e	505	10	Roches (magnetite)	Verticale	100-200	16 (37 à 505°C)	Oui
Spelling, 2013 [10]	Joule	87 MW_e	~900	~13	nc	Horizontale	nc	nc	Non
Agalit et al., 2015 [116]	Combiné	nc	1200	9-15	Amiante vitrifiée, roches	Verticale	nc	nc	Non
Prenzel et al., 2017 [111]	Rankine	1,5 MW_e[3]	600	1,013	Roches	Horizontale	~2000[3]	120[3]	Oui (stockage)
Klein et al., 2015 [67]	Joule	73 kW_e	900	4	Alumine	nc	7	≈ 1 (600 à 900°C)	Oui (stockage)
Grange et al., 2016 [70]	Joule	1,4 MW_e	700	9,6	Steatite	nc	106	18 (300 à 700°C)	Non

Tableau 9. Tableau récapitulatif d'applications de stockage régénératif gaz/solide dans des cycles de production électrique.

[3] Ces chiffres sont issus d'annonces de communication autour du projet « Future Energy Storage » de Siemens et ne sont pas évoqués dans la publication mentionnée (l'énergie thermique est déduite de l'énergie électrique annoncée 30 MWh_e et du rendement de 25 % associé).
nc : non communiqué

I.6 Stratégie de réponse aux problématiques soulevées par l'étude bibliographique

Au cours de ce premier chapitre d'étude bibliographique, différentes problématiques scientifiques associées au système considéré ont été soulignées. A partir d'un état des lieux des solutions de stockage actuelles, le stockage thermique est apparu comme une solution offrant une flexibilité et une densité énergétique intéressantes. Cette étude concerne l'intégration d'un tel stockage à haute température dans un concept de stockage d'électricité. Cette contrainte a orienté le choix de la technologie du stockage régénératif gaz/solide comme composant d'accumulation d'énergie du système. Les applications usuelles de ce type de stockage concernent généralement des systèmes de stockage thermique vers thermique, ou thermique vers électrique. L'utilisation de ce stockage dans cette étude soulève donc un certain nombre de problématiques, dont certaines sont usuelles et d'autres moins communes. Ces problématiques concernent par exemple les conditions de pilotage du stockage, définies par les températures admissibles dans les organes de charge et de décharge.

L'étude bibliographique menée dans ce premier chapitre a en premier lieu permis de définir des paramètres de dimensionnement et d'éliminer certaines possibilités de conception. En effet, par comparaison avec d'autres technologies comme le stockage à sels fondus ou le stockage régénératif huile/roche, la solution gaz/solide est moins mature. De nombreux paramètres de design restent donc à l'appréciation du concepteur. Cette étude a par exemple permis de cibler différents matériaux de stockage. Le matériau de base considéré est l'empilement de sphères d'alumine car il semble adapté pour le stockage à haute température. Une température maximale de 900 °C a été ciblée pour le stockage afin de pouvoir envisager d'autres matériaux alternatifs comme les roches. L'influence thermique et économique de cette alternative reste à identifier.

Malgré son intérêt pour la définition du système, l'étude bibliographique ne permet pas de définir avec précision une architecture globale. Le stockage en particulier est un élément central du procédé. Par son positionnement, il fait le lien entre le circuit de charge et le circuit de décharge. Par son niveau de température maximal (900 °C), il contraint le fonctionnement du cycle thermodynamique qui convertit la chaleur stockée en électricité. L'étude bibliographique seule n'a pas permis de faire un choix définitif sur ce cycle de restitution. Le cycle combiné gaz/vapeur et le cycle gaz ont été identifiés comme des pistes à investiguer. Parmi celles-ci, la pertinence d'un cycle combiné alimenté par un stockage dont la température maximale est de 900 °C doit être questionnée. L'intérêt d'un appoint par combustion pour améliorer le rendement de ce cycle de restitution est également à étudier.

De plus, lorsque la zone thermocline du stockage est évacuée, la diminution de la température de sortie de ce composant peut affecter le fonctionnement du cycle situé en aval. L'ampleur de cette influence doit être analysée. Ce travail bibliographique a également montré que les performances du stockage sont influencées par de multiples facteurs. Ceux-ci peuvent être intrinsèques au stockage : c'est le cas par exemple de ses paramètres de dimensionnement (facteur de forme, granulométrie…), qui ont un impact sur l'épaisseur du gradient thermique au sein du stockage, et donc sur son taux d'utilisation. Le système induit également des contraintes sur le pilotage du stockage, notamment par les températures admissibles à sa sortie qui

influencent aussi ce taux d'utilisation. Enfin, le système implique d'autres types de contraintes, comme la pression de fonctionnement du stockage. Celle-ci peut limiter les dimensions maximales des cuves et donc nécessiter de fractionner le stockage en plusieurs cuves. Cet aspect sera traité à l'aide d'informations fournies par le partenaire industriel. Le système impose enfin l'écart de température maximal au stockage, qui définit l'énergie maximale que ce dernier peut accumuler.

Cette thèse constitue un travail prospectif qui vise à identifier le potentiel du système. Elle doit permettre de concilier les contraintes du cycle et du stockage pour aboutir à une conception satisfaisante. Un compromis de fonctionnement doit donc être trouvé, qui peut ne pas correspondre à l'optimum de fonctionnement du cycle seul ou du stockage seul. Pour cette raison, plusieurs architectures seront évaluées afin d'établir quelle serait la meilleure conception possible, dans un premier temps du point de vue thermodynamique, puis dans un second temps du point de vue économique.

Pour mener à bien ces évaluations, une modélisation du système est réalisée (chapitre II). Elle doit permettre de simuler le fonctionnement des organes en jeu. Ces composants s'inscrivent dans un modèle global du système afin d'étudier leur influence réciproque. Chaque modification d'un paramètre doit être appréhendée par son impact sur le système global, et non seulement à l'échelle d'un composant particulier. Pour cela, une bibliothèque contenant les composants en jeu est développée sur le logiciel Dymola. L'objectif du modèle est d'atteindre un niveau de détail approprié sur les phénomènes thermiques et thermodynamiques en jeu. Un accent particulier est mis sur le stockage qui donne au système son caractère innovant et non conventionnel.

Dans le chapitre III, ce modèle est mis à profit pour mener une analyse thermodynamique du système. Cette analyse à iso-énergie injectée (200 MWh_e) permet de comparer plusieurs alternatives de conception afin de converger vers la plus pertinente. Il s'agit de l'architecture permettant d'obtenir le meilleur rendement global du système et de faire la meilleure utilisation possible du stockage, de sa phase d'accumulation de chaleur à la valorisation de cette énergie stockée. Cette étude thermodynamique fait notamment appel à la notion d'exergie, définie au chapitre III. Ramenant toute quantité d'énergie à son potentiel de conversion en travail utile, cette approche semble particulièrement adaptée à l'étude d'un système impliquant de nombreuses conversions d'énergie. Elle est mise à profit pour quantifier les imperfections des systèmes étudiés et mesurer le poids de ces imperfections sur le fonctionnement global.

A l'issue de ce chapitre, de nombreuses possibilités de conception restent ouvertes car un facteur supplémentaire doit être pris en compte : le coût. Cet aspect est traité dans le chapitre IV, sur un système à 60 MW_e d'électricité restituée en phase de décharge. Des fonctions de coût issues de la littérature scientifique y sont mises à profit pour mesurer la rentabilité des alternatives issues de l'étude thermodynamique du chapitre III. A titre d'exemple, l'ajout d'un appoint par combustion évoqué au chapitre III pour améliorer le rendement électrique du système est évalué au chapitre IV du point de vue économique. La prise en compte de cet aspect ajoute une dimension supplémentaire aux analyses menées et permet de répondre aux problématiques industrielles et scientifiques qui se posent à l'issue des chapitres précédents. Finalement, cette partie offre une conclusion sur le système le plus crédible dans le contexte énergétique actuel.

I.7 Conclusions du chapitre I

Dans ce chapitre, plusieurs aspects permettant de définir un système de stockage électrique par l'intermédiaire du stockage thermique ont été creusés. Pour répondre au cahier des charges industriel, la combinaison d'un stockage régénératif gaz/solide associé à un cycle combiné gaz/vapeur est proposée. Plusieurs concepts alternatifs ont également été discutés. Un système au coût d'investissement plus faible impliquant une décharge en cycle gaz simple est ainsi envisagé. Un autre axe de travail implique un appoint par combustion dont le rôle serait d'améliorer le rendement du cycle de restitution. L'étude énergétique et économique de ces différents concepts est réalisée dans les chapitres suivants. Un point clé du système est le stockage thermique, car il s'agit a priori du composant le moins mature du procédé.

L'étude bibliographique a montré qu'il n'existait pas de consensus autour du dimensionnement de cet organe. Les modules expérimentaux relevés concernent généralement des petits volumes dont les résultats ne sont pas forcément représentatifs des stockages de plus grande échelle. Quelques conclusions ont cependant pu être établies sur la définition du stockage régénératif gaz/solide. Selon les résultats de la littérature, considérer un facteur de forme élevé (supérieur à 1) pour ce type de stockage conduit à des résultats contre-productifs à cause des pertes de charge. La disposition verticale est proposée pour les cuves, car elle induit moins d'incertitudes sur le comportement du stockage et de son gradient thermique, notamment en phase de repos. Concernant le remplissage du stockage, la géométrie dite en vrac est apparue comme bien présente dans la littérature. Elle est donc adoptée dans cette étude. Deux matériaux sont retenus : les sphères d'alumine et les roches naturelles. Si le premier semble particulièrement adapté pour l'application envisagée, le second présente un potentiel intéressant en termes de coût. La température maximale du stockage a été fixée à 900 °C car les incertitudes sur la faisabilité de ce composant deviennent trop importantes au-delà de cette température.

Ce travail s'inscrivant dans un projet de R&D industriel, minimiser les coûts et les incertitudes techniques sur le système apparaît comme une priorité. Des alternatives intéressantes sur la conception du cycle de restitution sont donc écartées. L'étude bibliographique a par exemple démontré le potentiel des cycles gaz à injection d'eau ou des cycles vapeur à fluide alternatif. Ces possibilités apparaissent comme des pistes possibles pour poursuivre l'étude du système proposé à l'issue de ce travail.

En partie I.5, l'analyse de la littérature a montré que l'intégration d'un module de stockage dans un procédé thermodynamique soulève encore de nombreuses questions. La combinaison envisagée dans cette étude, associant un stockage à très haute température avec un cycle combiné, semble notamment intéressante à étudier. Bien que quelques études aient envisagé cette possibilité, de nombreuses problématiques restent à creuser. On peut notamment citer l'influence du pilotage du stockage, imposé par le système dans lequel il s'insère, sur son comportement et son dimensionnement. Réciproquement, le stockage régénératif impose par son caractère transitoire des variations de température qui peuvent affecter le fonctionnement des autres composants. Pour tenter d'apporter un éclairage nouveau sur ces problématiques, une modélisation du système a été mise en place. Elle est décrite dans le chapitre suivant.

Chapitre II. Modélisation des composants du système

Le premier chapitre a mis en évidence des problématiques et verrous associés au système de stockage d'électricité basé sur un stockage thermique régénératif. A l'issue de ce chapitre, le choix d'une architecture de base du système s'est porté sur un stockage sensible gaz/solide associé à un cycle combiné gaz/vapeur pour le circuit de décharge. Le circuit de charge fermé est quant à lui constitué d'un réchauffeur électrique et de ventilateurs assurant la circulation de l'air. Cette thèse se situe en amont d'un éventuel prototype et vise à identifier les performances d'un tel système. Les chapitres suivants permettent de fournir quelques clés de décision sur l'opportunité de poursuivre les investigations sur ce type de procédé.

Etudier un système à l'aide de dispositifs expérimentaux est un processus qui peut rapidement devenir coûteux, chronophage et dont la précision dépend des moyens employés. L'analyse mathématique, quant à elle, se complexifie rapidement dès que l'on s'éloigne des systèmes simples. Face à ce besoin de caractérisation et de compréhension des systèmes complexes, des solutions de simulation ont été mises en place. Il s'agit de représenter le comportement du système dans des conditions données à l'aide d'un outil logiciel. Cela peut permettre d'assister la conception, de vérifier un comportement, d'améliorer la compréhension ou d'optimiser un système par des méthodes itératives.

Le modèle doit être mis en forme suivant un certain formalisme, traduisant le comportement physique en équations mathématiques. On peut ensuite fixer des données d'entrée dont les conditions initiales ou les conditions aux limites, exprimant les valeurs aux frontières du système. On utilise pour la modélisation un langage permettant d'effectuer la traduction entre ces intentions et les moyens de calcul à disposition. Dans ces travaux, le langage Modelica est utilisé, implémenté à l'aide du logiciel Dymola. Il s'agit d'un langage de modélisation développé pour répondre à des attentes larges et multi-domaines dans le secteur de la modélisation de systèmes complexes.

Ce chapitre est dédié à la description de la modélisation adoptée. Dans un premier temps, l'architecture générale du système est détaillée (partie II.1). Le système est ensuite décomposé en groupes de composants. En premier lieu, les composants liés au cycle thermodynamique sont explicités (parties II.2 à II.4). Leur validation est exposée, avant d'introduire un niveau de détail supplémentaire par le biais du comportement off-design des turbomachines (II.7). Le modèle représentant le circuit fermé de charge est également décrit (II.8). Par la suite, le modèle de stockage régénératif gaz/solide est introduit et les principaux paramètres qui lui sont associés sont analysés (II.9). Cette partie consacrée au modèle de stockage se clôt par la validation de ce modèle. Enfin, certaines limites à avoir à l'esprit pour analyser les résultats obtenus sont détaillées en partie II.11.

II.1 Architecture détaillée du système

Le principe général du système est rappelé sur le schéma de la figure 49. Celui-ci repose en phase de charge sur l'utilisation d'une production électrique supérieure à la demande convertie en énergie thermique transmise au module de stockage. En phase de décharge, l'énergie thermique accumulée est reconvertie en énergie électrique à l'aide d'un cycle thermodynamique.

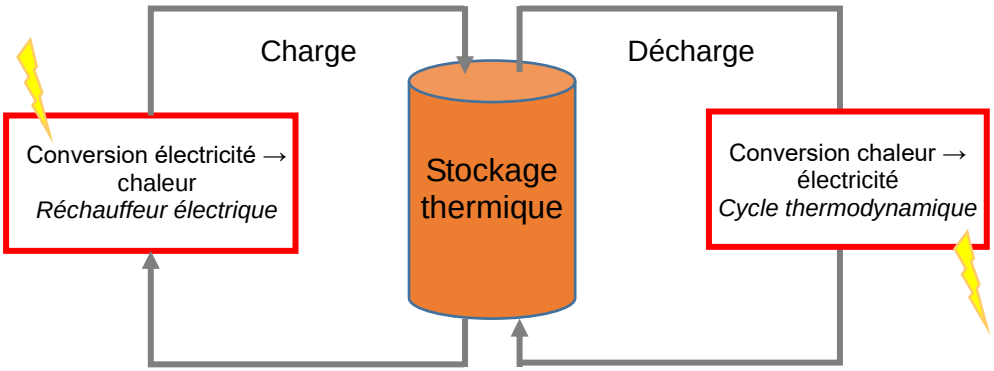


Figure 49. Principe général des systèmes du projet EMR'Stock.

Cette architecture générale est investiguée plus en détail sur la figure 50 suite aux conclusions du chapitre I. Sur cette figure, le nombre de cuves de stockage représentées est arbitraire. Par ailleurs, la connexion entre la boucle de charge et le circuit de décharge n'est pas illustrée afin d'éviter de surcharger le schéma. Le point d'interrogation sur le composant de combustion signifie que ce poste n'est pas inclus par défaut au système. Son intérêt est évalué au cours de l'étude. En effet, la combustion n'a pas pour rôle d'assurer l'apport énergétique de base du cycle, mais de compléter éventuellement l'apport énergétique issu de la décharge du stockage.

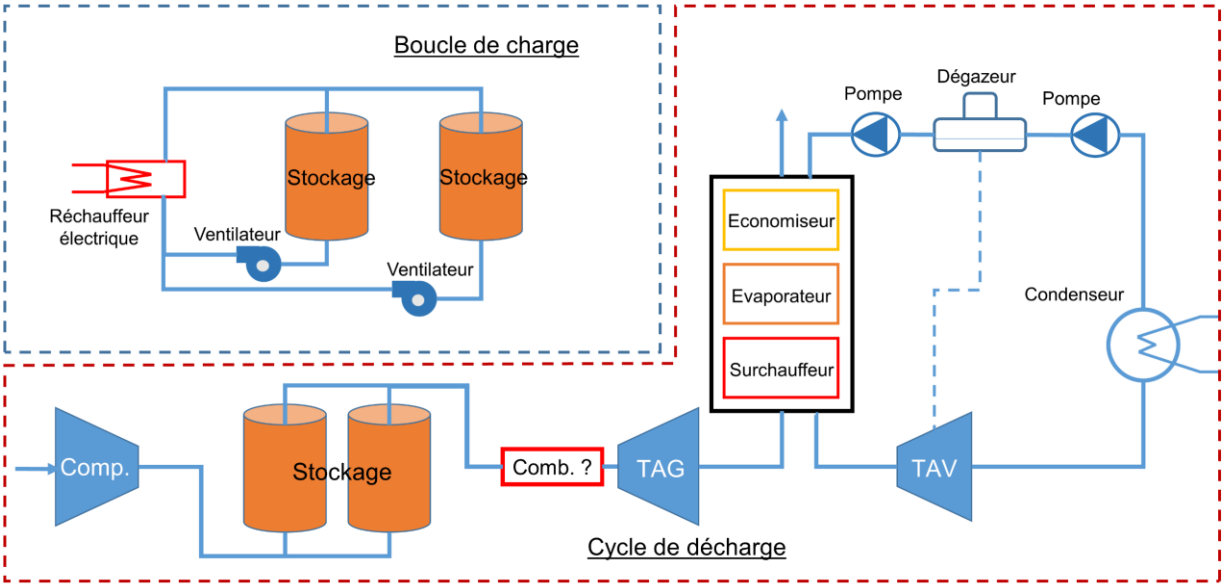


Figure 50. Architecture de base du système de stockage d'électricité (les connexions entre les circuits de charge et de décharge ne sont pas représentées).

La modélisation des composants apparaissant sur la figure 50 est décrite par la suite.

II.2 Composants du cycle gaz

Pour se donner la possibilité d'atteindre des densités énergétiques élevées permettant d'envisager une application de stockage massif d'électricité, le stockage se fait à très haute température (900 °C). Ce niveau de température ne serait pas pleinement exploité dans le cas d'une conversion d'énergie via un cycle vapeur, comme cela est couramment imaginé pour les systèmes intégrant un stockage thermique (cf partie I.5). Pour cette raison, le module de stockage est ici intégré dans un cycle gaz de type Joule (ou Brayton).

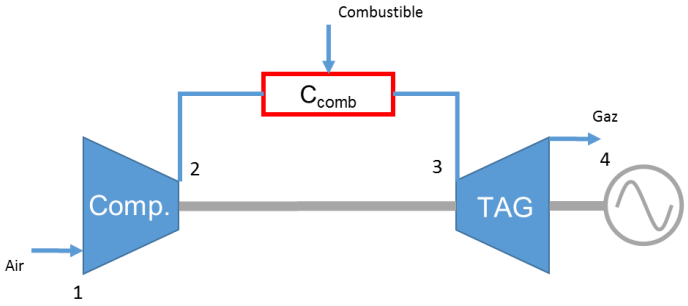


Figure 51. Schéma représentant les composants du cycle gaz, reproduit d'après [79].

Le cycle gaz se compose de trois éléments principaux représentés sur la figure 51 : le compresseur d'air, la chambre de combustion et la turbine à gaz. L'évolution du fluide gazeux dans un cycle de Joule a été présentée à l'aide d'un diagramme (*T*,*s*) sur la figure 23 du chapitre I. Pour rappel, le fluide est élevé en température et en pression par compression adiabatique. Il est ensuite élevé en température par combustion isobare. Finalement, il suit une détente adiabatique, à l'issue de laquelle les gaz détendus sont évacués vers l'atmosphère. Les parties grises sur le schéma ci-dessus représentent des éléments mécaniques comme l'alternateur qui assurent la conversion du travail produit en électricité. Ceux-ci n'ont pas été modélisés en détail (ce point est abordé en partie II.5).

II.2.1 Compresseur

Le compresseur a pour but d'élever la pression de l'air, qui passe d'une pression atmosphérique à une pression définie par le ratio de pression global *Rc* du compresseur. Il remplit ainsi la même fonction que les ventilateurs ou soufflantes d'air. La modélisation développée concerne les turbocompresseurs, pertinents pour cette application [117], et reste une modélisation générale indépendante de la technologie du compresseur (centrifuge ou axiale). Ceci est rediscuté lors de l'introduction des modèles de performance off-design en partie II.7.

La modélisation du compresseur (comme celle de tous les autres composants) s'appuie sur le premier principe de la thermodynamique [118] :

$$W + Q = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (7)$$

En supposant des variations nulles d'énergie cinétique et potentielle et une transformation adiabatique dans l'organe, le travail du compresseur ne se traduit que par une augmentation de l'enthalpie du fluide le traversant :

$$W_{comp} = \Delta H_{comp} \tag{8}$$

Le travail est compté positivement au compresseur car il représente un apport pour le fluide qui le traverse. En termes de puissance, cette relation se traduit de la façon suivante à partir du débit massique supposé constant en entrée et sortie du compresseur :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{comp} \Delta h_{comp} \tag{9}$$

Dans une machine parfaitement réversible, la puissance consommée par le compresseur serait strictement égale à la puissance à fournir pour obtenir la variation d'enthalpie souhaitée. Sur une machine réelle irréversible, le compresseur perd en réalité une partie de la puissance qu'il fournit sous forme de dissipations énergétiques. On lie généralement le terme de dissipation à la puissance mécanique par la définition du rendement polytropique.

$$\dot{W}_{diss,comp} \triangleq \left(1 - \eta_{p,comp}\right) \dot{W}_{comp} \tag{10}$$

Cette approche permet, sans connaître précisément les phénomènes en jeu au sein de la turbomachine, de représenter l'imperfection qui lui est liée. On suppose pour cela que le terme de dissipation $\dot{W}_{diss,comp}$ est proportionnel à la puissance liée au travail moteur $\dot{W}_{comp}$ [117]. On définit également le rendement isentropique comme le rapport du travail de compression isentropique sur le travail de compression :

$$\eta_{is,comp} = \dot{W}_{comp,is} / \dot{W}_{comp} \tag{11}$$

Lorsqu'on dispose de modèles pour les propriétés des fluides, le calcul du travail isentropique est relativement simple. En effet, le fluide étudié étant un corps pur gazeux, l'application de la règle de Gibbs indique que deux variables intensives suffisent à décrire son état [119]. Ces deux variables sont ici l'entropie spécifique du fluide en sortie (égale à l'entropie spécifique en entrée pour une transformation adiabatique réversible) et sa pression (imposée par le ratio de pression du compresseur). L'approche adoptée est donc de déterminer une évolution isentropique et théorique de l'air au sein du compresseur, à laquelle on applique un rendement isentropique afin de rendre compte de la transformation réelle. La relation suivante, conséquence des équations (8) et (11), est utilisée :

$$\eta_{is,comp} = \frac{h_{is,s} - h_e}{h_s - h_e} \tag{12}$$

Avec l'enthalpie de la transformation isentropique définie par :

$$h_{is,s}(P_s, s_s) = h_{is,s}(Rc \cdot P_e, s_e) \tag{13}$$

II.2.2 Chambre de combustion

Pour modéliser la réaction de combustion, on suppose une combustion complète (sans imbrûlés) d'un gaz constitué de méthane (CH_4) pur. La première hypothèse est justifiée car on recherche dans la réalité des faits une combustion la plus complète possible afin de respecter les normes environnementales en vigueur. La seconde est un peu moins rigoureuse dans la mesure où l'on

brûle rarement un gaz pur mais plutôt un mélange de gaz formant un gaz naturel variable selon les régions de production. Ces points sont discutés en partie II.11. La réaction de combustion dans ces conditions s'écrit :

$$CH_4 + 2FA\ (O_2{+}3{,}76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 2(FA\text{-}1)\ O_2 + 7{,}52FA\ N_2 \quad (14)$$

FA étant le facteur d'excès d'air caractérisant l'excès de comburant (O_2 et N_2) au cours de la réaction. Si celle-ci est stœchiométrique, *FA* vaut 1 et il n'y a pas d'O_2 dans les produits de la réaction. Au cours de cette réaction, la conservation d'énergie implique que l'enthalpie molaire des réactifs soit égale à l'enthalpie molaire des produits, pour une combustion adiabatique et isobare.

$$h_r^{mol} = h_p^{mol} \quad (15)$$

Sachant que l'enthalpie molaire d'une espèce se décompose en deux parts :

$$h^{mol} = h_{sens}^{mol} + \Delta h_{for}^{o,mol} \quad (16)$$

h_{sens}^{mol} étant l'enthalpie sensible de l'espèce en question définie en équation (17), et $\Delta h_{for}^{o,mol}$ étant l'enthalpie molaire de formation.

$$h_{sens}^{mol} = \int_{T_0}^{T} c_p^{mol} dT \quad (17)$$

Pour chaque espèce, ces deux composantes d'enthalpie peuvent être déduites de tables ou de corrélations. On obtient en développant l'équation (15) à l'aide de l'équation (16) :

$$h_{sens,p}^{mol} = h_{sens,r}^{mol} + Q^{mol} \quad (18)$$

avec :

$$h_{sens,p}^{mol} = h_{sens}^{mol}(CO_2, T_{ad}) + 2h_{sens}^{mol}(H_2O, T_{ad}) + 2(FA-1)h_{sens}^{mol}(O_2, T_{ad}) + 7{,}52FA\ h_{sens}^{mol}(N_2, T_{ad}) \quad (19)$$

$$h_{sens,r}^{mol} = h_{sens}^{mol}(CH_4, T_0) + 2FA\ h_{sens}^{mol}(O_2, T_0) + 7{,}52FA\ h_{sens}^{mol}(N_2, T_0) \quad (20)$$

et :

$$Q^{mol} = \Delta h_{for,r}^{o,mol} - \Delta h_{for,p}^{o,mol} \quad (21)$$

La chaleur molaire de réaction Q^{mol} est égale à la différence des enthalpies standard de formation des réactifs et des produits. Ces enthalpies étant nulles pour l'O_2 et le N_2 si l'on prend pour référence (1 atm, 298 K) (ce qui est commun dans les tables donnant ces valeurs), Q^{mol} devient :

$$Q^{mol} = \Delta h_{for}^{o,mol}(CH_4) - \Delta h_{for}^{o,mol}(CO_2) - 2\Delta h_{for}^{o,mol}(H_2O) \quad (22)$$

On retrouve la définition du pouvoir calorifique inférieur (*PCi*) en J.kg^{-1} à 298 K du méthane à partir de Q^{mol} et de la masse molaire du méthane (CH_4) M_{CH_4} :

$$\mathrm{PCi_{CH_4}} = \mathrm{Q^{mol}}/\mathrm{M_{CH_4}} \tag{23}$$

Finalement, en fixant une température adiabatique de fin de combustion T_{ad}, la seule inconnue des équations (14) à (20) est le facteur d'excès d'air *FA*, que l'on peut représenter comme une fonction décroissante de cette température de fin de combustion. Ceci est illustré sur la figure 52, pour une combustion à partir d'air à 300 °C, un niveau de température représentatif de l'air sortant d'un compresseur de turbine à gaz. Une fois le facteur *FA* déterminé, l'application de bilans massiques sur l'équation de réaction (14) permet de calculer les fractions massiques de chaque composé en entrée et en sortie. On en déduit le débit de combustible consommé et la composition massique des gaz brûlés.

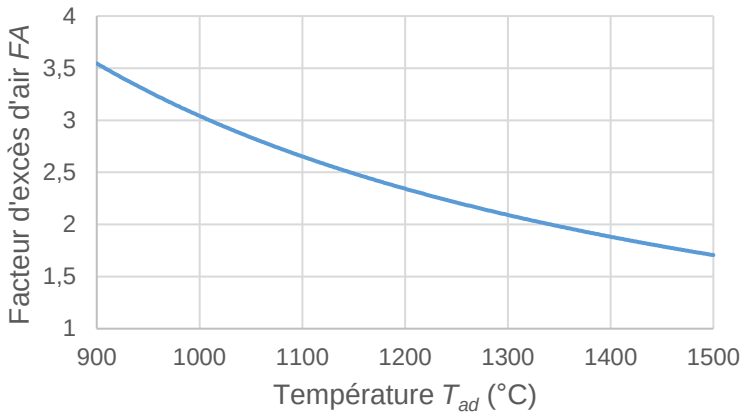


Figure 52. Evolution du facteur d'excès d'air en fonction de la température de fin de combustion pour une combustion complète de CH_4.

Concernant les pertes de charge à la chambre de combustion, celles-ci sont considérées égales à 5 % de la pression entrante, une valeur qui semble admise dans la littérature (utilisée par exemple dans [79], [87], [120]). On peut enfin calculer la puissance thermique récupérée par le fluide à la chambre de combustion :

$$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{comb}} = (\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}} + \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{CH_4}})\mathrm{h_s} - \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air}}\mathrm{h_e} - \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{CH_4}}\mathrm{h}_{\mathrm{CH_4}} \tag{24}$$

II.2.3 Turbine à gaz

La turbine à gaz permet de convertir l'énergie thermique des gaz chauds sous pression en énergie mécanique. Le principe général de modélisation de la turbine à gaz repose sur les mêmes bases que le modèle du compresseur détaillé en partie II.2.1.

II.2.3.1 Modélisation en régime nominal et stationnaire

A partir des bilans de conservation d'énergie introduits dans les équations (7) et (8), on calcule l'état du fluide en sortie de turbine à gaz en appliquant un rendement isentropique de détente défini par :

$$\eta_{is,turb} = \frac{h_s - h_e}{h_{s,is} - h_e} \quad (25)$$

Notons que cette approche nécessite de définir une pression en sortie de turbine (de la même manière que l'on définit un ratio de pression au compresseur). Celle-ci permet de déduire l'enthalpie du fluide après une transformation idéale ou réelle. Sur un cycle gaz simple, la pression de sortie est égale à la pression atmosphérique. Si on envisage une récupération de chaleur sur les gaz détendus (cas du cycle combiné par exemple), il faut s'assurer de sortir à une pression suffisamment élevée pour compenser les pertes de charge aux échangeurs récupérateurs.

II.2.3.2 Refroidissement des aubages

L'une des principales sources d'amélioration du rendement des cycles à combustion au cours des dernières décennies est liée à l'augmentation de la température en entrée de turbine à gaz. D'environ 800 °C dans les années 60, celle-ci atteint aujourd'hui plus de 1500 °C [121]. Cette amélioration continue est principalement due à deux facteurs. Tout d'abord, elle s'explique par l'adoption d'alliages innovants capables de résister à des températures toujours plus élevées. Ensuite, elle est liée à l'amélioration des technologies de refroidissement. Ce refroidissement possède un coût énergétique : il est généralement associé à un prélèvement d'air au compresseur destiné à être injecté dans les étages appropriés de la turbine. La représentation de ce phénomène est importante lors des analyses paramétriques [122].

La modélisation du procédé de refroidissement d'une turbine à gaz dépend de la (ou des) technologie(s) de refroidissement adoptée(s). Cette thèse n'ayant pas pour objet d'aller jusqu'à ce niveau de détail, une approche plus générique est nécessaire. Ce type d'approche proposé par Jonsson et al., 2005 [122] est par exemple appliqué dans l'étude sur l'optimisation thermo-économique d'un cycle hybride gaz-solaire [10]. Les auteurs ont mis au point un modèle simplifié confronté à des données de machines réelles fournies par les fabricants Siemens et Alstom. Le modèle qu'ils proposent dispose de paramètres d'ajustement calibrés pour l'application suivante : ratio de pression de 17, puissance nette de cycle gaz d'environ 40 MW, température de fin de combustion d'environ 1400 °C. Sa représentation schématique est illustrée sur la figure 53.

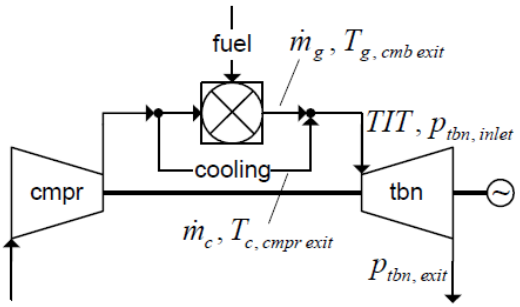


Figure 53. Modèle simplifié de turbine à gaz avec refroidissement [122].

Les auteurs proposent de calculer le flux de refroidissement à l'aide de l'équation (26). Celle-ci est issue de bilans d'énergie appliqués à un refroidissement par convection ou par film à partir d'air prélevé en sortie de compresseur :

$$\frac{\dot{m}_{refroid} c_{pf,s,comp}}{\dot{m}_{s,comb} c_{pf,s,comb}} = b\left(\frac{T_{s,comb} - T_{lim,turb}}{T_{lim,turb} - T_{s,comp}}\right)^{s} \quad (26)$$

b et *s* sont des coefficients d'ajustement dépendant de la technologie de refroidissement et des caractéristiques de turbine, $T_{lim,turb}$ est la température maximale acceptable en surface des ailettes de turbine. Les termes $c_{pf,s,comp}$ et $c_{pf,s,comb}$ sont des chaleurs spécifiques moyennes calculées de la manière suivante :

$$c_{pf,s,comp} = \frac{h_{lim,turb,1} - h_{s,comp}}{T_{lim,turb} - T_{s,comp}} \quad (27) \qquad c_{pf,s,comb} = \frac{h_{s,comb} - h_{lim,turb,2}}{T_{s,comb} - T_{lim,turb}} \quad (28)$$

Dans cette formule, le terme $h_{lim,turb,1}$ de l'équation (27) est calculé à la température limite en turbine, la pression et la composition du gaz étant celles de sortie du compresseur. Le terme $h_{lim,turb,2}$ de l'équation (28) est calculé avec la même température, la pression et la composition du gaz étant cette fois-ci celles de sortie de la combustion. L'injection de fluide froid à la turbine entraîne également une perte de quantité de mouvement dont rend compte l'équation (29), à l'aide d'une perte de charge singulière à intégrer en entrée de turbine à gaz.

$$\frac{\Delta P}{P_{e,turb}} = K\frac{\dot{m}_{refroid}}{\dot{m}_{s,comb}} \quad (29)$$

K étant une constante intégrant les effets du mélange des flux, l'influence des capacités thermiques et des nombres de Mach. Les valeurs des coefficients *b*,*s* et *K* sont obtenues par calibration à l'aide de données de turbines refroidies réelles. Les auteurs proposent [122] :

$T_{lim,turb}$ = 860 °C b = 0,1884 K = 0,237 s = 1

La confrontation des résultats obtenus en tentant de reproduire les travaux des auteurs en question, concernant la turbine à gaz évoquée précédemment, est présentée dans le tableau 10. La concordance est correcte, les écarts pouvant s'expliquer par des différences de composition des gaz (air et fumées) entraînant de légères variations sur le calcul de $c_{pf,s,comp}$ et $c_{pf,s,comb}$.

Variable	Résultats de référence [122]	Résultats du modèle
$\dot{m}_{CH_4}$	2,28 kg.s^{-1}	2,24 kg.s^{-1} (- 2 %)
Débit de refroidissement	22 kg.s^{-1}	22 kg.s^{-1} (- 0 %)
Puissance nette du cycle gaz	41,6 MW	41,0 MW (- 1 %)
Rendement net du cycle gaz	0,385	0,377 (- 2 %)
$T_{e,TAG}$	1229 °C	1212 °C (- 17 °C)

Tableau 10. Validation du modèle de Jonsson et al.,2005 [122] à l'aide du cas d'application proposé par les auteurs.

L'implémentation du modèle étant validée, quelques limites apparaissent sur les valeurs obtenues. Le cas de validation exposé ci-dessus implique un prélèvement de 22 % du débit en sortie de compresseur pour le refroidissement. On trouve pourtant des ordres de grandeur de débit de refroidissement inférieurs dans la littérature. Martin et Wauters mentionnent que le débit d'air prélevé au compresseur peut atteindre 10 % du débit total [79]. On retrouve cet ordre de

grandeur dans l'ouvrage de référence Gas Turbine Performance de Walsh & Fletcher [123]. Le débit prélevé monte jusqu'à 20 % à 1500 °C, une température plus élevée que celle considérée ici, dans l'article [124]. Dans leur article, Jonsson et al. montrent que par rapport à des modèles plus complexes, leur approche aboutit à des valeurs de débit prélevé légèrement surestimées pour une température de combustion inférieure à 1400 °C. Pour compenser cela, les coefficients *b*, *s*, *K* et la $T_{lim,turb}$ proposés par Spelling, 2013 sont adoptés. Ceux-ci ont été calibrés à l'aide de communications personnelles par l'auteur [10] :

$T_{lim,turb}$ = 880 °C b = 0,154 K = 0 s = 1

Quasiment dix ans séparent les deux jeux de coefficients, ce qui peut justifier un certain écart dû aux évolutions technologiques. Notons que le terme de pertes de pression de l'équation (22) n'est pas pris en compte avec ce jeu de coefficients. Cette correction, proche d'1 bar dans l'application liée au tableau 2, constitue une sanction sévère sur le rendement de turbine. La comparaison de la fraction de débit prélevé au compresseur calculée à l'aide des deux jeux de coefficients est illustrée sur la figure 54. L'analyse des deux courbes montre que les coefficients de Spelling conduisent à des résultats proches des ordres de grandeur énoncés plus haut.

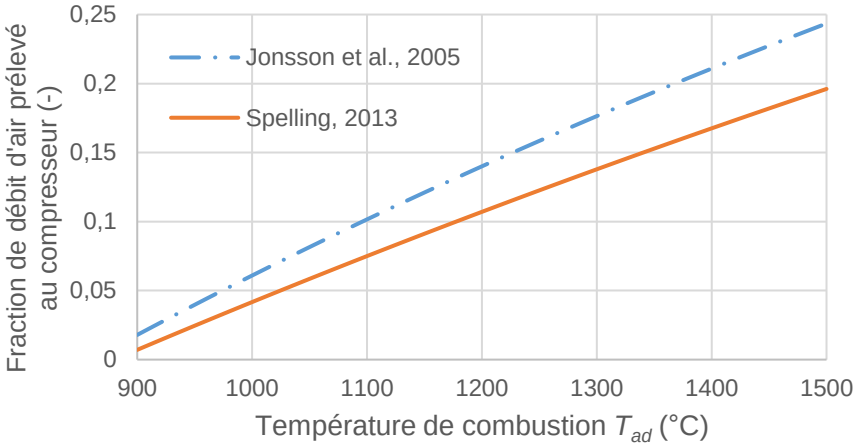


Figure 54. Fractions de débit d'air de refroidissement de TAG calculées avec deux jeux de coefficients différents.

Dans un cycle combiné, on peut en réalité effectuer tout ou partie du refroidissement à l'aide de la vapeur produite à la chaudière de récupération. Cette subtilité n'est pas prise en compte dans le modèle. On remarque également sur la figure 54 que le prélèvement d'air nécessaire pour le refroidissement est négligeable à 900 °C, température maximale de sortie du stockage. Le refroidissement n'est donc pas pris en compte pour les systèmes sans combustion.

II.3 Composants du cycle vapeur

Le cycle vapeur est une installation motrice à eau basée sur le cycle thermodynamique de Rankine-Hirn. Le diagramme (*T*,*s*) classique du cycle de Rankine-Hirn est introduit sur la figure 20 du chapitre I. Les composants du cycle sont représentés sur la figure 55. Par rapport au fonctionnement décrit en partie I.4.1, le dégazeur a été ajouté. Cet organe permet de s'assurer que l'eau entrant dans la chaudière ne contienne pas de gaz dissous.

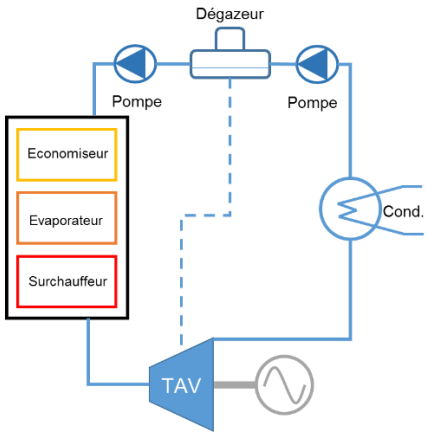


Figure 55. Schéma représentant les composants du cycle vapeur, reproduit d'après [79].

Dans la configuration particulière du cycle combiné, le générateur de vapeur est constitué par une série d'échangeurs permettant de récupérer l'énergie restante dans les gaz détendus du cycle de Joule. Sous cette forme, cet organe prend le nom de chaudière de récupération. Elle est constituée de trois éléments : l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur. Ces trois types d'échangeurs sont décrits indépendamment du cycle vapeur en partie II.4.

II.3.1 Pompes

On distingue généralement deux groupes de pompes. Une première pompe d'extraction récupère l'eau en sortie de condenseur afin de l'amener à pression suffisante pour entrer dans la bâche dégazante ou dégazeur thermique. Une deuxième pompe dite alimentaire achemine ensuite l'eau traitée jusqu'au générateur de vapeur en l'amenant à pression souhaitée pour sa vaporisation. Le modèle utilisé ici pour représenter le comportement de la pompe est assez simple. Il est détaché des modèles commerciaux et ne présente donc pas de courbe de performances liant le débit à la pression aux bornes de la pompe. Il permet seulement de compenser une perte de charge en consommant un travail à l'aide de la relation (30) :

$$\dot{W}_{pmp} = \dot{m}_{eau} \frac{\Delta P}{\rho_f} \frac{1}{\eta_{pmp}} \tag{30}$$

II.3.2 Dégazeur thermique

Le dégazage thermique repose sur la diminution de la concentration d'un gaz dissous dans l'eau lorsqu'on augmente la température. Cet organe vise donc à amener l'eau alimentaire jusqu'à saturation en légère surpression (pour obtenir un liquide à plus de 100 °C) afin de chasser les gaz comme l'oxygène à l'extérieur de la phase liquide. Ceci est particulièrement important car les gaz dissous (O_2, CO_2) peuvent entraîner une corrosion importante au niveau des échangeurs du générateur de vapeur - chaudière de récupération. Pour cela, on utilise simplement de la vapeur d'eau détendue en turbine que l'on injecte dans le réservoir où l'eau alimentaire transite. Le schéma de principe d'une installation de production de vapeur avec dégazeur thermique est présenté sur la figure 56. L'installation représentée sur cette figure est indicative car elle n'est pas destinée à alimenter une turbine à vapeur.

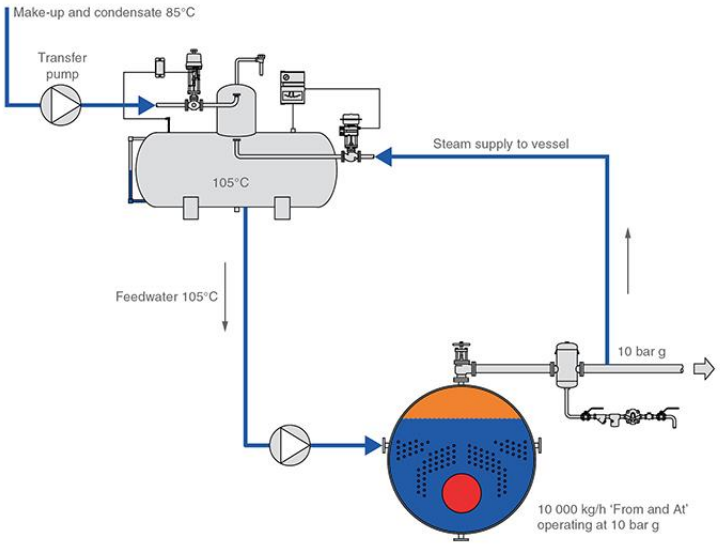


Figure 56. Schéma d'une installation de production de vapeur avec dégazeur thermique [125].

Pour représenter l'impact énergétique de cet organe, des bilans matière et d'énergie sont calculés. Notons qu'il y a normalement quatre flux au sein du dégazeur : deux entrants (vapeur, eau alimentaire) et deux sortants (mélange gaz-vapeur, eau dégazée). On considère ici que le flux du mélange gaz-vapeur sortant est négligeable (il est précisé par certains fabricants qu'il représente de 0,1 à 0,2 % du flux d'eau dégazée sortant [125]). On obtient les bilans massique et énergétique suivants :

$$\dot{m}_{e,eau} + \dot{m}_{e,vap} = \dot{m}_{s,eau} \quad (31)$$

$$\dot{m}_{e,eau} h_{e,eau} + \dot{m}_{e,vap} h_{e,vap} = \dot{m}_{s,eau} h_{s,eau} \quad (32)$$

On doit ensuite définir un certain nombre de contraintes afin de permettre à ce système d'équations d'être résolu. Pour le dégazeur, ces contraintes s'expriment en termes de pression, sachant par ailleurs que :

$$T_{s,eau} = T_{sat}(P_{s,eau}) \quad (33)$$

Ces paramètres de dimensionnement, associés à des valeurs typiques, sont fournis dans le tableau 11. Cette modélisation n'est valable que pour les phases stationnaires. En régime transitoire, le prélèvement de vapeur se fait généralement directement au générateur de vapeur, notamment en phase de démarrage, lorsque la turbine à vapeur monte en régime et n'autorise pas les soutirages. Cependant, les phases de démarrage et d'arrêt du cycle ne sont pas couvertes par le modèle construit pour cette étude.

Paramètres	Valeurs typiques
$P_{s,eau}$: pression de fonctionnement	1,2 – 2,5 bar
$P_{e,vap}$: pression de vapeur en entrée	5 – 10 bar
$P_{e,eau}$: pression de l'eau alimentaire	> 2 bar

Tableau 11. Paramètres de contrainte pour le modèle de dégazeur thermique, d'après des données issues du site web du fabricant Spirax Sarco [125].

II.3.3 Turbine à vapeur

II.3.3.1 Modélisation en régime nominal et stationnaire

La turbine à vapeur est l'organe de détente du cycle de Rankine-Hirn. Après avoir été produite et surchauffée, la vapeur entre dans cet organe et y ressort à une pression dépendant de la technologie de la turbine. Dans une turbine à condensation telle que celle considérée pour ce système, la détente est réalisée jusqu'à quelques kPa avant d'envoyer le fluide au condenseur. Une contrainte importante est le titre vapeur en sortie de turbine. En fin de détente, le fluide se situe en effet dans une zone mixte « liquide + vapeur » (figure 57). Cependant, la teneur en eau dans les derniers étages de turbine ne peut pas être supérieure à 13 % (correspondant à un titre vapeur de 0,87) sous peine d'endommager gravement les aubages par érosion [79].

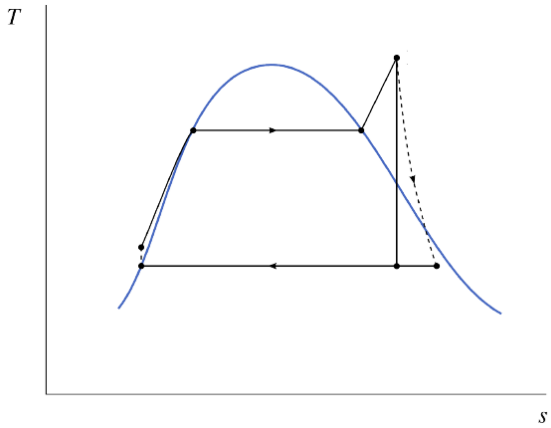


Figure 57. Diagramme (T,s) du cycle vapeur (évolution réelle en pointillés), issu de [126].

Cette contrainte est importante car pour une température de surchauffe de vapeur fixée, un rendement de turbine donné et une pression de sortie imposée par le condenseur, elle conduit à la pression d'entrée maximale en turbine. Le rendement du cycle vapeur étant une fonction croissante de cette pression, le titre admissible en sortie de turbine est déterminant pour la prédiction des performances du système. Pour résoudre le modèle de turbine à vapeur, on fixe donc une limite pour le titre vapeur admissible en sortie (0,87) et la pression d'entrée maximale associée est une sortie de ce modèle. Du reste, le calcul de l'état de sortie du fluide est réalisé en appliquant un rendement isentropique défini pour une turbine avec l'équation (25) présentée précédemment.

II.3.3.2 Détente en zone humide

On peut observer sur la figure 57 que la détente de la vapeur se fait en partie à l'extérieur et à l'intérieur de la courbe de saturation du fluide. Dans les derniers étages de détente, le fluide est donc à l'état « liquide + vapeur », ce qui provoque une diminution des performances de la turbine par rapport à la détente en vapeur surchauffée. La règle de Baumann, datée d'environ un siècle, permet de rendre compte de ce phénomène [127]. Elle exprime le rendement isentropique dans la zone humide en fonction du rendement isentropique en zone surchauffée et du titre vapeur en sortie de turbine. Son expression prend la forme suivante :

$$\frac{\eta_{is,hum}}{\eta_{is,TAV}} = 1 - c(1 - x) \quad (34)$$

On choisit généralement c = 1, de sorte qu'une diminution du titre vapeur en sortie de turbine de 1 % entraîne une chute du rendement isentropique de 1 % [79]. Concrètement, le modèle développé dans cette étude sépare la détente en deux sous-détentes : une première à rendement isentropique défini jusqu'à la saturation, puis une seconde à rendement isentropique déterminé par le titre de vapeur en sortie.

II.3.4 Condenseur

A la sortie de la turbine, le condenseur est l'organe qui permet de ramener l'eau à l'état de liquide saturé : il constitue la source froide du cycle de Rankine-Hirn. La condensation de la vapeur détendue peut être réalisée à l'aide de différents fluides. Le cas le plus classique est un refroidissement à eau circulant dans des tubes. Une contrainte environnementale dicte généralement la température maximale de rejet de l'eau de refroidissement. A débit donné, cela limite l'échange avec la vapeur. Cet échange définit donc la pression jusqu'à laquelle on peut descendre en sortie de turbine à vapeur. Dans le modèle, cet aspect n'est pas pris en compte et la pression de sortie de turbine est un paramètre. On considère donc que le condenseur est capable de condenser la vapeur en dégageant la puissance thermique nécessaire. On retient :

$$(T_{s,cond}, P_{s,cond}) = (T_{sat}(P_{e,cond}), P_{e,cond}) \quad (35)$$

Cela suppose que les pertes de charge côté cycle soient considérées négligeables dans le condenseur. On en déduit l'énergie évacuée correspondante :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{e,cond}(h_{s,cond} - h_{e,cond}) \quad (36)$$

D'un point de vue technique, il faut ensuite refroidir l'eau ayant servi à la condensation de la vapeur. Cela peut être accompli à l'aide d'un réfrigérant atmosphérique humide (qui nécessite une source d'eau) ou d'une série d'aéroréfrigérants. Ces derniers impliquent un refroidissement moins performant qui limite la pression autorisée en sortie de turbine. Cet aspect n'est pas traité dans le modèle, puisque le condenseur y est par hypothèse capable de dissiper la puissance thermique nécessaire, indépendamment de sa technologie.

II.4 Chaudière de récupération

Le générateur de vapeur est appelé chaudière de récupération (HRSG) dans le cycle combiné pour rappeler qu'il s'agit de l'organe d'échange entre les gaz détendus du cycle de Joule et l'eau du cycle de Rankine-Hirn. Dans cet échangeur, l'eau passe de l'état liquide à l'état de vapeur, puis est surchauffée jusqu'à une température limitée par des contraintes technologiques. Schématiquement, la chaudière de récupération est constituée de trois sous-composants : l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur [85]. Ces trois organes sont représentés sur la figure 58, qui représente l'évolution des températures dans les deux fluides en fonction de la fraction d'énergie échangée au fil de la récupération. Les trois composants en jeu sont détaillés dans les sous-parties suivantes, avec les principales contraintes permettant leur modélisation.

Ces contraintes sont notamment liées aux écarts de température nommés « approche » et « pincement » sur la figure 58, particulièrement importants sur le plan du dimensionnement de la chaudière de récupération.

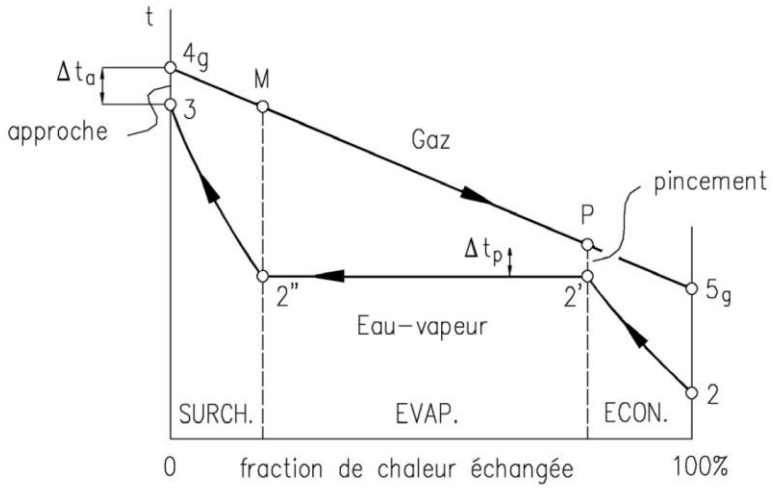


Figure 58. Diagramme représentant l'échange d'énergie à la chaudière de récupération [79].

II.4.1 Modèle général des échangeurs

Avant d'entrer plus en détail dans le fonctionnement des trois groupes d'échangeurs spécifiques à la chaudière de récupération, le bilan général de conservation d'énergie dans les échangeurs est donné par la relation suivante :

$$\dot{m}_{eau}\left(h_{s,eau} - h_{e,eau}\right) + \dot{m}_{gaz}\left(h_{s,gaz} - h_{e,gaz}\right) = 0 \qquad (37)$$

Celui-ci est basé sur le principe de conservation d'énergie appliqué à l'échange thermique entre les fluides circulant de part et d'autre de l'échangeur. Cette expression suppose que l'échangeur est adiabatique, c'est-à-dire qu'aucune dissipation thermique vers l'extérieur n'est présente. Les pertes de charge ont quant à elles été évaluées par étude bibliographique et les valeurs retenues sont abordées en partie II.4.5.

II.4.2 Economiseur

L'économiseur (points 2-2' de la figure 58) est l'organe d'échange à basse température de la chaudière de récupération. Il permet de préchauffer l'eau de son état de sortie de la pompe alimentaire jusqu'à l'état de liquide saturé, afin de la préparer à la vaporisation dans l'évaporateur. D'un point de vue technique, on ne préchauffe généralement pas l'eau jusqu'à saturation mais on s'arrête quelques degrés en dessous afin d'éviter tout risque d'ébullition à l'économiseur. Cet écart est parfois appelé « température d'approche », ce qui peut prêter à confusion car ce nom est aussi régulièrement donné à l'écart de température entre les gaz entrants et la vapeur sortante du surchauffeur. La modélisation développée n'ayant pas pour objectif de définir un dimensionnement précis, on fixe ici la température de sortie de l'économiseur à l'état de saturation, le caractère « théorique » de l'étude nous assurant que l'on n'évapore pas l'eau au sein du composant. On pose donc :

$$h_{s,eau,eco} = h_{l,sat}(P_{e,eau,eco}) \quad (38)$$

Et on en déduit l'enthalpie de sortie $h_{s,gaz}$ du fluide chaud à l'aide de l'équation (37).

II.4.3 Evaporateur

Organe d'échange à température intermédiaire, l'évaporateur permet de vaporiser l'eau issue de l'économiseur. Cette vaporisation a lieu à température et pression constantes (aux pertes de charge près). Le niveau de température de cette ébullition dépend du niveau de pression du cycle vapeur. En entrée d'évaporateur (ou en sortie d'économiseur), on trouve le point pour lequel les deux courbes de la figure 58 sont les plus proches : il s'agit du point de pincement. Cet écart de température (équation (39)) est un paramètre de dimensionnement qui répond à des contraintes technico-économiques. Il doit être le plus faible possible pour maximiser la récupération de chaleur sur les gaz détendus, sachant qu'un pincement nul impliquerait toutefois une surface d'échange infinie.

$$T_{s,gaz,evap} = T_{e,eau,evap} + \Delta T_{PP} \quad (39)$$

Le pincement est donc un paramètre de dimensionnement fixé. La pression dans le cycle vapeur est également contrainte par le titre vapeur en sortie de turbine comme cela a été expliqué en partie II.3.3.1. En conséquence, les points 2' et 2'' de la figure 58 sont définis. Le bilan thermique à l'évaporateur (souvent appliqué sur l'ensemble évaporateur-surchauffeur [79]) donne, pour un débit de gaz fixé, le débit de vapeur du cycle de Rankine. De manière analogue à la méthode utilisée pour l'économiseur, on pose pour cela :

$$h_{s,eau,evap} = h_{vap,sat}(P_{e,eau,evap}) \quad (40)$$

II.4.4 Surchauffeur

Finalement, la vapeur d'eau produite à l'évaporateur est surchauffée dans une dernière partie de chaudière de récupération. Il s'agit de la zone d'échange à haute température où sont recueillis les gaz du cycle de Joule immédiatement après leur détente. La température maximale de surchauffe de la vapeur est dictée par des contraintes technologiques. Plusieurs aspects sont à prendre en compte : le matériau constitutif des échangeurs, la surface d'échange… En effet, le surchauffeur est un échangeur gaz/gaz dont le prix augmente rapidement avec ses performances. On chauffe rarement la vapeur au-delà de 560 °C pour rester dans les gammes d'utilisation des aciers courants [128]. De plus, il existe un écart minimal de température entre l'entrée des gaz et la sortie de la vapeur qui est d'environ 15 à 20 °C : cet écart est ici nommé « approche ». De manière à résoudre l'équation de conservation d'énergie à cet organe, on pose :

$$T_{s,eau,surch} = \min(560\ °C, T_{e,gaz,surch} - \Delta T_{ap}) \quad (41)$$

II.4.5 Pertes de charge à la chaudière de récupération

Les pertes de pression subies par les deux fluides parcourant la chaudière de récupération dépendent de la technologie d'échangeur adoptée, de la vitesse des fluides, des surfaces d'échange… La thèse n'ayant pas pour but de concevoir et dimensionner en détail une installation combinée gaz/vapeur, le dimensionnement d'échangeurs nécessaire pour déterminer ces pertes de charge n'a pas été réalisé. Néanmoins, affirmer que les pertes de charge sont nulles dans la chaudière de récupération serait erroné. En particulier, les pertes de charge côté gaz détendus sont importantes car elles déterminent la pression de sortie de la turbine à gaz, et elles peuvent mener au phénomène de « backflow » si la pression dans la chaudière passe sous un seuil fixé par la technologie de la turbine.

Dans la thèse [129] portant sur le design et l'optimisation de chaudières de récupération, des exemples de pertes de charge pour une chaudière de récupération à un niveau de pression sont donnés : elles seraient de 12 mbar côté gaz, et côté eau, de 1 à 5 bar pour la phase liquide puis 2 bar pour la partie vapeur (2,5 bar dans l'article [130] sur le design d'un HRSG). Dans l'article [131] sur l'optimisation d'un HRSG à trois niveaux de pression (9 groupes d'échangeur), les auteurs obtiennent des pertes de charge d'environ 50 mbar côté gaz. Les différentes sources évoquées dans ce paragraphe sont confrontées avec des valeurs proposées dans un exemple de cycle combiné à un niveau de pression du logiciel de référence Thermoptim. Les valeurs types du tableau 12 en découlent et sont retenues pour la modélisation. Ces valeurs sont plutôt dans la moyenne haute des ordres de grandeur mentionnés précédemment. Elles sont par ailleurs discutées dans le cadre d'une analyse de sensibilité en partie III.3.

	Economiseur	**Evaporateur**	**Surchauffeur**
Eau	2 bar	3 bar	2,5 bar
Gaz détendus	7 mbar	7 mbar	7 mbar

Tableau 12. Valeurs fixées pour les pertes de charge dans la chaudière de récupération.

II.4.6 Chaudière de récupération à deux niveaux de pression

Composant clé des performances d'un cycle combiné, la chaudière de récupération a fait l'objet de nombreuses études concernant son optimisation, tant sur sa conception que sur son fonctionnement [132]–[135]. Parmi les pistes proposées, on peut citer la vaporisation de l'eau à plusieurs niveaux de pression. Les propriétés de l'eau impliquant une vaporisation à pression constante, ceci crée en effet un écart important entre les courbes d'échange du gaz et de l'eau au niveau de l'évaporateur, comme illustré sur la figure 58. Or cet écart est représentatif des irréversibilités thermodynamiques en jeu dans cet échange. Plus il est faible, plus la récupération d'énergie est efficace. Une optimisation très fréquente est d'imposer plusieurs niveaux de pression différents à la chaudière de récupération. Cette technologie conduit à une représentation schématique des échanges telle que celle présentée sur la figure 59.

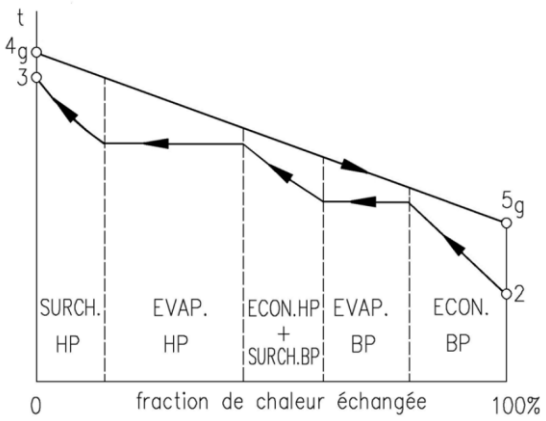


Figure 59. Diagramme représentant l'échange d'énergie dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression, d'après [79].

On compte ainsi des chaudières de récupération à deux voire trois niveaux de pression. Bien que ces solutions permettent de gagner un à deux points de rendement énergétique [79], leur coût n'est pas négligeable. L'ajout d'un ou deux niveaux de pression est donc généralement la conséquence d'une étude technico-économique prenant en compte la puissance de la centrale, son rendement et son taux d'utilisation [85]. Dans sa configuration la plus simple (en série), la chaudière de récupération à deux niveaux de pression est illustrée en figure 60.

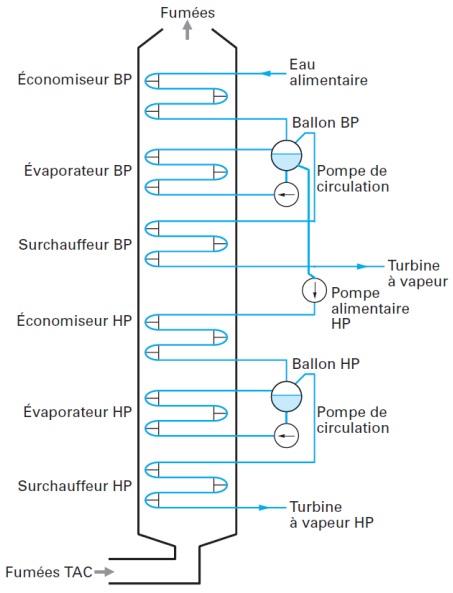


Figure 60. Schéma représentant une chaudière de récupération à deux niveaux de pression, modifié d'après [128].

Dans ce schéma d'installation, l'ensemble de l'eau amenée à la chaudière traverse un premier économiseur dit « basse pression ». Le fluide est ensuite séparé au niveau du ballon de l'évaporateur basse pression : une partie du fluide est vaporisée puis surchauffée à cette pression, tandis que l'autre est soutirée par une pompe afin de traverser un ensemble économiseur-évaporateur-surchauffeur produisant de la vapeur à plus haute pression. Il existe

aussi des chaudières de récupération à circulation naturelle où l'évaporation assure la circulation de l'eau dans les tubes.

Une autre possibilité est la postcombustion dans la chaudière de récupération, autorisée par la présence d'oxygène dans les gaz détendus du cycle de Joule [128]. Cette solution occasionnant évidemment un coût de combustible supplémentaire, elle est recommandée lorsqu'on cherche à augmenter la puissance produite ou lorsqu'on doit assurer un approvisionnement de vapeur en toutes circonstances (en cas de cogénération par exemple). Elle n'est pas étudiée ici.

II.5 Prise en compte des rendements mécanique et électrique

Finalement, quelques commentaires peuvent être émis concernant le modèle du système dans son ensemble. La puissance nette obtenue en sortie de cycle est calculée de la manière suivante, les puissances produites et consommées étant de signe contraire :

$$\dot{W}_{net,cycle} = \left(\dot{W}_{TAG} + \dot{W}_{comp}\right) + \left(\dot{W}_{TAV} + \dot{W}_{pmp}\right) \quad (42)$$

On ne tient donc pas compte de la consommation d'éventuels auxiliaires permettant le bon fonctionnement du cycle combiné. De plus, la puissance mécanique ainsi calculée n'est pas strictement égale à la puissance électrique transmise au réseau. On trouve entre les deux un alternateur dont le rendement peut être considéré égal à 0,98. On peut également introduire un rendement mécanique représentant la puissance absorbée par les auxiliaires situés sur l'arbre de rotation du couple compresseur-turbine et les pertes par frottements mécaniques [79]. Il faut donc pondérer le résultat obtenu avec l'équation (42) par un coefficient. Une puissance électrique réelle en sortie de système est définie, avec des rendements mécanique et d'alternateur considérés égaux à 0,98 :

$$\dot{E}_{elec,s} = \dot{W}_{net,cycle}\eta_{meca}\eta_{alt} \quad (43)$$

II.6 Validation du modèle de cycle combiné

Le cycle combiné gaz-vapeur repose sur l'association des composants décrits précédemment pour former une architecture telle que celle de la figure 61. La modélisation des composants du cycle combiné ayant été détaillée dans les sous-parties précédentes, le comportement d'un tel cycle en régime nominal peut être simulé.

Les méthodes de modélisation d'un cycle combiné sont bien établies et l'approche adoptée dans cette étude est classique. Afin de vérifier la bonne représentation des phénomènes étudiés et la bonne implémentation du modèle sur le logiciel Dymola, ce modèle est validé sur un exemple de la littérature.

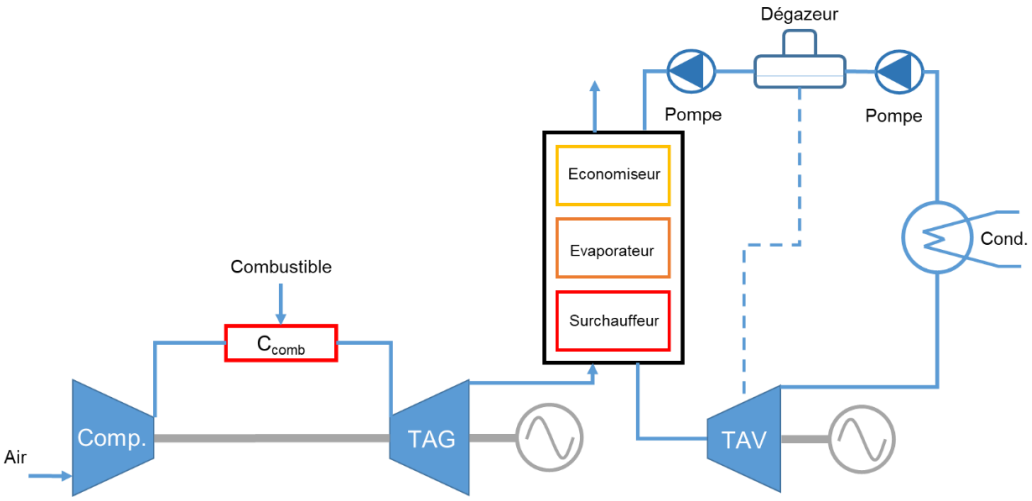


Figure 61. Cycle combiné à un niveau de pression de vaporisation.

La thèse [136] porte sur la mise en place d'une méthode d'optimisation thermoéconomique des cycles gaz et combinés. L'auteur y établit notamment un modèle thermodynamique dont la validation se base sur des données mesurées en régime nominal sur une turbine GT13-E2 d'Alstom. Il poursuit la modélisation en intégrant cette turbine dans un cycle combiné à un niveau de pression. Le modèle développé sous Dymola a été confronté aux résultats de cette étude. Les paramètres qui ont permis de configurer cette validation sont exposés dans le tableau 13. A la suite, le tableau 14 fournit la comparaison entre les résultats de référence et le modèle.

Paramètres	Valeurs [136]	Paramètres	Valeurs [136]
Rc	16,9	ΔT_{ap}	20 K
$T_{e,TAG}$	1394 K	ΔT_{pp}	10 K
$\dot{m}_{e,TAG}$	556 kg.s^{-1}	$\eta_{is,TAV}$	0,90
$P_{s,evap}$	70 bar	$\eta_{is,TAG}$	0,93
$P_{s,TAV}$	0,05 bar	$\eta_{is,comp}$	0,83
ΔP_{comb}	0,1 bar		

Tableau 13. Paramètres du cycle combiné à un niveau de pression de la référence [136].

Variables	Référence [136]	Modèle	Ecart
$T_{s,TAG}$	506 °C	502 °C	- 4 °C
$T_{s,gaz,eco}$	184 °C	184 °C	< 0,6 %
$\dot{W}_{net,TAG}$	184 MW	180 MW	- 2 %
$\dot{W}_{net,TAV}$	66 MW	71 MW	+ 8 %
η_{th}	0,53	0,53	< 0,2 %

Tableau 14. Validation du modèle de cycle combiné à l'aide des résultats de [136].

Dans cette validation, le modèle de refroidissement de turbine à gaz n'est pas inclus car l'auteur donne directement la température équivalente d'entrée dans cette turbine. Pour finir, une validation supplémentaire a été réalisée en comparant les résultats d'un même cycle combiné obtenus par le modèle et par le logiciel de référence Thermoptim. Elle ne présente pas d'intérêt supplémentaire par rapport au cas présenté ci-dessus et n'est pas détaillée ici.

II.7 Comportement off-design des turbomachines

Au fil des parties précédentes, un modèle de simulation du comportement en régime nominal d'un cycle combiné a été développé et validé. Dans un cycle combiné classique, la chambre de combustion assure un apport de chaleur à température quasi-constante à la turbine à gaz. En dehors des phases de démarrage ou d'arrêt, qui durent généralement quelques dizaines de minutes, les turbines fonctionnent donc sur un point de fonctionnement proche de leur point nominal.

Dans la configuration sans appoint par combustion du système EMR'Stock, l'air entrant dans la turbine à gaz est directement celui qui sort du stockage. Le chapitre I a exposé des expériences qui ont permis de confirmer qu'une bonne stratification thermique était synonyme d'un profil de température stable en sortie. Cependant, lorsque le gradient thermique commence à être extrait d'une cuve, la température du fluide à sa sortie diminue. Cela peut donc entraîner des variations de température en entrée de turbine à gaz. De plus, les pertes de charge dans le stockage dépendent de la densité du fluide, et varient donc avec la pression et la température de celui-ci. Pour ces raisons, on ne peut pas supposer que les conditions d'entrée en turbine sont constantes dans le cas d'un cycle sans appoint par combustion. Pour modéliser le comportement de turbomachines soumises à ces variations de conditions d'entrée, un modèle dit « off-design » est ajouté aux modèles présentés précédemment.

II.7.1 Aspects théoriques et courbes de performance

Une turbomachine est un composant mécanique conçu pour répondre à certaines contraintes particulières constituant son point nominal. Son comportement en dehors de ce point nominal n'est pas linéaire. L'étude des turbomachines peut classiquement être réduite à quatre variables adimensionnelles : un ratio de pression, un rendement isentropique (déjà défini précédemment) et deux nombres de Mach, relatifs à l'écoulement et à la roue, définis en (44) et (45) [7].

$$\mathrm{Ma_{deb}} = \frac{4\dot{m}_f\sqrt{rT_e}}{\pi {D_{turb}}^2 P_e\sqrt{\gamma}} \qquad (44) \qquad \mathrm{Ma_{roue}} = \frac{\pi D_{turb} N}{60\sqrt{\gamma r T_e}} \qquad (45)$$

Lorsque l'on étudie une application impliquant une turbomachine donnée et un fluide préétabli, la géométrie est fixée et les nombres de Mach cités plus haut deviennent proportionnels à des grandeurs réduites, plus simples d'utilisation. Ces grandeurs sont explicitées ci-dessous : il s'agit du débit réduit et de la vitesse de rotation réduite.

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_f\sqrt{T_e}}{P_e} \qquad (46)$$

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T_e}} \qquad (47)$$

Pour des turbomachines réelles (ou commerciales), il existe deux courbes caractéristiques faisant appel à ces grandeurs réduites. L'une d'entre elles donne la relation entre le débit réduit, le ratio de pression et la vitesse de rotation réduite (un exemple type est proposé sur la figure 62). L'autre donne la relation entre le débit réduit, le rendement isentropique et la vitesse

de rotation réduite. Une variation de température, par exemple, a une influence sur le débit réduit et la vitesse de rotation réduite tels que définis ci-dessus.

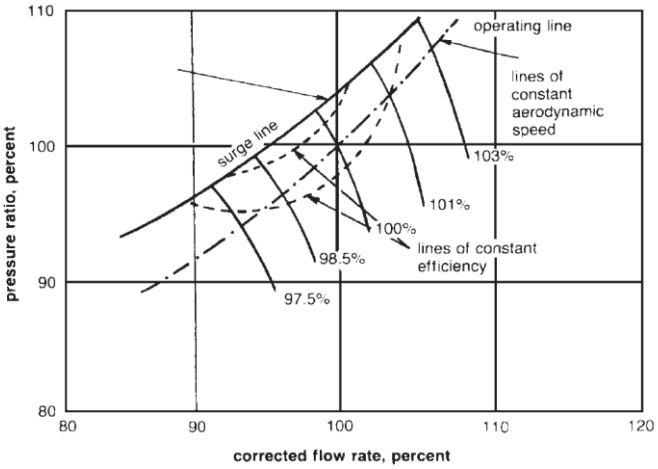


Figure 62. Courbe de performances caractéristique d'un compresseur quelconque [137].

La variation de ces grandeurs réduites entraîne une variation du ratio de pression et du rendement isentropique jusqu'à atteindre un nouveau point de fonctionnement stable [7]. Sur la figure 62, la limite de pompage ou « surge line » en anglais est une limite prescrite par les constructeurs, au-delà de laquelle on s'expose au pompage, un régime fortement instable et non désiré. On prescrit généralement une sécurité supplémentaire par rapport à cette limite ; c'est pourquoi on cherche à suivre un fonctionnement désigné par la ligne « operating line » sur la figure 62, au prix d'un ratio de pression moins élevé.

Une fois ce fonctionnement appréhendé, la principale difficulté liée à la modélisation des compresseurs et turbines est la disponibilité des expressions permettant de construire les courbes telles que celle présentée sur la figure 62. En effet, ces données sont souvent sensibles pour les constructeurs et sont rarement fournies dans la littérature, à quelques exceptions près. De plus, à ce stade, les données de dimensionnement des turbomachines ne sont pas fixées. Il y a donc peu d'intérêt à s'agréger à une machine commerciale précise. Ces considérations ne doivent cependant pas occulter le fait qu'une turbomachine fonctionne d'une manière particulière en dehors de son point de design. A ce sujet, l'approche de Stodola semble être une approximation appropriée pour rendre compte de cette particularité.

II.7.2 Règle du cône de Stodola

Une méthode régulièrement utilisée pour représenter les variations de fonctionnement d'une turbine sans données constructeur est la règle du cône, proposée par Stodola en 1922 et confirmée par Flügel en 1929 [127]. Celle-ci définit la relation entre le ratio de pression et le débit dans une turbomachine. Il s'agit d'une approximation du comportement réel des turbomachines mais elle reste fréquemment utilisée pour les turbines à gaz et vapeur [138], [139]. En appliquant les règles de similitude qui font qu'à chaque étage de turbine, des grandeurs physiques liées au débit et à l'enthalpie restent constantes, on peut développer l'équation de continuité intégrée sur l'ensemble de la turbine sous la forme :

$$\frac{\dot{m}_f\sqrt{rT_e}}{P_e} = K\sqrt{1-\left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{\frac{m+1}{m}}} \quad (48)$$

Cette relation constitue la règle du cône de Stodola. L'écriture de cette relation sous cette forme impose la formulation d'hypothèses simplificatrices. On suppose, entre autres, que les gaz suivent une évolution polytropique d'exposant *m*. De plus, l'hypothèse des gaz parfaits est posée implicitement pour aboutir à l'équation (48) [140]. La constante *K* inclut des considérations géométriques sur la turbine (section de passage notamment), mais elle a l'avantage de ne pas varier en fonction des régimes de pression et débit.

Dans le cas où on impose *m* = 1, on aboutit à l'expression (49) qui est la forme communément utilisée de la règle du cône de Stodola. Pour une transformation adiabatique, *m* est égal à l'indice adiabatique γ, rapport des capacités thermiques à pression constante et à volume constant. Pour de l'air à 1000 °C, cet indice est proche de 1,3, ce qui donne une valeur de 1,8 pour *(m+1)/m*, relativement proche du 2 de l'expression (49).

$$\frac{\dot{m}_f\sqrt{T_e}}{P_e} = K\sqrt{1-\left(\frac{P_s}{P_e}\right)^2} \quad (49)$$

La constante K est déterminée à l'aide de l'expression (49) appliquée au point de design. Connaissant cette constante, on obtient la formule qui relie le débit au régime de pression. Cependant, cette règle reste une représentation générique dont les résultats ne peuvent pas prédire le fonctionnement d'une turbomachine réelle. Il est précisé par certains auteurs qu'elle s'applique en particulier lorsque la vitesse de rotation de la turbine est constante et la température d'entrée varie peu [140]. La première condition est vérifiée dans le cas EMR'Stock, la vitesse de rotation étant imposée par la fréquence du réseau électrique et les phases de démarrage et d'arrêt étant exclues des simulations. La deuxième condition constitue une limite, dans la mesure où la variation de cette température est le principal facteur dont on cherche à caractériser l'effet.

Cette relation de Stodola s'accompagne d'une condition sous la forme d'un rapport critique de pression. En dessous de ce rapport, le débit atteint une valeur maximale car un écoulement sonique se met en place au niveau du col des tuyères. En utilisant toujours un modèle polytropique pour la détente, on trouve que le débit devient maximal lorsque la condition suivante est remplie [127] :

$$\frac{P_s}{P_e} \leq \frac{2}{m+1}^{Nb\frac{m}{m-1}} \quad (50)$$

Nb est égal au nombre d'étages en série de la turbine (en supposant que les ratios de pression soient les mêmes pour tous les étages). Ce ratio de pression critique est fortement décroissant avec le nombre d'étages [127]. Dans une turbine actuelle multi-étagée de forte puissance, il y a donc peu de risques d'atteindre le débit critique.

La relation (48) permet d'établir un diagramme tridimensionnel des régimes de pression et débit possibles. Cette représentation classique de la règle du cône de Stodola est illustrée sur la figure 63. A pression d'entrée fixée, on obtient une relation entre débit et pression de sortie qui prend la forme d'ellipses. Si l'on fixe la pression de sortie, la relation entre le débit et la pression d'entrée donne des courbes de nature hyperbolique (courbe $q_{m(pi)_{pf0}}$ sur la figure 63) [127].

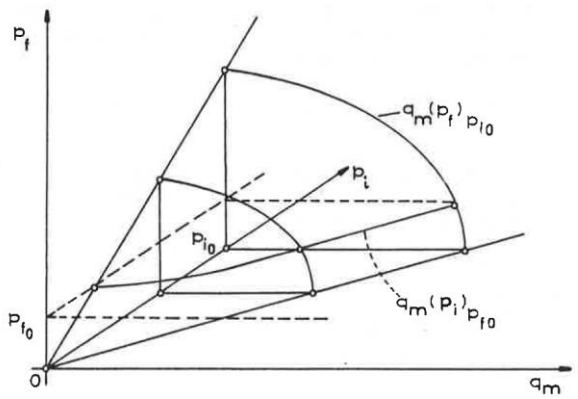


Figure 63. Cône des régimes de débit-pression possibles en turbine, d'après [127].

La règle du cône permet de représenter les variations autour du point de design de la turbine. Elle suppose d'avoir au préalable défini ce point de design (pression, débit, température), et donc d'avoir déjà procédé au calcul des principales caractéristiques nominales de la turbomachine à l'aide d'un modèle plus simple tel que celui développé en II.2.3. En outre, aucune relation n'est implémentée pour représenter les variations du rendement isentropique de la turbine en fonction des grandeurs réduites. Quelques relations existent dans la littérature, comme celle introduite par Zhang & Cai [141]. Néanmoins, celle-ci est plutôt développée pour des microturbines. De plus, les cartographies de turbine montrent que l'évolution du rendement est très faible sur une large plage de ratios de pression (représentation schématique de la figure 64). On considère donc que ce rendement est constant sur l'application EMR'Stock.

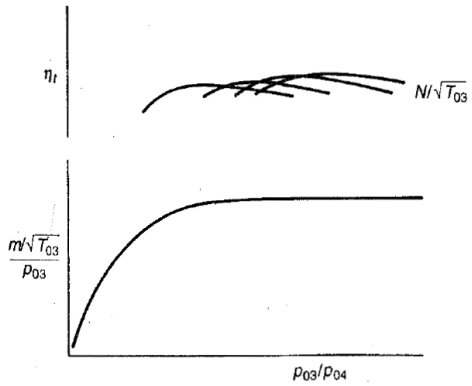


Figure 64. Courbes de performances caractéristique pour une turbine à gaz, d'après [142].

II.7.3 Cas particulier du compresseur

Une approche générique pour représenter le comportement off-design d'une turbine et d'un compresseur a été introduite par Zhang & Cai, 2002 [141]. Elle a par exemple été utilisée pour la modélisation dynamique d'un cycle gaz dans [136], [138]. Selon ses auteurs, le modèle de Zhang & Cai n'est pas prévu pour correspondre à une turbomachine en particulier, mais il représente les performances d'une machine typique. Il s'appuie sur un jeu de coefficients qui font appel à des constantes dépendant de la technologie de compresseur considérée (axial ou centrifuge). Les auteurs définissent des expressions relatives pour les grandeurs réduites introduites en équations (46) et (47) :

$$\mathrm{Rc_{rel}} = \mathrm{Rc}/\mathrm{Rc_{nom}} \quad (51) \qquad \nu = \mathrm{N_{red}}/\mathrm{N_{red,nom}} \quad (52)$$

$$\eta_{\mathrm{is,rel}} = \eta_{\mathrm{is}}/\eta_{\mathrm{is,nom}} \quad (53) \qquad \varphi = \dot{m}_{\mathrm{f_{red}}}/\dot{m}_{\mathrm{f_{red,nom}}} \quad (54)$$

Les valeurs avec l'indice « nom » font référence aux grandeurs réduites calculées avec les paramètres du point de fonctionnement nominal de la turbomachine. La solution analytique proposée par Zhang & Cai, 2002 se décline ensuite en deux équations [141].

$$\mathrm{Rc_{rel}} = c_1\varphi^2 + c_2\varphi + c_3 \quad (55)$$

$$\eta_{\mathrm{is,rel}} = (1 - c_4(1-\nu)^2)(\nu/\varphi)(2 - \nu/\varphi) \quad (56)$$

Le détail des coefficients c_1, c_2 et c_3 est donné par :

$$c_1 = \nu/[p(1 - m/\nu) + \nu(\nu - m)^2] \quad (57)$$

$$c_2 = (p - 2m\nu^2)/[p(1 - m/\nu) + \nu(\nu - m)^2] \quad (58)$$

$$c_3 = -(pm\nu - m^2\nu^3)/[p(1 - m/\nu) + \nu(\nu - m)^2] \quad (59)$$

Les constantes p, m et c_4 sont des variables d'ajustement qui permettent de représenter différents types de géométrie de turbomachine. Leurs valeurs sont données dans le tableau 15. Pour ce travail, on utilise les coefficients associés à des machines axiales, définies par les auteurs comme adaptés à des turbomachines de taille importante.

Coefficients de Zhang & Cai	Compresseur axial [141]	Compresseur radial (centrifuge) [143]
p	1,06	1,8
m	0,36	1,8
c_4	0,3	0,3

Tableau 15. Valeur des coefficients de Zhang & Cai pour deux types de compresseur.

II.7.4 Conclusions sur le comportement off-design des turbomachines

Cette partie a permis d'introduire une complexification du modèle permettant de prendre en compte les variations de conditions d'entrée dans les turbomachines. Ces variations sont notamment liées à la température de sortie du stockage qui peut fluctuer au cours du temps. La turbine à gaz et la turbine à vapeur sont modélisées à l'aide de la règle du cône de Stodola. Pour le compresseur, l'approche de Zhang & Cai est adoptée. Ces méthodes offrent une approche

générique pour la prise en compte des variations off-design. Il s'agit de simplifications qui ne sauraient se substituer à des modèles plus qualitatifs. L'approche adoptée semble néanmoins cohérente avec le niveau de détail recherché. La suite de ce chapitre est consacrée aux composants qui font la spécificité du système étudié : le stockage thermique et sa boucle de charge.

II.8 Boucle de charge

Le but du système considéré étant de produire de l'électricité à partir de chaleur elle-même issue d'électricité d'origine renouvelable, la description du système ne s'arrête pas aux cycles de décharge. Le modèle doit également prendre en compte le réchauffeur électrique et les organes de circulation (ventilateurs) qui permettent d'accumuler de la chaleur dans les modules de stockage.

II.8.1 Réchauffeur électrique

Le réchauffeur électrique est l'organe de conversion de l'électricité entrante en chaleur par effet Joule. Il a pour vocation de réchauffer le flux d'air entrant jusqu'à la température de consigne souhaitée. On considère dans cette étude que ce réchauffeur ne présente pas de défi technologique particulier (hors considérations de coût) et que l'utilisation de résistances électriques permet une grande flexibilité de fonctionnement. Le modèle adopté est donc un modèle permettant de prendre simplement en compte le coût énergétique de la conversion d'énergie. Pour cela, on applique un bilan de conservation d'énergie, considérant que l'échange de chaleur s'effectue sans pertes :

$$\dot{Q}_{rech} = \dot{m}_{air}(h_{s,rech} - h_{e,rech}) \quad (60)$$

La contrainte permettant de résoudre ce bilan est une consigne fixe de température en sortie, $T_{s,rech}$ = 900 °C. Concernant les pertes de charge, on considère par hypothèse qu'elles sont égales à 0,15 bar dans cet organe, suite à un pré-dimensionnement effectué par le partenaire industriel. Enfin, un rendement électrique est défini pour ce réchauffeur, permettant de prendre en compte les pertes liées aux transformateurs et convertisseurs électriques. Il est considéré égal à 0,98 sur les recommandations du partenaire industriel, et pourrait descendre jusqu'à 0,95 sur ce type d'organe de forte puissance (plusieurs dizaines de MW_e).

$$\dot{Q}_{rech} = \eta_{elec,rech}\dot{W}_{elec,rech} \quad (61)$$

II.8.2 Ventilateurs

De la même façon que pour les pompes destinées à la circulation des liquides (partie II.3.1), la puissance électrique consommée par les ventilateurs est modélisée à l'aide de l'équation (62).

$$\dot{W}_{ventil,elec} = \dot{m}_{air}\frac{\Delta P}{\rho_{air}}\frac{1}{\eta_{ventil}} \quad (62)$$

Le rendement η_{ventil} permet de transcrire les rendements mécanique et isentropique du ventilateur. Il est pris ici égal à 0,85, une hypothèse qui semble raisonnable pour des ventilateurs

industriels de dimensions importantes. A cause des limites de température, des pertes de charge et du débit admissible, ces ventilateurs imposent des contraintes de dimensionnement incontournables. Afin de prendre en compte cet aspect, ces contraintes sont définies sur la base de spécifications commerciales. A titre d'exemple, le fabricant VentMeca propose selon sa documentation des ventilateurs centrifuges capables d'accepter les contraintes listées dans le tableau 16 [144]. Celles-ci font partie des limites hautes constatées par un balayage des produits du marché. Elles permettent tout de même d'inclure ces contraintes dans le modèle, notamment le fait que la température maximale admissible au ventilateur (800 °C) est inférieure à la température visée au stockage (900 °C). Ce point est rediscuté au chapitre III.

Paramètres	Valeurs limites
Débit $\dot{V}_{air,max}$	$1{,}5.10^6$ $m^3.h^{-1}$
Pertes de charge admissibles ΔP_{max}	0,3 bar
Température $T_{max,ventil}$	800 °C

Tableau 16. Spécifications techniques des ventilateurs sur la base d'un appareil commercial [144].

II.9 Stockage sensible régénératif gaz/solide

En raison du niveau de température élevé associé au stockage, l'étude bibliographique du chapitre I a abouti au choix d'un stockage sensible gaz/solide dit « régénératif ». Sa modélisation est présentée ici en entrant dans le détail des hypothèses sur lesquelles elle se base et des corrélations retenues. Le stockage régénératif de type thermocline est en effet le siège de nombreux transferts thermiques (figure 65) [33]. La modélisation exposée par la suite suit l'approche proposée par Esence [14], qui a mis au point des méthodes de modélisation de stockages régénératifs fluide/solide génériques et éprouvées par validation expérimentale. Ce modèle a été implémenté sous Dymola au cours de cette étude afin de l'inclure dans la modélisation globale du système.

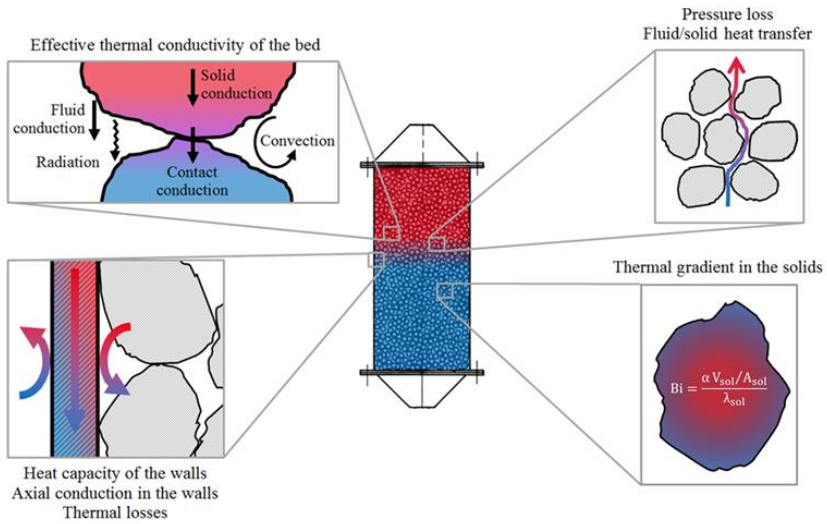


Figure 65. Quelques phénomènes thermiques impactant le comportement du stockage régénératif, adapté d'après [33].

II.9.1 Modèle 1D à deux équations de type « Schumann »

La plupart des modèles utilisés pour représenter le comportement d'un stockage régénératif fluide/solide s'appuient sur le modèle 1D proposé par Schumann en 1929 [35]. Ce modèle à deux équations de conservation d'énergie liées par un terme d'échange convectif a été complété par de nombreux auteurs dans le but d'améliorer sa précision et de le rapprocher de résultats expérimentaux sur des configurations variées. L'approche proposée par Esence et al. [33] (ou Ismail & Stuginsky [145]) est retenue dans cette étude. L'expression mathématique de ce modèle est donnée par les équations (63) (pour le fluide) et (64) (pour le solide).

$$\varepsilon\left(\frac{\partial(\rho_f e_f)}{\partial t}+\frac{\partial(u\rho_f h_f)}{\partial z}\right)=\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_{eff,f}\frac{\partial T_f}{\partial z}\right)+\alpha\, a_{sol}\,(T_{sol}-T_f)+U\, a_{cuve}\,(T_{ext}-T_f) \qquad (63)$$

$$(1-\varepsilon)\,\rho_{sol}\,c_{p_{sol}}\frac{\partial T_{sol}}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda_{eff,sol}\frac{\partial T_{sol}}{\partial z}\right)+\alpha\, a_{sol}\,(T_f-T_{sol}) \qquad (64)$$

Suivant l'écriture proposée dans [146], les termes de la partie gauche de l'équation (63) représentent l'évolution de l'énergie interne e_f du fluide et l'advection au sein du fluide. Le terme de la partie gauche de l'équation (64) représente la variation d'énergie interne du solide immobile, dont l'écriture est simplifiée car celle-ci est indépendante de la pression.

Le premier terme de droite de ces équations rend compte de la diffusion thermique dans le fluide et le solide à l'aide de conductivités thermiques effectives λ_{eff}. Ces conductivités effectives permettent de prendre en compte différents phénomènes sous la forme d'un terme global de diffusion. Leur expression est discutée en partie II.9.5. Le deuxième terme de droite lie les deux équations et représente l'échange convectif entre la matrice solide et le fluide qui la parcourt via le coefficient de transfert α. Enfin, le dernier terme de droite de l'équation (63) représente les échanges thermiques entre le fluide et la paroi de la cuve, permettant d'intégrer les effets de la dissipation thermique par les parois. Ce terme n'est pas inclus dans l'équation (64) car la surface de contact entre le solide et la paroi est considérée comme négligeable devant la surface de contact entre le fluide et la paroi.

Le terme a_{sol} permet d'obtenir une expression volumique à partir du coefficient d'échange α surfacique. Cette variable en $m^2.m^{-3}$ représente la surface totale des solides par unité de volume du lit. Sa définition est donnée par l'équation (65). Sa déclinaison pour des sphères ou des roches assimilables à des sphères de diamètre D_{sol} est donnée par l'équation (66) [67].

$$a_{sol}\triangleq\frac{A_{sol}}{V_l} \qquad (65) \qquad\qquad a_{sol}=\frac{6(1-\varepsilon)}{D_{sol}} \qquad (66)$$

Sur un principe similaire, le terme a_{cuve} de l'équation (63) représente la surface d'échange externe au fluide par unité de volume. Pour une cuve cylindrique de diamètre interne D_l, ce terme s'exprime de la manière suivante pour les parois latérales :

$$a_{cuve}=\frac{4}{D_l} \qquad (67)$$

L'utilisation des équations présentées ci-dessus repose sur plusieurs hypothèses simplificatrices. Elle suppose que la température est homogène sur une section au sein de chaque phase (fluide caloporteur et matrice solide). Elle suppose aussi que la porosité de la matrice solide est isotrope, et que l'écoulement du fluide est de type piston. Ces deux derniers éléments peuvent ne pas être vérifiés en certains points particuliers de la cuve, notamment au contact des parois qui provoquent des effets de bord. Néanmoins, le chapitre I a montré que les dimensions importantes des cuves de stockage envisagées minimisent l'impact de ces phénomènes locaux.

Pour appliquer ce modèle, on suppose que la température de paroi des solides est égale à leur température moyenne (le gradient thermique dans les solides est négligé). Cette hypothèse est vérifiée si le nombre de Biot, défini par l'équation (68), est inférieur à 0,1. Dans cette équation, α désigne le coefficient d'échange convectif fluide-solide, V_{sol} le volume de solides considéré, A_{sol} la surface d'échange des solides et λ_{sol} la conductivité de ces solides.

$$\mathrm{Bi} \triangleq \frac{\alpha \, \mathrm{V_{sol}}/\mathrm{A_{sol}}}{\lambda_{\mathrm{sol}}} \tag{68}$$

On considère donc généralement que la résistance de conduction est nettement inférieure à la résistance convective. Cette hypothèse est rediscutée en partie II.9.4.2, car son application dans les configurations en jeu n'est pas systématiquement justifiée. Une méthode permettant de s'affranchir de cette condition y est introduite.

Certains termes des équations (63) et (64) doivent être définis pour permettre leur résolution. En premier lieu, le coefficient d'échange convectif α est primordial car il a pour rôle de décrire l'échange thermique entre le fluide et la matrice solide. Les conductivités effectives $\lambda_{eff,f}$ et $\lambda_{eff,s}$ doivent également être définies. Enfin, le coefficient global de transfert thermique avec l'extérieur U complète le jeu de relations nécessaires à la résolution. Les propriétés thermiques du fluide et du solide (densité, chaleur spécifique…) varient avec la température et sont définies à l'aide de modèles issus des bibliothèques Dymola ou de la littérature.

II.9.2 Paramètres d'un module de stockage représentatif

Afin de permettre une discussion autour de certains ordres de grandeur donnés dans les sous-parties suivantes, un cas de stockage type avec des valeurs proches de celles de l'application EMR'Stock est proposé. Il repose sur les valeurs décrites dans le tableau 17.

Paramètres représentatifs	
T	900 °C
P	1 bar
ε	0,37
D_{sol}	0,03 m
D_l	8,0 m
Pr	0,70
Re	500-1500

Tableau 17. Paramètres représentatifs d'un module de stockage d'EMR'Stock.

Ces paramètres correspondent à un stockage de dimensions industrielles à un niveau de température de 900 °C. Le diamètre des particules du milieu poreux D_{sol} est représentatif des diamètres considérés dans la littérature pour des cuves de grandes dimensions. Les nombres de Reynolds et de Prandtl sont définis par les équations (71) et (72), données un peu plus loin.

II.9.3 Propriétés des fluides et des matériaux

Le stockage régénératif de type thermocline se caractérise par l'association d'un fluide caloporteur et d'une matrice solide. Suite aux arguments développés dans le chapitre I, le fluide caloporteur utilisé dans le système EMR'Stock à haute température est l'air ; la matrice solide est quant à elle constituée d'un empilement de sphères d'alumine ou de roches.

Concernant le fluide, le modèle « DryAirNasa » issu de la Modelica Standard Library est utilisé. Il est basé sur l'hypothèse du gaz idéal, avec des corrélations basées sur les coefficients Glenn de la NASA pour la dépendance des différentes propriétés (chaleur spécifique, viscosité, conductivité…) à la température [147]. Ce modèle est valide entre 200 et 6000 K.

Concernant les matériaux solides, les modèles retenus sont ceux de [14] et [148]. Le premier, pour les roches, a été testé avec succès sur la boucle de stockage Claire du CEA (basalte cyclé entre 80 et 800 °C). Le second est utilisé pour les modélisations de stockage en empilement de sphères d'alumine [40], et a été établi à partir de caractérisations sur une gamme de température allant de 20 à plus de 1500 °C. Ces modèles sont retranscrits dans le tableau 18.

Roches [14]	ρ_{sol} (kg.m^{-3})	2950
	c_{psol} (J.kg^{-1}.K^{-1})	1,3193.10^{-6}T(°C)^3-2,3594.10^{-3}T(°C)^2+1,5697T(°C)+747,166
	λ_{sol} (W.m^{-1}.K^{-1})	1,5
	ϵ_{sol} (-)	0,7
Sphères d'alumine (99,5 %) [148]	ρ_{sol} (kg.m^{-3})	3931
	c_{psol} (J.kg^{-1}.K^{-1})	1117 + 0,14 T(°C) - 411 exp(-0,006 T(°C))
	λ_{sol} (W.m^{-1}.K^{-1})	5,85 + 15360 exp(-0,002 T(°C)) / (T(°C)+516)
	ϵ_{sol} (-)	0,8

Tableau 18. Corrélations utilisées pour les propriétés physiques des matériaux solides.

II.9.4 Coefficient α de transfert convectif fluide/solide

Le coefficient de transfert convectif, aussi appelé coefficient de transfert thermique, s'exprime sous forme volumique α_{vol} (W.m^{-3}.K^{-1}) ou surfacique α (W.m^{-2}.K^{-1}). La relation entre les deux s'obtient à l'aide de la définition de l'aire interfaciale volumique a_{sol} introduite en équation (65). Dans un volume de contrôle donné, celle-ci est égale au rapport de la surface d'échange par le volume considéré. Soit, dans le cas d'un volume de contrôle V rempli d'un matériau solide quelconque [33] :

$$\alpha_{vol} \triangleq \frac{\alpha\, A_{sol}}{V} \qquad (69)$$

D'un point de vue formel, α est souvent exprimé sous forme adimensionnelle à l'aide du nombre de Nusselt, défini pour une longueur caractéristique L_c par :

$$\mathrm{Nu} \triangleq \frac{\alpha\, \mathrm{L_c}}{\lambda_\mathrm{f}} \tag{70}$$

Le nombre de Prandtl et le nombre de Reynolds interviennent dans l'expression des corrélations, et sont définis ci-dessous :

$$\mathrm{Pr} \triangleq \frac{\mu_\mathrm{f}\, \mathrm{c_{pf}}}{\lambda_\mathrm{f}} \tag{71}$$

$$\mathrm{Re} \triangleq \frac{\rho_\mathrm{f}\, \varepsilon\, \mathrm{u}\, \mathrm{L_c}}{\mu_\mathrm{f}} \tag{72}$$

Le fluide suit un écoulement piston : sa vitesse interstitielle u, uniforme sur une section de cuve, est définie par la relation (73). A_l est la surface du lit fixe constitué par le milieu poreux.

$$\mathrm{u} \triangleq \frac{\dot{\mathrm{m}}_\mathrm{f}}{\varepsilon\, \rho_\mathrm{f}\, \mathrm{A_l}} \tag{73}$$

Dans les expressions (70) et (72), il est d'usage de considérer, dans un empilement de matériaux assimilables à des sphères, le diamètre des particules D_{sol} comme longueur caractéristique L_c. Dans le cas des roches de géométrie irrégulière, on prend pour L_c le diamètre des sphères de volume équivalent $D_{eq,V}$ aux roches considérées [14].

L'article [33] décrit plusieurs méthodes, dont deux principales, qui permettent d'obtenir l'expression du coefficient α. L'une des premières solutions introduites repose sur des mesures de températures associées à des bilans d'énergie. Celles-ci permettent de déterminer un coefficient incluant par défaut la totalité du transfert thermique, à moins que des dispositions particulières n'aient été prises pour isoler un ou plusieurs phénomènes (rayonnement, conduction…). Une deuxième solution est de confronter des résultats expérimentaux à un modèle, puis de remonter au coefficient de transfert thermique par méthode inverse. Cette méthode permet d'avoir un contrôle plus fin sur les phénomènes pris en compte dans le calcul du coefficient, en fonction des hypothèses du modèle. La valeur prise par le coefficient d'échange dépend notamment de la géométrie des surfaces d'échange. La corrélation retenue pour cette étude est présentée dans le paragraphe suivant.

II.9.4.1 Coefficient d'échange fluide/solide pour un empilement de sphères

En matière de détermination du coefficient d'échange dans un milieu régénératif fluide/solide, nombreux sont les travaux ayant démontré la pertinence d'une corrélation plutôt qu'une autre sur une configuration particulière. Pour cette étude se voulant prospective, une approche générique était nécessaire. Pour cela, les conclusions des travaux de Esence [14] semblent particulièrement adaptées. Dans celles-ci, l'auteur s'attache à développer des modèles suffisamment génériques pour représenter n'importe quelle configuration de stockage sensible régénératif fluide/solide.

Parmi plusieurs corrélations comparées par Esence, la corrélation de Wakao et al., 1979 [149] est relevée comme étant la plus appropriée. En effet, elle a été développée à partir d'un large

panel de données expérimentales. C'est pourquoi elle peut être recommandée pour modéliser le transfert thermique dans un empilement de sphères, à défaut d'avoir une raison précise d'utiliser une autre corrélation. L'expression de cette corrélation est la suivante :

$$\mathrm{Nu} = 2 + 1{,}1\ \mathrm{Re}^{0,6}\ \mathrm{Pr}^{1/3} \tag{74}$$

Notons que Wakao et al. proposent un terme additif (« + 2 ») permettant de prendre en compte des échanges thermiques non nuls lorsque la vitesse du fluide est nulle (c'est-à-dire que *Re* = 0). Cette particularité permet notamment d'atteindre l'équilibre thermique entre le fluide caloporteur et la roche lorsque le fluide est au repos.

Pour vérifier la pertinence de ce choix, cette corrélation a été comparée à six autres corrélations de la littérature pour le coefficient d'échange fluide/solide en milieu granulaire. Cette comparaison est visible sur la figure 66 sous la forme d'une évolution du nombre de Nusselt, calculé pour un nombre de Prandtl égal à 0,70 représentatif du cas de référence et une porosité égale à 0,37. Les corrélations présentent une dispersion relativement importante pour des valeurs de nombre de Reynolds supérieures à 500 (la gamme 500-1500 a été définie comme étant caractéristique de cette étude dans le tableau 17). On remarque que la corrélation de Wakao et al., 1979 a tendance à moyenner les autres corrélations sur l'intervalle de nombres de Reynolds considéré. Par son caractère général, cette relation est retenue comme modèle du coefficient de transfert thermique dans le cas d'un empilement de sphères ou de roches assimilables à des sphères.

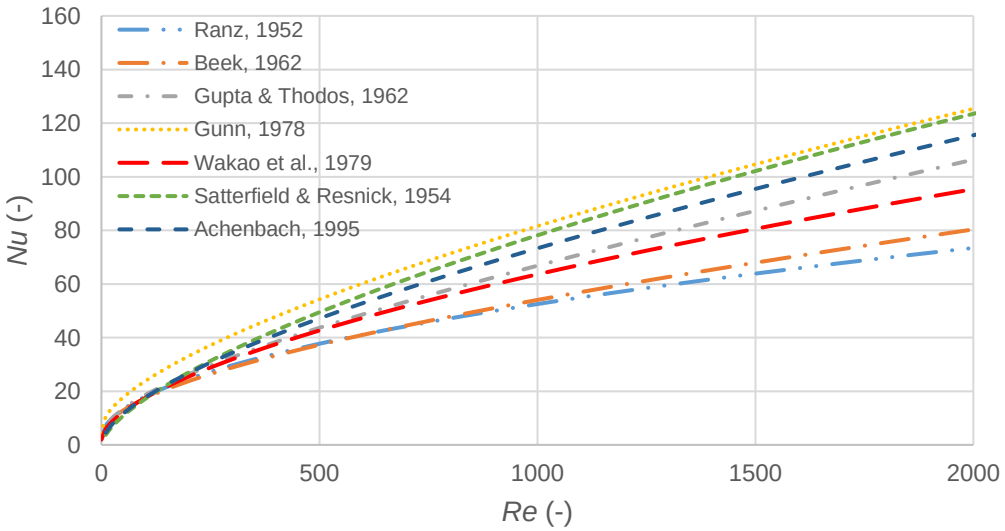


Figure 66. Evolution du nombre de Nusselt calculé avec différentes corrélations en fonction du nombre de Reynolds, pour Pr = 0,7 et ε = 0,37.

II.9.4.2 Coefficient d'échange thermique effectif α_{eff}

Pour des solides de diamètre important et de faible conductivité, la condition évoquée au paragraphe II.9.1 sur le nombre de Biot peut ne pas être respectée (il peut atteindre 1 dans des configurations liées aux valeurs présentées dans le tableau 17). Pour résoudre ce problème, plusieurs auteurs ont proposé l'adoption d'un coefficient d'échange thermique effectif α_{eff}. Il permet d'étendre le modèle proposé par les équations (63) et (64) à des cas où l'hypothèse des

solides thermiquement minces ne s'applique pas (*Bi* > 0,1, voir l'équation (68)). L'approche proposée par Stuke en 1948 introduit ce coefficient d'échange thermique effectif incluant une résistance de conduction au sein des solides [150] :

$$\frac{1}{\alpha_{eff}} = \frac{1}{\alpha} + \frac{D_{sol}}{\lambda_{sol} k} \tag{75}$$

k étant une constante égale à 10 pour des sphères, 8 pour des cylindres et 6 pour des pavés (D_{sol} représente alors l'épaisseur de l'élément [151]). Cette méthode donne des résultats très satisfaisants lorsqu'on la compare à des approches plus complètes consistant à résoudre les profils de température au sein des solides [152]. Il s'agit donc d'une approche économe en temps de calcul qui permet d'étendre efficacement le modèle proposé, valable jusqu'à des nombres de Biot égaux à 100. Il est précisé dans [14] que ce modèle ne peut être appliqué que sur des corrélations pour α dont le mode de détermination exclut la résistance de conduction (elle serait autrement prise en compte deux fois). Il s'agit d'un avantage supplémentaire de la corrélation de Wakao et al. retenue dans le paragraphe précédent. Cette corrélation propose un coefficient d'échange purement convectif particulièrement approprié à la prise en compte d'un coefficient effectif α_{eff} tel que décrit dans cette partie.

Pour aller plus loin, on peut exploiter cette relation et la définition du nombre de Biot pour lier le nombre de Nusselt effectif (calculé avec le coefficient d'échange effectif α_{eff}), le nombre de Nusselt (calculé avec le coefficient d'échange α) et le nombre de Biot :

$$Nu_{eff} = Nu \frac{1}{1 + \frac{6\,Bi}{k}} \tag{76}$$

L'obtention de cette relation fait appel à l'équation (66) pour la définition de l'aire interfaciale volumique. Elle n'est donc valable que pour des particules de géométrie assimilable à une sphère. La courbe tracée sur la figure 67 représente l'évolution du rapport entre le nombre de Nusselt effectif et le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Biot.

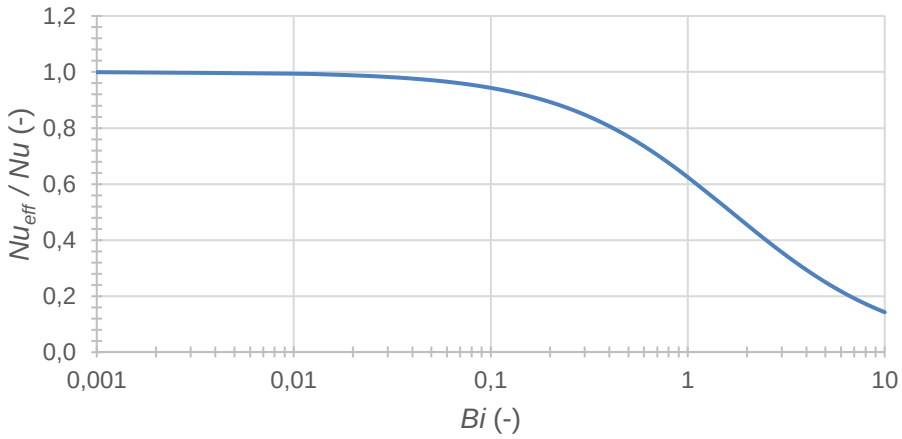


Figure 67. Evolution du rapport entre le Nusselt effectif et le Nusselt en fonction du nombre de Biot, d'après l'équation (76).

Pour un nombre de Biot égal à la limite communément admise de 0,1 mentionnée plus haut, l'écart entre les deux valeurs est de 6 %, ce qui justifie ce critère et en fait une limite plutôt conservative. En revanche, pour un nombre de Biot égal à 1, qui est la limite haute dans le cadre de cette étude, l'écart est de 37 %. Finalement, on observe sur cette figure un changement d'allure de la courbe au voisinage d'un nombre de Biot égal à 0,1 qui justifie ce seuil fréquemment mentionné dans la littérature.

L'approche développée dans les deux paragraphes précédents permet de calculer le coefficient d'échange dans une large gamme de nombres de Biot. Elle est donc valable pour des solides de faible conductivité comme les roches. Cependant, par leur géométrie particulière, celles-ci induisent certaines corrections à prendre en compte.

II.9.4.3 Corrections géométriques pour les empilements de roches

Concernant les roches et l'impact de l'aspect irrégulier de leur géométrie sur le coefficient d'échange, on peut ajouter une grandeur nommée sphéricité ψ aux expressions ci-dessus. Cette sphéricité est définie comme le rapport de la surface de la sphère de même volume divisée par la surface réelle du solide [153]. N'étant pas fixé sur une roche particulière, on travaille ici directement avec les diamètres des sphères de volume équivalent aux roches considérées $D_{eq,V}$. Les grandeurs impactées se déclinent de la manière suivante :

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_f \, \varepsilon \, u \, \psi D_{eq,V}}{\mu_f} \tag{77}$$

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha \, D_{eq,V}}{\lambda_f \sqrt{\psi}} \tag{78}$$

$$a_{sol} = \frac{6(1-\varepsilon)}{\psi D_{eq,V}} \tag{79}$$

$$\frac{1}{\alpha_{eff}} = \frac{1}{\alpha} + \frac{D_{eq,V}}{10\lambda_{sol}} \tag{80}$$

La sphéricité des roches considérées dans cette étude est de 0,7, valeur proposée pour qualifier les roches d'un dispositif expérimental représentatif (installation CLAIRE du CEA) dans [14].

II.9.5 Conductivités effectives

La résolution des équations (63) et (64) conduit à déterminer les conductivités effectives du fluide et du solide. Esence et al. [33] ont identifié cinq contributions à prendre en compte dans le calcul de la conductivité effective : la conduction dans les solides ($\lambda^0_{eff,sol}$), la conduction au sein du fluide stagnant ($\lambda^0_{eff,f}$), la conduction à travers les surfaces de contact entre solides adjacents (λ^C_{eff}), le rayonnement entre solides (λ^R_{eff}) et la contribution du mélange et de la turbulence au sein du fluide lorsque celui-ci est en mouvement (λ_{mel}). Ces différentes contributions sont répertoriées sous forme de conductances, avec des notations différentes, sur la figure 68 issue de [7].

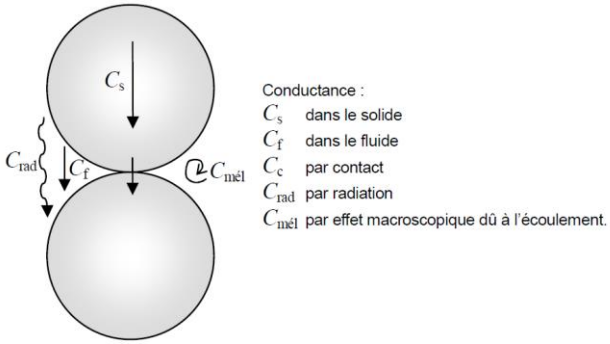


Figure 68. Contributions impactant la conductance effective, d'après [7].

Esence el al. proposent de décliner les conductivités effectives du fluide et du solide de la manière suivante, en répartissant les contributions par phase concernée [33]:

$$\lambda_{\mathrm{eff,f}} = \lambda^{0}_{\mathrm{eff,f}} + \lambda_{\mathrm{mel}} \quad (81)$$

$$\lambda_{\mathrm{eff,sol}} = \lambda^{0}_{\mathrm{eff,sol}} + \lambda^{\mathrm{R}}_{\mathrm{eff}} + \lambda^{\mathrm{C}}_{\mathrm{eff}} \quad (82)$$

Il reste à définir les deux contributions liées à la conduction dans chaque phase :

$$\lambda^{0}_{\mathrm{eff,f}} = \varepsilon\lambda_{\mathrm{f}} + \mathrm{f}\lambda_{\mathrm{f}} \quad (83)$$

$$\lambda^{0}_{\mathrm{eff,sol}} = (1-\varepsilon)\lambda_{\mathrm{sol}} - \mathrm{f}\lambda_{\mathrm{sol}} \quad (84)$$

Ces définitions font appel au facteur *f*, permettant de rendre compte de la tortuosité du lit. La définition de ce terme (équation (86)) s'obtient en sommant les équations (83) et (84), et en faisant une approximation : la conductivité liée à la conduction dans le stockage global λ^{0}_{eff} s'écrit comme la somme des conductivités en fluide stagnant dans chaque phase $\lambda^{0}_{eff,f}$ et $\lambda^{0}_{eff,sol}$ (équation (85)).

$$\lambda^{0}_{\mathrm{eff}} = \lambda^{0}_{\mathrm{eff,f}} + \lambda^{0}_{\mathrm{eff,sol}} \quad (85)$$

$$\mathrm{f} = \frac{\lambda^{0}_{\mathrm{eff}} - \varepsilon\lambda_{\mathrm{f}} - (1-\varepsilon)\lambda_{\mathrm{sol}}}{\lambda_{\mathrm{f}} - \lambda_{\mathrm{sol}}} \quad (86)$$

Cette dernière approximation est discutable dans la mesure où elle suppose que les conductivités en fluide stagnant du fluide et du solide s'appliquent au même gradient thermique. Or l'essence du modèle à deux équations d'énergie (équations (63) et (64)) est de considérer des températures différentes pour chaque phase. On supposera néanmoins ici que l'équation (85) est vraie pour les modèles à deux équations. Cette méthode permet en effet de relier la conductivité effective en fluide stagnant dans chaque phase à une grandeur globale pour le lit (λ^{0}_{eff}) mesurable expérimentalement. Une autre solution serait d'intégrer la conductivité thermique effective globale soit dans l'équation du fluide, soit dans celle du solide [33].

II.9.5.1 Discussion sur les contributions à la conductivité effective

La conductivité effective liée à l'écoulement et au mélange de fluide au sein du lit, λ_{mel}, n'a de valeur positive que lorsque le fluide est en mouvement. Or cette situation n'intervient qu'en phase de charge ou de décharge, lorsque les transferts thermiques sont majoritairement dictés par les échanges par convection. Pour cette raison, cette contribution est souvent négligée. Son expression classique est donnée par Wakao et Kaguei, 1982 [154] pour un lit de roches ou sphères :

$$\frac{\lambda_{\mathrm{mel}}}{\lambda_{\mathrm{f}}} \triangleq 0{,}5\ \mathrm{Re}\ \mathrm{Pr} \tag{87}$$

Aux valeurs de nombre de Reynolds concernés par cette étude (tableau 17), on constate que ce terme peut être plusieurs centaines de fois plus élevé que la conductivité du fluide. On ne peut donc pas prendre en compte la conductivité axiale au sein du fluide sans y intégrer cette contribution.

La part de conductivité liée au rayonnement solide/solide ne doit pas être négligée lorsque le fluide est un gaz (surtout au niveau de température visé). Cependant, cette contribution ne devient importante par rapport aux autres contributions que lors des phases de repos du stockage. En effet, en phase de charge ou de décharge, le mécanisme de convection forcée est largement plus important que le rayonnement, comme l'ont montré Desrues [7] ou Reboussin [155] pour différentes configurations. Comme l'a également démontré ce dernier, le rayonnement gaz/solide peut quant à lui être particulièrement impactant dans le cas où le gaz comprend des particules solides lui conférant des propriétés de milieu semi-transparent (cas des fumées en régénérateur de four de verrerie). Lorsque le gaz est de l'air ou un autre gaz pur en revanche, le rayonnement fluide/solide peut être considéré nul car le milieu est transparent [155].

Finalement, la contribution liée aux surfaces de contact entre solides peut être négligée lorsque $\lambda_{sol}/\lambda_f < 10^3$, comme l'ont montré Hsu et al., 1994 [156]. Cette condition est vérifiée dans le cas des roches, de conductivité relativement faible (1,5 $W.m^{-1}.K^{-1}$, cf tableau 18). En revanche, la question se pose pour l'alumine, dont la conductivité peut aller jusqu'à quelques dizaines de $W.m^{-1}.K^{-1}$. Toutefois, sur la gamme de température de cette étude, le ratio cité plus haut reste inférieur à la valeur limite de 10^3, même pour ce matériau (figure 69). La contribution liée aux surfaces de contact entre solides peut donc être négligée dans cette étude.

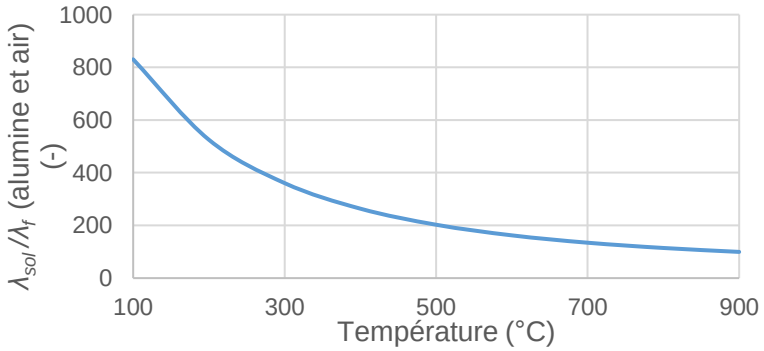


Figure 69. Evolution du rapport λ_{sol}/λ_f pour de l'alumine et de l'air en fonction de leur température.

On obtient les équations simplifiées suivantes pour le calcul des conductivités effectives du fluide et du solide entrant en jeu dans les équations (63) et (64) :

$$\lambda_{\mathrm{eff,f}} = \varepsilon\lambda_{\mathrm{f}} + \mathrm{f}\lambda_{\mathrm{f}} + \lambda_{\mathrm{mel}} \quad (88)$$

$$\lambda_{\mathrm{eff,sol}} = (1-\varepsilon)\lambda_{\mathrm{sol}} - \mathrm{f}\lambda_{\mathrm{sol}} + \lambda_{\mathrm{eff}}^{\mathrm{R}} \quad (89)$$

Les principales notions liées à la description physique de la conductivité effective dans chaque phase étant définies, on peut désormais énoncer les corrélations qui permettent de calculer ces propriétés. Comme pour le coefficient d'échange thermique (partie II.9.4), ces corrélations dépendent du matériau de stockage considéré et plus spécifiquement de sa géométrie.

II.9.5.2 Conductivités en lit de roches/empilement de sphères

Les équations (88) et (89) aboutissent à des expressions assez simples où deux paramètres restent à identifier : la part de conductivité due au rayonnement solide/solide λ_{eff}^{R} et le facteur *f* rendant compte de la tortuosité de l'empilement du matériau. Comme cela est explicité dans la relation (86), ce facteur *f* ne fait appel qu'à une variable inconnue λ_{eff}^{0}. Celle-ci représente la conductivité en milieu stagnant dans les deux phases, mesurable expérimentalement.

Un modèle abondamment utilisé dans la littérature pour ce dernier terme est le modèle de Zehner & Schlünder, 1970 [157]. De nombreux modèles disponibles dans la littérature sont d'ailleurs des adaptations ou extensions de ce modèle. Il s'exprime de la manière suivante :

$$\frac{\lambda_{\mathrm{eff}}^{0}}{\lambda_{\mathrm{f}}} = 1 - \sqrt{1-\varepsilon} + \frac{2\sqrt{1-\varepsilon}}{1-\frac{\lambda_{\mathrm{f}}}{\lambda_{\mathrm{sol}}}\mathrm{B}}\left[\frac{\left(1-\frac{\lambda_{\mathrm{f}}}{\lambda_{\mathrm{sol}}}\right)\mathrm{B}}{(1-\frac{\lambda_{\mathrm{f}}}{\lambda_{\mathrm{sol}}}\mathrm{B})^{2}}\ln\left(\frac{\lambda_{\mathrm{sol}}}{\mathrm{B}\lambda_{\mathrm{f}}}\right) - \frac{\mathrm{B}+1}{2} - \frac{\mathrm{B}-1}{1-\frac{\lambda_{\mathrm{f}}}{\lambda_{\mathrm{sol}}}\mathrm{B}}\right] \quad (90)$$

B étant un paramètre de déformation des solides, défini par :

$$\mathrm{B} \triangleq \frac{\mathrm{C}(1-\varepsilon)^{10/9}}{\varepsilon} \quad (91)$$

La constante *C* prend différentes valeurs en fonction de la forme du matériau considéré, respectivement 1,25 et 1,4 pour les sphères et les graviers. Concernant la part de conduction effective due au rayonnement, la corrélation de Breitbach & Barthels, 1980 a été retenue [158], conformément aux recommandations de [14]. Ce modèle est issu d'une adaptation du modèle de Zehner & Schlünder pour identifier la contribution radiative. L'émissivité ϵ_{sol} des matériaux considérés dans cette étude est donnée dans le tableau 18 de la partie II.9.3.

$$\lambda_{\mathrm{eff}}^{\mathrm{R}} = \left[\left(1-\sqrt{1-\varepsilon}\right)\varepsilon + \frac{\sqrt{1-\varepsilon}}{\frac{2}{\epsilon_{\mathrm{sol}}}-1}\frac{\mathrm{B}+1}{\mathrm{B}}\frac{1}{1+\frac{1}{(\frac{2}{\epsilon_{\mathrm{sol}}}-1)\frac{\lambda_{\mathrm{sol}}}{4\sigma\mathrm{T}^{3}\mathrm{D}_{\mathrm{sol}}}}}\right]4\sigma\mathrm{T}^{3}\mathrm{D}_{\mathrm{sol}} \quad (92)$$

Afin de vérifier si la prise en compte du terme lié au rayonnement est justifiée dans cette étude, l'importance relative du terme de rayonnement sur la conductivité effective du solide a été

identifiée pour des roches. Les résultats sont présentés sur la figure 70 avec une analyse de sensibilité sur différents paramètres. Le cas de référence est celui défini à l'aide des valeurs type du tableau 17 (D_{sol} = 3 cm, ε = 0,37). Les autres cas sont détaillés dans la légende de la figure 70 (un seul paramètre varie à la fois). L'émissivité du matériau solide a été considérée égale à 0,7 (valeur typique pour des roches). On constate que même à des températures peu élevées, la contribution par rayonnement dépasse 50 % de la valeur de la conductivité effective (figure 70). La prise en compte de ce mode d'échange dans le calcul de la conductivité effective est donc nécessaire.

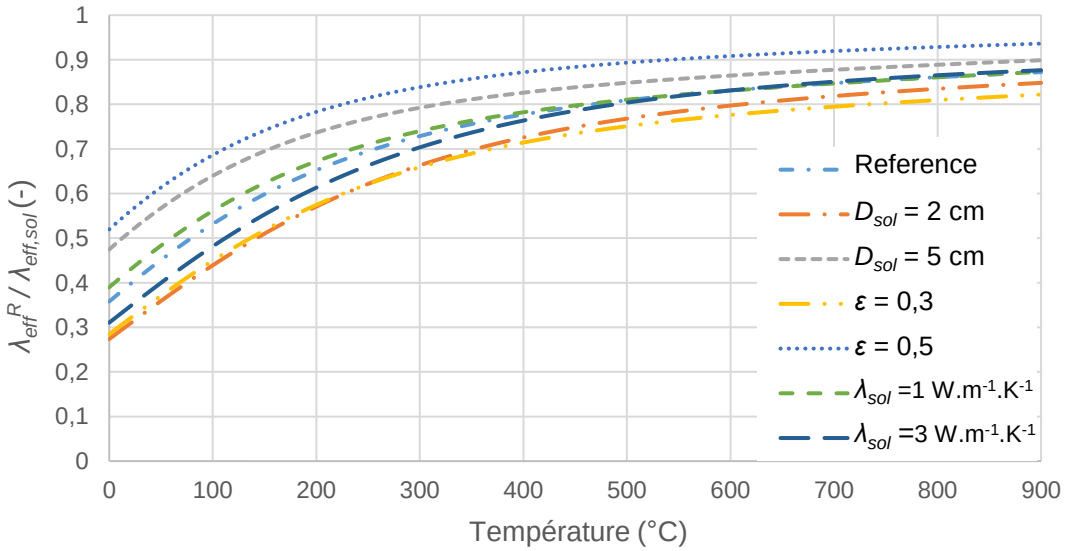


Figure 70. Poids relatif du terme lié au rayonnement sur la conductivité effective des solides (roches) en fonction de la température (référence : D_{sol} = 3 cm, λ_{sol} = 1,5 W.m^{-1}.K^{-1}, ε = 0,37).

II.9.6 Echanges thermiques liés aux parois de cuve

Par sa nature et son niveau de température élevé, le stockage est le lieu de dissipations thermiques vers l'extérieur au cours de ses différentes phases de fonctionnement. Celles-ci sont prises en compte dans le modèle à l'aide du dernier terme de l'équation (63) (cf partie II.9.1). Les dissipations thermiques par conduction à travers les parois latérales sont exprimées à l'aide de la formule classique de la résistance thermique de conduction pour un cylindre (la résistance thermique de la cuve est négligée devant celle de l'isolant) :

$$R_{th,cyl} = \frac{\ln\left(\frac{2e_{isol} + D_l}{D_l}\right)}{2\pi\lambda_{isol}H_l} \tag{93}$$

On peut adopter un coefficient d'échange global *U* intégrant les résistances convectives interne et externe, respectivement de la cuve et de son isolant. Celui-ci est inclus dans l'équation (63) présentée en début de partie II.9.1. On a :

$$\frac{1}{UA_{cuve}} = \frac{1}{\alpha_{int}A_{cuve}} + R_{th,cyl} + \frac{1}{\alpha_{ext}A_{cuve+isol}} \tag{94}$$

Pour le calcul du coefficient de convection externe α_{ext}, la corrélation proposée par Fasquelle pour une cuve cylindrique exposée à l'environnement extérieur est utilisée [16]. Elle s'exprime de la façon suivante, en considérant une vitesse de vent de 5 m.s^{-1} pour le calcul du Re_{air} :

$$\alpha_{ext} = \frac{0{,}664\ Re_{air}^{0,6} Pr_{air}^{0,5} \lambda_{air}}{H_l} \quad (95)$$

Pour de l'air à 15 °C et en prenant la longueur de cuve comme longueur caractéristique L_c, ce coefficient vaut environ 13 W.m^{-2}.K^{-1}. Concernant la convection interne, liée à l'écoulement du fluide caloporteur contre la paroi, sa détermination est proposée dans [14] à partir de la corrélation de Dixon et al., 1984, donnée par l'équation (97) [159].

$$Nu_p \triangleq \frac{\alpha_{int} D_{sol}}{\lambda_f} \quad (96) \qquad Nu_p = \left(1 - 1{,}5\left(\frac{D_{sol}}{D_l}\right)^{1,5}\right) Pr^{1/3} Re^{0,59} \quad (97)$$

Cette corrélation a été établie à partir d'expériences réalisées avec des rapports D_l/D_{sol} compris entre 3 et 12. Cependant, il a été montré dans [14] qu'elle présente un comportement cohérent par rapport à d'autres corrélations de la littérature, même pour un rapport D_l/D_{sol} égal à 100. Sur la figure 71 sont comparées les contributions des résistances de convection interne et externe et de la résistance de conduction liée à l'isolant à la résistance thermique équivalente.

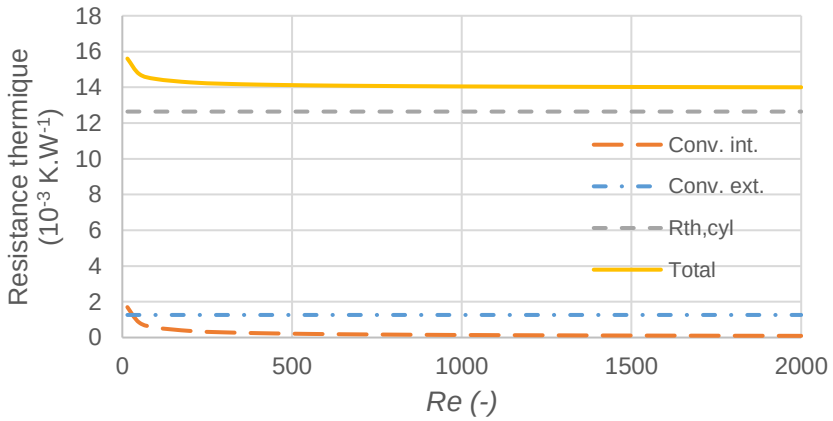


Figure 71. Evolution des contributions à la résistance équivalente des parois latérales, pour Pr = 0,7, H_l = 8,0 m, e_{isol} = 0,4 m et λ_{isol} = 0,15 W.m^{-1}.K^{-1}.

Ces valeurs sont calculées d'après les formules ci-dessus à l'aide des valeurs types à 900 °C données par le tableau 17. Elles concernent les parois latérales, les pertes par le haut et le bas se calculant avec une méthode similaire et des surfaces d'échange adaptées. Sur l'ensemble de l'intervalle de nombre de Reynolds interne à la cuve considéré, la résistance thermique équivalente est en grande partie influencée par la résistance de conduction de l'isolant. La résistance de convection interne, elle, est négligeable. On néglige donc cette résistance de convection devant la résistance de convection externe et la résistance de conduction de l'isolant, et on calcule à chaque pas de temps le flux de dissipation thermique à l'aide de la loi de Fourier en régime stationnaire et monodimensionnel :

$$\dot{Q}_{pertes,stock} = UA_{cuve} \Delta T \quad (98)$$

L'écart de température *ΔT* est défini d'un côté par la température du fluide au contact de la paroi, et de l'autre par la température extérieure dans laquelle la cuve de stockage est placée. Les pertes par le haut et le bas de cuve sont calculées suivant le même principe, en assimilant les surfaces d'échange à des surfaces planes (il s'agit en réalité de fonds bombés pour des cuves cylindriques). La résistance thermique de conduction correspondante est la suivante :

$$R_{th,surf} = \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol}(\pi {D_l}^2/4)} \quad (99)$$

II.9.7 Pertes de charge

Du fait de la faible porosité dans la cuve, l'air est amené à sinuer à travers les interstices laissés par le matériau solide disposé en vrac. Il est donc susceptible d'être exposé à de fortes pertes de charge. Celles-ci peuvent constituer un critère important de dimensionnement du stockage. L'équation communément admise pour la modélisation des pertes de charge dans un milieu granulaire est la relation d'Ergun, 1952 [160]. Elle est constituée de la somme d'un terme visqueux (premier terme du membre de droite de l'équation (100)) et d'un terme inertiel (second terme du membre de droite de l'équation (100)) [33].

$$\frac{\Delta P}{L} = A\frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3}\frac{\mu_f u_{sup}}{{D_{sol}}^2} + B\frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3}\frac{\rho_f {u_{sup}}^2}{D_{sol}} \quad (100)$$

u_{sup} est ici la vitesse superficielle du fluide définie de la manière suivante :

$$u_{sup} = \varepsilon u \quad (101)$$

Les coefficients *A* et *B* de l'équation (100) sont des facteurs d'ajustement dépendant de la géométrie des particules des milieux granulaires et de leur disposition. Dans sa publication originale, Ergun propose pour *A* et *B* des valeurs égales respectivement à 150 et 1,75. Si la validité de la relation d'Ergun est globalement acceptée, la valeur des paramètres *A* et *B* a été abondamment discutée. Les principales discussions associées sont souvent liées à des études concernant des solides non parfaitement sphériques. Il a été montré expérimentalement dans [161] que l'équation d'Ergun amène à des résultats surestimés pour un *Re/(1-ε)* supérieur à 700, quel que soit le matériau considéré (les sphères parfaites étant le matériau présentant le moins d'écart). A l'opposé, il est affirmé dans [34] que cette relation a tendance à sous-estimer les pertes de pression dans les lits de roches. La tendance générale converge vers une préconisation des coefficients d'Ergun pour un milieu poreux constitué par un empilement de sphères ou graviers. Ils n'ont été confrontés avec des mesures expérimentales par Ergun que sur un domaine de [1, 2500] pour *Re/(1-ε)* [160]. Au-delà, on peut trouver d'autres corrélations comme celle donnée par Achenbach, 1995 [162].

Afin de sélectionner une corrélation pertinente dans le domaine d'application considéré, quatre corrélations ont été comparées sur un domaine allant jusqu'à un *Re* égal à 2000. Il s'agit des deux modèles évoqués précédemment, ainsi que des coefficients issus des travaux de Yu et al., 2002 [163] et Du Plessis & Woudberg, 2008 [164]. Les paramètres de l'étude sont fixés à l'aide des valeurs type du tableau 17 et ne varient pas entre les quatre cas, de telle sorte que la vitesse

du fluide soit le seul paramètre variable de l'analyse de sensibilité. Les résultats sont présentés sur la figure 72. Les coefficients des différentes corrélations sont donnés dans le tableau 19, ainsi que leurs valeurs pour les paramètres représentatifs définis dans le tableau 17.

Auteurs	Corrélations	Domaine de validité	Valeurs pour $\varepsilon = 0,37$
Ergun, 1952 [160]	$A = 150, B = 1,75$	-	A = 150, B = 1,75
Achenbach, 1995 [162]	$A = 160, B = 3(1-\varepsilon)^{0,1}\mathrm{Re}^{-0,1}$	Re > 10	A = 160, B = [1,38;1,54] (pour Re = [500;1500])
Yu et al., 2002 [163]	$A = 203, B = 1,95$	Re > 20	A = 203, B = 1,95
Du Plessis & Woudberg, 2008 [164]	$A = \frac{25,4\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)^{2/3}(1-(1-\varepsilon)^{1/3})(1-(1-\varepsilon)^{2/3})^2}$, $B = \frac{1,9\varepsilon^2}{2(1-(1-\varepsilon)^{2/3})^2}$	Re < 10^5	A = 175, B = 1,85

Tableau 19. Corrélations pour le calcul des pertes de charge dans un milieu granulaire.

On constate que même à nombre de Reynolds élevé, les coefficients d'Ergun conduisent à des valeurs de pertes de charge dans la moyenne de ce que donnent les autres corrélations. Les valeurs de nombres de Reynolds caractéristiques de cette étude (500-1500, cf tableau 17) sont en outre compatibles avec le domaine de validité de la relation d'Ergun pour la porosité visée (0,37). Cette relation est donc retenue pour modéliser les pertes de charge au sein du stockage en milieu granulaire.

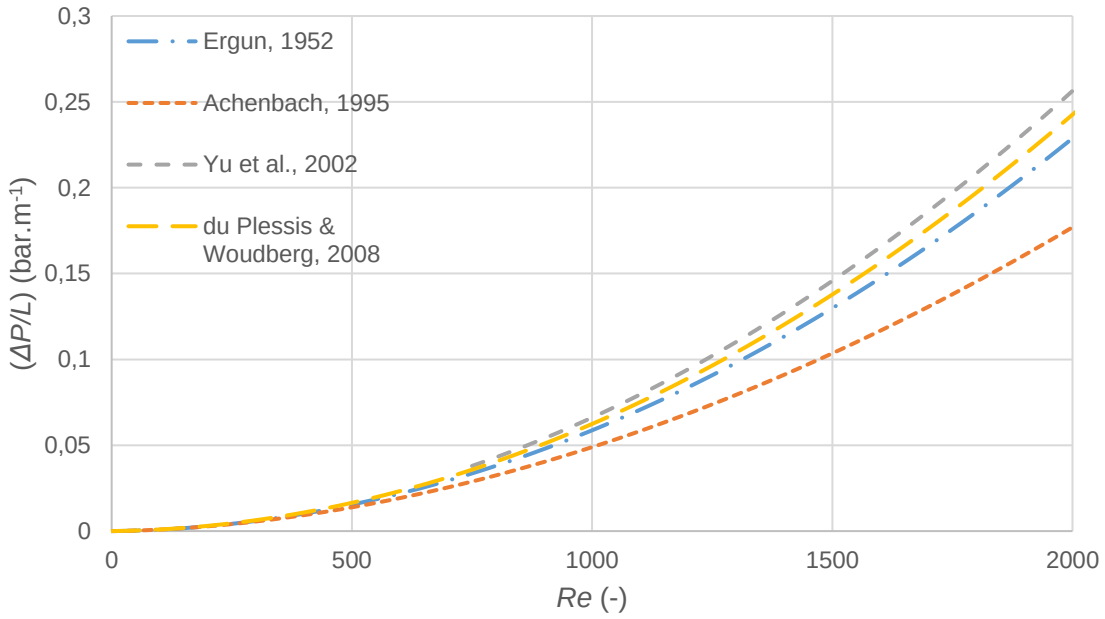


Figure 72. Pertes de charge calculées avec différentes corrélations en fonction du nombre de Reynolds, à 900 °C pour ε = 0,37, et D_{sol} = 0,03 m.

On peut également apporter une correction aux pertes de charge calculées afin de prendre en compte l'effet de bord à proximité de la paroi dû à la variation de la porosité du lit. Ce phénomène n'est en effet pas pris en compte par la relation (100). L'étude [14] mentionne une publication de Roze et Rizk, 1949 donnant le facteur de correction à appliquer aux pertes de charge en fonction

du rapport D_l/D_{sol}. A partir d'un rapport d'environ 50, la correction est négligeable quel que soit le nombre de Reynolds du fluide. Le rapport D_l/D_{sol} est égal à 267 avec les valeurs caractéristiques du tableau 17 : cette correction n'est donc pas prise en compte.

II.9.8 Conclusions sur le modèle de stockage régénératif gaz/solide

Sur la base des travaux de modélisation générique présentés par Esence et al. dans [14], [33], un modèle permettant de décrire les principaux phénomènes thermohydrauliques en jeu dans le stockage a été établi. Ce modèle a été implémenté en langage Modelica via le logiciel Dymola pour s'insérer dans le modèle global du système. Il est construit sur deux équations de conservation d'énergie (pour le fluide et le solide), qui permettent habituellement de traiter le cas des solides thermiquement minces. Il a de plus été étendu pour représenter les solides non thermiquement minces sur une large plage de nombres de Biot. Enfin, sa validité a été élargie aux solides non parfaitement sphériques par l'ajout de considérations géométriques supplémentaires. Le résultat obtenu permet d'inclure les effets de l'échange convectif, d'une diffusion thermique du gradient de température dans chaque phase (intégrant le rayonnement entre solides) et des dissipations thermiques vers l'extérieur via les parois. Ce modèle intègre également l'évolution locale de la pression du fluide et ses effets sur les propriétés du gaz. Le stockage se présente finalement comme un volume discrétisé permettant une simulation fine des phénomènes en jeu.

Par rapport à un stockage régénératif liquide/solide (huile/roche par exemple), les principales différences sont la quantité d'énergie contenue dans le fluide (moindre en raison du faible ρc_p de l'air) ; et les débits élevés qui se traduisent généralement par des vitesses d'écoulement plus importantes (donc des nombres de Reynolds plus élevés). Le rayonnement n'est par ailleurs par pris en compte lorsque le fluide est liquide, de même que l'évolution locale de sa pression. Le modèle présenté ici est donc plus large que les modèles habituels de la littérature pour des configurations liquide/solide. Pour éprouver sa fiabilité, des tests de validations ont été effectués.

II.10 Validation du modèle de stockage sensible régénératif gaz/solide

La validation du modèle de stockage exposé dans la partie précédente s'appuie sur deux installations expérimentales issues de la littérature. Il s'agit de tests de validation utilisés dans la thèse [14], dont il a déjà été question dans la partie précédente. La première validation repose sur l'expérience de Cascetta et al., 2016 [42]. Les auteurs proposent une installation de laboratoire aux dimensions représentatives mais modérées (1,8 m de haut pour 0,58 m de diamètre), avec des cycles sur un intervalle de température d'environ 50 à 200 °C. La deuxième validation s'appuie sur la boucle CLAIRE du CEA, et plus précisément sur les expériences en lit de graviers qui y ont été menées entre 80 et 800 °C.

Dans les deux cas, la simulation est arrêtée lorsque la température expérimentale à une hauteur donnée de cuve est atteinte. La présentation des profils de température permet ainsi de vérifier la bonne modélisation de l'épaisseur du gradient. La comparaison des temps de charge/décharge obtenus permet de vérifier l'évaluation de sa vitesse de déplacement. Les paramètres utilisés pour modéliser ces deux dispositifs sont fournis en Annexe A. Le tableau 61 y récapitule

également les plages de certaines grandeurs caractéristiques permettant de situer ces expériences, en termes de nombres de Reynolds ou de Biot par exemple.

II.10.1 Expérience de Cascetta et al., 2016

L'installation expérimentale de Cascetta et al., 2016 concerne des dimensions et un niveau de température modestes. Elle reste intéressante car les articles la concernant apportent suffisamment de détails pour limiter les hypothèses nécessaires à la reproduction des résultats obtenus [42]. Il s'agit d'une cuve de stockage cylindrique accueillant un empilement de sphères d'alumine d'environ 8 mm de diamètre D_{sol}. Ces solides sont cyclés entre 51 et 192 °C à l'aide d'air chauffé par des résistances électriques et d'un débit constant de 0,2 kg.s^{-1}.

Les auteurs ont notamment procédé à une charge à partir d'un état thermiquement uniforme suivie d'une décharge à partir de l'état de fin de charge. Les conditions de température en entrée de stockage sont variables au cours du temps, les profils correspondants étant fournis (Annexe A). Les données nécessaires à la modélisation de cette boucle expérimentale sont celles retenues dans [14] (tableau 62 en Annexe A). Les propriétés des solides sont considérées constantes suivant les recommandations de Cascetta et al., l'intervalle de température étant limité dans cette expérience. Les températures de cette publication sont représentées en fonction d'un temps relatif, obtenu en divisant le temps considéré par la durée totale de charge ou de décharge. Ces durées totales réelles sont respectivement de 3985 s et 2700 s.

Les profils de température en charge et en décharge sont présentés sur les figures 73 et 74. Pour estimer l'écart entre les résultats expérimentaux et simulés, un écart de température normé (indépendant de l'unité utilisée pour la température) peut être défini. Dans cette formule, N représente le nombre de points comparés :

$$\Delta T(\%) = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\frac{\left|T_i - T_{ref,i}\right|}{T_{charge} - T_{dech}} \qquad (102)$$

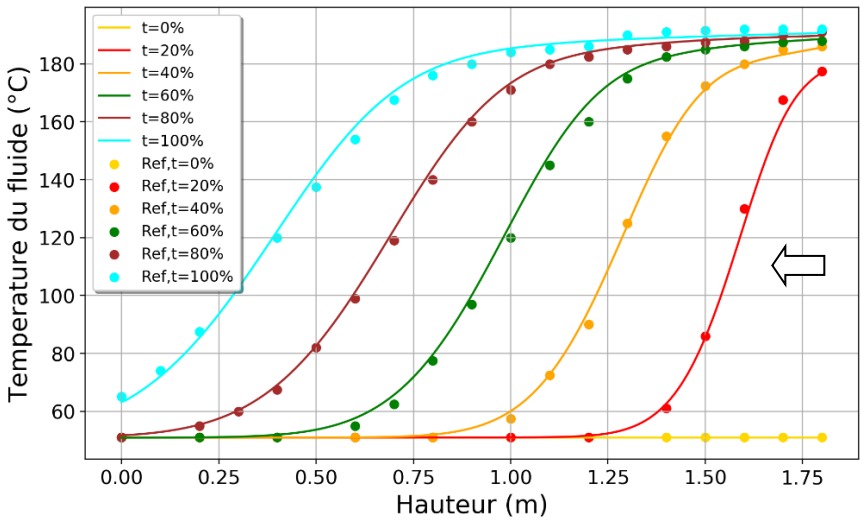


Figure 73. Profils spatiaux de température de fluide expérimentaux et numériques pour l'installation de Cascetta et al., 2016 [42] (charge).

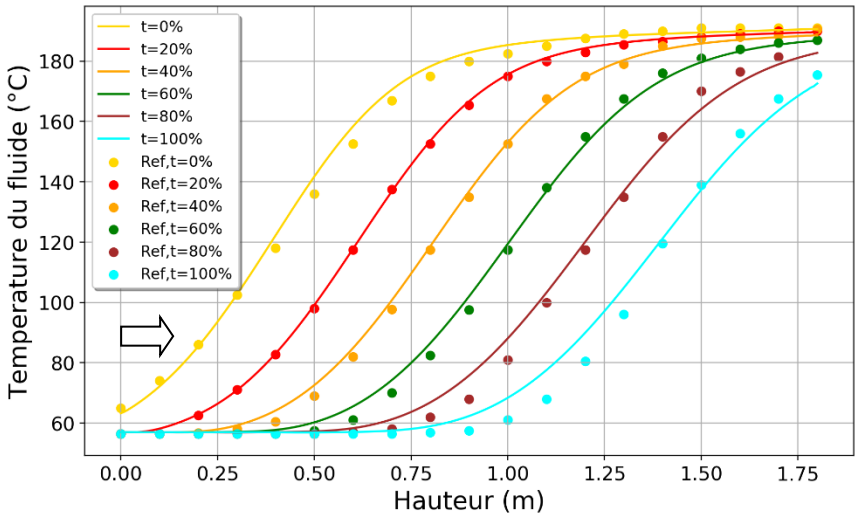


Figure 74. Profils spatiaux de température de fluide expérimentaux et numériques pour l'installation de Cascetta et al., 2016 [42] (décharge).

L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux est de 1 % en charge et de 1,4 % en décharge. Les temps de charge et de décharge issus du modèle sont de 3852 s et 2473 s, soit 3 % et 8 % de moins que les temps de référence évoqués plus haut. Ces deux aspects semblent satisfaisants.

II.10.2 Boucle CLAIRE du CEA

La boucle CLAIRE du CEA est une installation expérimentale constituée de deux stockages régénératifs gaz/solide de dimensions conséquentes. Elle fut notamment utilisée par Desrues pour sa thèse sur un système de stockage d'électricité par pompage thermique [7], ou par Reboussin pour sa thèse sur l'optimisation de régénérateurs de fours de verrerie [155]. Esence en a également utilisé les résultats pour valider des modèles de niveau de détail variable de stockage régénératif gaz/solide [14].

On s'intéresse ici plus particulièrement aux expériences réalisées avec un remplissage en lit de graviers, proche de l'application considérée pour EMR'Stock. Le régénérateur considéré, de section carrée, mesure 3 m de haut et 1,09 m de côté. La porosité de la matrice solide qui le remplit est de 0,37. Le diamètre des sphères de volume équivalent aux roches utilisées (basalte) a été obtenu par Esence à l'aide de mesures par immersion [14]. Le même auteur a synthétisé les données nécessaires à la modélisation de ce stockage (Annexe A).

Les premières simulations effectuées montrent des résultats peu satisfaisants. En suivant les travaux de [14], il apparaît clairement que cela est dû à l'influence des parois de la cuve sur le comportement thermique du stockage. En effet, celle-ci est isolée par l'intérieur par un réfractaire lourd dont la contribution ne peut pas être négligée. Une solution pour prendre en compte la contribution de l'inertie thermique sans alourdir le modèle est d'intégrer cette influence dans l'équation du solide. On modifie ainsi la capacité calorifique des solides de manière à intégrer les caractéristiques des parois, selon une méthode proposée par Bruch et al., 2014 [46]. Ce niveau de détail n'implique que peu de complications supplémentaires, dans la mesure où l'on considère

que les solides et les parois sont à la même température. Dans la formule suivante, ρ_p, c_{pp} et V_p représentent respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique et le volume des parois :

$$\rho_{sol,eq} = \rho_{sol} + \frac{\rho_p V_p c_{pp}}{(1-\varepsilon) c_{psol} V_l} \quad (103)$$

Les résultats en charge et en décharge sont présentés sur les figures 75 et 76. Ces simulations concernent le premier cycle stabilisé expérimental, reproduit à partir d'un état initial de charge obtenu par une pondération des températures expérimentales réalisée par Esence dans [14]. Le dispositif expérimental implique en effet des effets de bord importants ; les résultats numériques du modèle présenté ici semblent pourtant satisfaisants. Les écarts de température normalisés définis en partie II.10.1 sont en moyenne de 1,9 % en charge et 2,4 % en décharge. Ceci témoigne d'une modélisation correcte de l'épaisseur du gradient notamment. Concernant les temps, l'écart est de -9 % en charge et de +4 % en décharge. La vitesse de déplacement du gradient est donc décrite avec une précision perfectible mais acceptable.

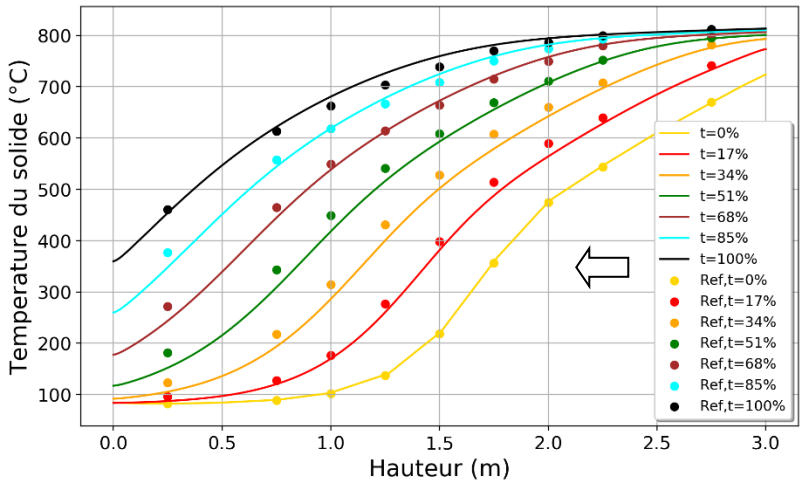


Figure 75. Comparaison des profils expérimentaux et numériques de température dans les solides pour différents instants de charge de l'expérience CLAIRE.

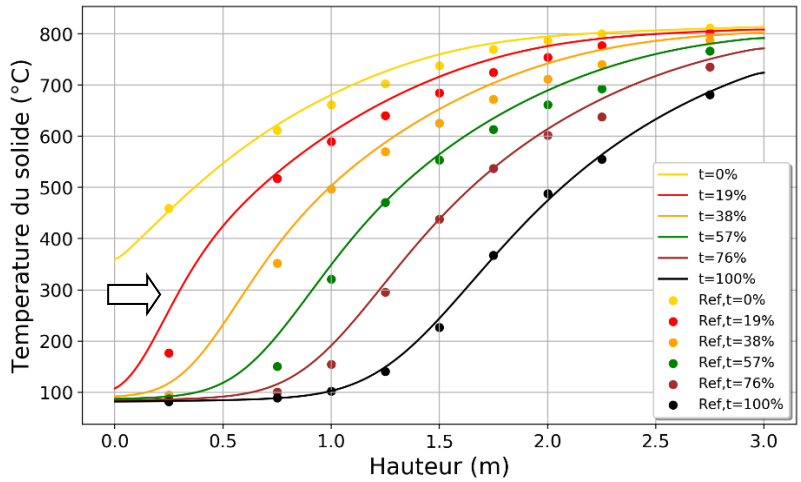


Figure 76. Comparaison des profils expérimentaux et numériques de température dans les solides pour différents instants de décharge de l'expérience CLAIRE.

Cette application a permis de mettre en évidence l'impact de parois de forte inertie thermique sur des cuves de dimensions modestes. Sur un intervalle de [80 °C, 800 °C], celles-ci représentent sur ce dispositif non loin de 20 % du potentiel de stockage du dispositif en vertu de l'équation (104). Cette expression suppose que le gradient de température subi par la paroi est le même que pour les solides, alors qu'il est en réalité inférieur : l'énergie estimée par l'équation (104) est donc une estimation conservative.

$$E_{max,parois} = V_p \rho_p \int_{T_{dech}}^{T_{charge}} c_{pp}\, dT \qquad (104)$$

Dans les configurations étudiées dans les chapitres suivants, les cuves sont suffisamment volumineuses pour que l'énergie accumulée dans l'isolant soit négligeable devant l'énergie stockée dans le matériau. Cette contribution des parois n'est donc pas intégrée par la suite.

II.11 Limites de la modélisation

Comme tout exercice de représentation numérique de phénomènes physiques, la modélisation adoptée comporte des limites qu'il convient de garder à l'esprit. En effet, elle est le résultat de compromis visant à répondre aux questions et aux objectifs fixés par cette étude. Un certain nombre de points vient donc limiter les domaines d'application du modèle. La modélisation proposée s'inscrit dans la nature exploratoire de la thèse. Celle-ci vise à investiguer les performances potentielles du système, en identifiant les alternatives de conception conduisant aux régimes nominaux les plus satisfaisants.

Le comportement des turbomachines peut d'abord être cité : compresseur, turbine à gaz et à vapeur. Le modèle proposé pour apporter une réponse aux variations de performances autour du point de design ne représente pas à proprement parler l'évolution transitoire de ce comportement. Les phases de démarrage et d'arrêt des machines sont donc volontairement exclues par souci de simplification. On suppose de plus que la durée des phénomènes transitoires liés aux turbomachines est négligeable devant la dynamique imposée par le stockage, qui impose des variations de température relativement lentes grâce à sa stratification thermique. Seule la variation du point de fonctionnement autour d'un point nominal est approchée à l'aide d'une méthode générique (partie II.7). La validité de cette méthode générique au regard du comportement de machines réelles reste à vérifier. De même, la régulation du système est minimale et ne vise qu'à répondre aux grandes lignes tracées par le cahier des charges industriel : durées de charge et décharge, puissance nette produite…

Une autre hypothèse simplificatrice adoptée est liée à la combustion supposée complète de méthane pur. Dans la réalité des faits, la fraction volumique de méthane dans le gaz naturel varie en fonction des sources d'approvisionnement d'environ 80 % à plus de 95 % [165]. Cette approximation est donc justifiée dans certains cas mais conduit à un *PCi* surestimé par rapport à celui d'un combustible réel. De plus, la combustion complète supposée implique une absence d'imbrûlés et autres résidus de combustion (oxydes d'azote et de soufre, monoxyde de carbone…). Cette hypothèse est une approximation acceptable car la réglementation impose des seuils critiques à respecter dont les valeurs sont de plus en plus contraignantes.

Les échangeurs sont également représentés de manière relativement simplifiée. Leur efficacité est induite par les contraintes de dimensionnement imposées (pincement et approche). Une modélisation plus fine nécessiterait de représenter les volumes de fluide contenus dans chaque échangeur pour intégrer les effets de leur inertie thermique.

Concernant le stockage, l'approche 1D a été proposée car elle conduit à des résultats satisfaisants lorsqu'ils sont confrontés à des données expérimentales, tout en étant raisonnable en temps de calcul. On suppose pour cela un écoulement piston (profil de vitesse uniforme sur une section de cuve). Le milieu poreux est de plus considéré homogène, dans sa distribution de porosité ou sa conductivité sur le plan radial. Dans le modèle proposé, l'influence des parois de la cuve sur les profils de température, par son inertie et sa conductivité, est négligée. Elle n'est en effet représentée que par des résistances thermiques limitant les transferts thermiques avec l'extérieur. Ceci est justifié sur de grandes cuves, dans lesquelles la part d'énergie liée à la paroi et/ou son isolant est négligeable devant l'énergie accumulée dans le matériau solide. Sur de petites cuves, cette influence peut être davantage critique et il a été montré en partie II.10.2 que l'on pouvait intégrer relativement simplement cet aspect dans le modèle, si nécessaire.

Enfin, les nombres de Reynolds atteints dans le procédé étudié peuvent être nettement supérieurs à ceux de la littérature. Le modèle n'a pu être confronté à des résultats expérimentaux que jusqu'à des nombres de Reynolds voisins de 300 (cf tableau 61 en Annexe A). Cela affecte notamment la part de conductivité effective λ_{mel} liée au mélange par turbulences locales (cf partie II.9.5.1), importante dans la configuration envisagée. Celle-ci est souvent négligée dans la littérature car les vitesses d'écoulement y sont généralement faibles, surtout en liquide/solide. Parmi les perspectives de ces travaux, la construction d'un module expérimental représentatif des conditions thermohydrauliques du procédé pourrait être envisagée. Cela permettrait de vérifier la justesse de la modélisation sur les aspects particuliers à l'application considérée.

II.12 Conclusions du chapitre II

Au fil de ce deuxième chapitre, des modèles numériques permettant de répondre aux questions abordées dans la stratégie de l'étude (partie I.6) ont été présentés. La définition du système étudié fait partie intégrante de ce travail et ne peut être supposée a priori que dans une moindre mesure. La modélisation adoptée reste donc volontairement générique, représentant les fonctions thermiques ou thermodynamiques principales de chaque composant considéré. Le but est ainsi d'aboutir à un niveau de détail satisfaisant sans surcharger le modèle de paramètres choisis arbitrairement ou propres à un design particulier. Ce modèle prédictif doit restituer avec le plus de finesse possible les grandes tendances des phénomènes physiques en jeu.

Les composants des circuits de charge et décharge ont été modélisés individuellement par des méthodes classiques s'appuyant sur la conservation de masse et d'énergie à chaque composant. Une approche des performances off-design des turbomachines a été implémentée afin de tenter d'approcher au mieux leur comportement dans de telles conditions. Le stockage thermique a également été modélisé sur la même plateforme de simulation (Dymola). L'approche relativement exhaustive adoptée tient compte des spécificités du stockage régénératif de grande échelle avec un gaz comme fluide caloporteur (rayonnement, pertes de charge, solide non thermiquement mince…). Le modèle global établi atteint à l'aide de ces caractéristiques un niveau de détail apte à capter les spécificités du système étudié.

Pour vérifier le comportement de ces modèles, ceux-ci ont été validés à l'aide de références bibliographiques faisant appel, dans la mesure du possible, à des données expérimentales. Les résultats obtenus sont satisfaisants. Plusieurs limites doivent être gardées à l'esprit pour analyser les résultats présentés dans les chapitres suivants. Ces limites ont été exposées dans la partie précédente (II.11). Dans le prochain chapitre, ce modèle est mis à profit pour mener une analyse thermodynamique du procédé proposé, autour d'une architecture de base et de ses variantes. Les atouts et défauts du système sont ainsi mis en lumière du point de vue énergétique et exergétique. L'analyse économique du dernier chapitre s'appuie quant à elle sur un modèle économique qui s'ajoute au modèle présenté dans ce chapitre II.

Chapitre III. Analyse thermodynamique

Dans les études concernant des systèmes de stockage, la capacité de stockage est généralement une contrainte définissant le problème étudié. Le système est alors optimisé pour exploiter au mieux cette énergie stockée. En revanche, pour le système proposé dans cette étude, l'approche est un peu différente. Le principal critère de dimensionnement porte sur le système global, et non seulement sur le stockage : il s'agit de la capacité du système à restituer une puissance donnée pendant la durée de décharge, fixée à trois heures quotidiennes. Cette contrainte correspond à un choix de positionnement sur le marché de l'énergie. Cette approche implique des capacités de stockage différentes selon la configuration du système étudié. Ainsi, les systèmes avec appoint par combustion nécessitent des capacités de stockage plus faibles car une partie de l'énergie thermique provient de la combustion. De plus, les rendements du système de restitution étant différents selon la solution proposée (cycle gaz ou combiné par exemple), l'énergie thermique à restituer, et donc la capacité de stockage, varient aussi. Le stockage n'est donc qu'une variable parmi d'autres de l'optimisation des performances.

On peut imaginer différentes architectures, avec ou sans combustion, intégrant des énergies stockées variables, capables de remplir la fonction recherchée. Une telle étude est menée dans le chapitre IV, dans lequel un système économiquement pertinent est proposé pour répondre à cette attente. Avant cela, ce chapitre III se concentre sur l'analyse thermodynamique des alternatives de conception proposées. Il adopte un raisonnement à iso-capacité de stockage évoqué au début de cette introduction, qui semble plus intuitif au premier abord, pour analyser les performances des systèmes proposés.

Dans ce chapitre, des indicateurs et bilans basés sur le premier et second principes de la thermodynamique sont appliqués sur plusieurs systèmes. Comprendre et quantifier les performances de ces systèmes est en effet une étape préalable pour identifier la meilleure réponse possible au cahier des charges. Pour exposer les problématiques adressées par cette analyse thermodynamique, une étude comparative est réalisée à iso-énergie. Pour une même énergie électrique injectée (200 MWh_e), les performances d'un système avec décharge dans un cycle combiné, avec et sans combustion, y sont comparées. Un cas avec décharge en cycle gaz sans combustion est également traité au préalable. Ce chapitre aborde notamment l'impact de la stratégie choisie sur les puissances électriques absorbées et restituées. Il analyse également l'influence réciproque du cycle et du stockage. Une attention particulière est portée sur l'écriture d'un bilan exergétique détaillé de ce stockage, afin d'identifier le poids respectif des mécanismes en jeu dans les irréversibilités de ce composant. L'étude thermodynamique menée dans ce chapitre, à un niveau d'énergie représentatif, permet d'introduire la réponse finale au positionnement du système EMR'Stock à 60 MW_e restitués (chapitre IV).

Avant de mener cette étude thermodynamique sur le système de 200 MWh_e, les indicateurs retenus pour qualifier les systèmes étudiés sont introduits.

III.1 Analyse thermodynamique : définitions

Le modèle exposé au chapitre II permet de simuler le fonctionnement du système. Les résultats obtenus peuvent ensuite être mis à profit pour tirer certaines conclusions. Néanmoins, de nombreuses variables sont impliquées et il peut être difficile de faire le tri entre les informations primordiales et les résultats secondaires. Pour offrir une grille de lecture adaptée à cette étude, différentes grandeurs liées à l'analyse thermodynamique du système ont été définies. Elles sont décrites ci-dessous.

III.1.1 Rendements énergétiques et bilans d'énergie

On définit tout d'abord un rendement de la boucle de charge, qui correspond au rendement de conversion électricité-chaleur stockée au cours de la durée de la charge (cinq heures). Ce rendement prend en compte le rendement du réchauffeur et les puissances de ventilation nécessaires à la boucle de charge.

$$\eta_{\mathrm{th,charge}} \triangleq \frac{\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{stock,charge}}}{\dot{\mathrm{E}}_{\mathrm{elec,rech}} + \dot{\mathrm{E}}_{\mathrm{elec,vent}}} \tag{105}$$

$\dot{E}_{elec,rech}$ et $\dot{E}_{elec,vent}$ sont les puissances électriques de chauffe et de ventilation, obtenues en appliquant un rendement électrique aux puissances déduites des bilans d'énergie exposés au chapitre II. $\dot{Q}_{stock,charge}$ est l'énergie thermique apportée au stockage, déduite d'un bilan d'enthalpie aux bornes de celui-ci. Dans la formule suivante, on admet que le débit massique d'air est le même en entrée et sortie du stockage, la variation associée étant négligeable :

$$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{stock,charge}} = \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{air,e,stock}}\left(\mathrm{h}_{\mathrm{air,e,stock}} - \mathrm{h}_{\mathrm{air,s,stock}}\right) \tag{106}$$

Le rendement du circuit de décharge suit le calcul classique du rendement énergétique d'un cycle combiné, déjà défini partiellement en équation (6) du chapitre I.

$$\eta_{\mathrm{th,dech}} \triangleq \frac{\left(\left|\dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{TAG}} - \dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{comp}}\right| + \left|\dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{TAV}} - \dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{pompes}}\right|\right)}{\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{stock,dech}} + \dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{comb}}} \tag{107}$$

Dans cette formule :

- $\dot{W}_{TAG}$, $\dot{W}_{comp}$, $\dot{W}_{TAV}$ et $\dot{W}_{pompes}$ représentent les puissances calculées grâce à l'application du premier principe sur la turbine à gaz, le compresseur, la turbine à vapeur et les pompes.
- $\dot{Q}_{comb}$ est la puissance thermique apportée par combustion lorsqu'un appoint par combustion est réalisé (équation (24) du chapitre II).
- $\dot{Q}_{stock,dech}$ est la puissance thermique issue de la décharge du stockage, calculée par un bilan d'enthalpie du même type que pour la charge (équation (106)).

Un rendement électrique du cycle combiné est également calculé. Conformément à la méthode introduite au chapitre II, il fait appel à la puissance électrique produite par le cycle $\dot{E}_{elec,s}$, qui inclut des rendements de conversion mécanique et électrique pris égaux à 0,98 chacun.

$$\eta_{elec,dech} \triangleq \frac{\dot{E}_{elec,s}}{\dot{Q}_{stock,dech} + \dot{Q}_{comb}} \quad (108)$$

Ces rendements peuvent être calculés en instantané (à partir des puissances en jeu) ou pour une phase complète (à l'aide des énergies, ou puissances intégrées sur la durée de la phase). Notons qu'en raison du caractère dynamique du système, les rendements instantanés varient au cours du temps car les puissances en jeu ne sont pas constantes. On peut finalement définir un rendement électrique du système de stockage, en comparant les énergies électriques introduites en charge et restituées en décharge :

$$\eta_{elec} \triangleq \frac{E_{elec,s}}{E_{elec,e}} \quad (109)$$

Ce rendement doit être maximisé afin d'avoir un système de stockage d'électricité le plus performant possible.

Enfin, on définit un taux d'utilisation du stockage thermique. Cet organe ne subit pas des charges et décharges complètes à cause de contraintes techniques telles que celles décrites précédemment pour les ventilateurs de la boucle de charge. De ce fait, on injecte dans le stockage à chaque charge une énergie inférieure à celle qu'il pourrait en théorie emmagasiner sur l'intervalle de température considéré. D'une manière similaire, les décharges peuvent être stoppées par l'écart de température admissible en entrée de turbine à gaz. La température en entrée du stockage en phase de charge est constante sur tous les cas étudiés car il s'agit de la température de sortie du réchauffeur (900 °C). La température en entrée du stockage lors de la décharge varie selon les cas considérés car il s'agit de la température de sortie du compresseur, qui est une fonction du ratio de pression *Rc* de ce composant. On définit donc le taux d'utilisation du stockage à l'aide de l'expression suivante :

$$\tau_{stock} \triangleq \frac{Q_{stock,charge}}{Q_{stock,max}} \quad (110)$$

Dans cette expression, $Q_{stock,max}$ se calcule avec la formule (111) (issue de l'équation (1)). La part d'énergie stockée dans le fluide est négligée car le produit ρc_p de l'air est faible par comparaison avec celui du matériau solide :

$$Q_{stock,max} = (1-\varepsilon)\rho_{sol} V_l \int_{T_{s,comp}}^{T_{s,rech}} c_{p,sol} dT \quad (111)$$

Cette énergie maximale représente l'énergie que pourrait stocker le module s'il était chargé complètement jusqu'à une température uniforme égale à la température de sortie du réchauffeur, puis déchargé complètement jusqu'à une température uniforme égale à la température de sortie du compresseur. La quantité d'énergie $Q_{stock,charge}$ est calculée en intégrant le bilan (106) sur la durée de la charge.

III.1.2 Bilans d'exergie – approche du second principe

L'analyse exergétique est un outil basé sur le second principe de la thermodynamique. Il permet d'introduire un critère de qualité de l'énergie qui n'apparaît pas dans la conservation d'énergie du premier principe. Dans celui-ci, deux quantités d'énergie égales ont la même valeur, quelle que soit leur nature. L'analyse exergétique permet de ramener toute quantité d'énergie – notamment thermique – à son potentiel de conversion en travail utile. Ainsi, elle affecte plus de valeur à une quantité de chaleur à haute température qu'à une quantité de chaleur égale à plus basse température. Le rendement de Carnot défini au chapitre I montre en effet que la quantité de chaleur à haute température permet une conversion énergétique avec de meilleures performances.

De même, l'analyse exergétique présuppose que l'environnement du système, à température ambiante T_0, est une source d'énergie infinie mais de valeur nulle [79]. Finalement, l'analyse exergétique peut être utilisée pour quantifier le niveau de perfection thermodynamique d'un composant par le calcul de la destruction d'exergie (ou irréversibilités) à ce composant.

Dans le système proposé, l'objectif est de stocker de l'énergie électrique (équivalente à un travail) pour la restituer sous forme de travail ou de production électrique. Chaque composant doit donc assurer une dégradation minimale de l'énergie thermique en jeu, afin de préserver son potentiel de conversion en travail utile. En premier lieu, l'exergie se définit à l'aide de son expression générale :

$$\mathrm{Ex} \triangleq (\mathrm{H} - \mathrm{H_0}) - \mathrm{T_0}(\mathrm{S} - \mathrm{S_0}) \tag{112}$$

H étant l'enthalpie du fluide et *S* son entropie. L'indice 0 fait ici écho à un état de référence, défini usuellement par les conditions ambiantes (15 °C, 1 bar) [79]. L'exergie est donc nécessairement inférieure à l'enthalpie, car elle représente la quantité utile d'énergie en jeu.

L'analyse exergétique est par ailleurs fréquemment citée dans les études liées au stockage thermique, Bejan et Krane ayant mentionné que le but d'un système de stockage thermique est avant tout de stocker du travail utile, et pas seulement de la chaleur [166], [167]. Dans ce cas, une stratification thermique parfaite du stockage, assurant une zone de mélange la plus fine possible, conduit à la plus haute valeur exergétique de l'énergie stockée.

III.1.2.1 Calcul des irréversibilités par composant (hors stockage)

Suivant une définition générale de Bejan [168], l'expression du bilan d'exergie pour un volume de contrôle traversé par un fluide est :

$$\frac{\mathrm{dEx}}{\mathrm{dt}} = \sum \left(1 - \frac{\mathrm{T_0}}{\mathrm{T_j}}\right) \dot{\mathrm{Q}}_\mathrm{j} - \left(-\dot{\mathrm{W}} - \mathrm{P_o}\frac{\mathrm{dV}}{\mathrm{dt}}\right) + \dot{\mathrm{m}}_\mathrm{e}\mathrm{ex}_\mathrm{e} - \dot{\mathrm{m}}_\mathrm{s}\mathrm{ex}_\mathrm{s} - \dot{\mathrm{E}}\mathrm{x}_\mathrm{D} \tag{113}$$

$\dot{Q}_j$ représente une quantité de chaleur échangée aux frontières du volume de contrôle à la température T_j, tandis que $\dot{W}$ représente la puissance mécanique reçue par le volume de contrôle. Les termes faisant intervenir les débits en entrée et en sortie de volume $\dot{m}_e$ et $\dot{m}_s$ sont

liés à l'inventaire d'exergie entrant et quittant le volume. Enfin, le dernier terme $\dot{E}x_D$ est l'exergie détruite au sein du volume de contrôle.

La quantité d'exergie détruite dans chaque composant est calculée à l'aide de l'équation (113). Pour tous les composants sauf le stockage, le régime permanent est supposé pour la modélisation. Il est donc également supposé ici (les termes exprimés par des dérivées temporelles deviennent nuls). Selon la nature de la transformation en jeu dans le composant, l'expression (113) se simplifie. Par exemple, pour la compression adiabatique, ce bilan s'écrit :

$$0 = \dot{W}_{comp} + \dot{m}_{e,comp}\left(ex_{e,comp} - ex_{s,comp}\right) - \dot{E}x_{D,comp} \quad (114)$$

L'exergie introduite dans le système peut être de deux types : électrique (réchauffeur et ventilateur) et éventuellement thermochimique (combustion). Le potentiel de conversion de l'énergie électrique est parfait d'après la théorie exergétique. L'énergie électrique entrante est donc égale à son exergie. Concernant la combustion, évaluer le potentiel du combustible peut s'avérer complexe. L'approche proposée par Martin & Wauters dans [79] est suivie ici. Les auteurs y démontrent que l'exergie du combustible peut être évaluée comme une majoration de son PCi (cf partie II.2.2). D'après l'équation suivante, valable pour le méthane (CH_4) :

$$ex_{e,CH_4} = 1{,}041 PC_{i,CH_4} \quad (115)$$

Optimiser le système du point de vue exergétique revient à minimiser l'exergie détruite du point de vue global. Certaines irreversibilités sont inhérentes au niveau de technologie actuel : à technologie donnée, les machines présentent un niveau d'irréversibilités inévitable. Ce concept est étudié plus précisément dans des études exergétiques dites avancées (voir par exemple [169]). L'analyse des irréversibilités du système doit privilégier les postes de gaspillage d'exergie sur lesquels il est possible d'agir. Dans cette étude, le stockage notamment est un composant au dimensionnement relativement ouvert qui se prête à ce type d'analyse.

III.1.2.2 Calcul des irréversibilités au stockage thermique

De nombreux auteurs appliquent désormais l'analyse exergétique du stockage à l'étude des systèmes les intégrant (voir par exemple [40], [170]). Le bilan d'exergie réalisé sert généralement à définir un rendement exergétique de charge/décharge, à l'aide de bilans d'exergie injectée en charge et extraite en décharge. Les expressions permettant d'aboutir à cette évaluation sont présentées ci-dessous.

$$\Delta Ex_{stock,charge} = \int_0^{t_{charge}} \dot{m}_{air,charge}\left[\left(h_{e,stock} - h_{s,stock}\right) - T_0\left(s_{e,stock} - s_{s,stock}\right)\right]dt \quad (116)$$

$$\Delta Ex_{stock,dech} = \int_0^{t_{dech}} \dot{m}_{air,dech}\left[\left(h_{s,stock} - h_{e,stock}\right) - T_0\left(s_{s,stock} - s_{e,stock}\right)\right]dt \quad (117)$$

$$\eta_{ex,stock} = \frac{\Delta Ex_{stock,dech}}{\Delta Ex_{stock,charge}} \quad (118)$$

Un tel rendement défini avec des énergies ne traduirait que l'effet des pertes thermiques du stockage. En le calculant avec l'exergie (équation (118)), il inclut également l'effet des pertes de charge et du transfert de chaleur par convection et conduction dans le fluide et le solide. Cette méthode conduit donc à une évaluation relativement simple de l'impact des destructions d'exergie dans le stockage à l'échelle de cycles complets sur l'exergie entrante.

Dans cette étude, les destructions d'exergie instantanées du stockage sont également quantifiées. Celles-ci ne peuvent pas être estimées à l'aide des relations (116) et (117). Pour les obtenir, on peut appliquer un bilan sur un volume de contrôle constitué d'une « tranche » horizontale de stockage remplie de fluide et de solides. Pour simplifier les expressions du raisonnement suivant, la notion d'entropie est utilisée. Les deux approches conduisent à des résultats strictement équivalents, la destruction d'exergie étant égale au produit de la production d'entropie par la température ambiante T_0 [168] :

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{gen} \tag{119}$$

De la même manière que dans l'équation (113), le bilan d'entropie appliqué au volume de contrôle considéré (fluide et solide) donne :

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}_{pertes}}{T_0} + \dot{m}_e s_e - \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{gen,stock} \tag{120}$$

Le seul échange de chaleur aux frontières du système étant ici constitué par les dissipations thermiques vers l'extérieur à travers les parois de cuve, les autres échanges de chaleur étant internes au volume de contrôle considéré. En supposant une variation de débit massique de fluide négligeable dans le stockage ($\dot{m}_e = \dot{m}_s$), le calcul de l'entropie en entrée et sortie du volume de stockage est donné par l'équation (121), valable pour un gaz parfait :

$$s_s - s_e = c_{pf} \ln\left(\frac{T_s}{T_e}\right) - r \ln\left(\frac{P_s}{P_e}\right) \tag{121}$$

Reste à évaluer la variation temporelle d'entropie au sein du volume de contrôle. Cette variation peut être décomposée de la manière suivante :

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dm_{sol} s_{sol}}{dt} + \frac{dm_f s_f}{dt} \tag{122}$$

Lorsque le fluide caloporteur est de l'air, comme dans cette étude, la masse de fluide au sein du volume de contrôle est négligeable devant la masse de solide. En effet, la densité du solide est supérieure d'au moins trois ordres de grandeur à celle du fluide, et la proportion volumique de fluide, donnée par la porosité ε du stockage (ici considérée égale à 0,37), est faible. Cette simplification fut également retenue par Bejan pour l'étude d'un stockage avec de l'air comme fluide caloporteur [171]. La variation d'entropie temporelle du volume de contrôle tend donc vers la variation d'entropie du solide. Pour un volume solide, l'évaluation de cette quantité est relativement simple, car on peut considérer que la masse ne varie pas au cours du temps :

$$\frac{dS}{dt} = m_{sol}\left(\left(\frac{\partial s_{sol}}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dt} + \left(\frac{\partial s_{sol}}{\partial P}\right)_T \frac{dP}{dt}\right) \quad (123)$$

En ne gardant que la dérivée partielle par rapport à la température, l'entropie d'un solide ne variant pas avec la pression, on obtient :

$$\frac{dS}{dt} = m_{sol}\left(\left(\frac{\partial s_{sol}}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dt}\right) = m_{sol} c_{psol} \frac{1}{T_{sol}} \frac{dT_{sol}}{dt} \quad (124)$$

En appliquant ces définitions, on peut calculer la quantité d'entropie produite $\dot{S}_{gen}$ au stockage, et d'après la relation (119), remonter à l'exergie détruite instantanée $\dot{E}x_D$. Celle-ci peut être intégrée sur la longueur du stockage pour obtenir la destruction d'exergie totale dans ce composant. Ce premier bilan permet d'adopter pour le stockage une approche cohérente avec les bilans d'exergie appliqués aux autres composants du cycle, en prenant en compte les dérivées temporelles associées aux variations continues de température dans cet organe.

Les possibilités offertes par le bilan d'énergie relativement fin au stockage (équations de type Schumann, cf partie II.9) peuvent également être exploitées. Il est ainsi possible d'associer à chaque phénomène physique intervenant dans le stockage une destruction d'exergie associée. On peut à ce sujet évoquer les travaux de White, McTigue et al. [8], [112], [172], qui ont réalisé ces bilans sur des modules de stockage destinés à des systèmes de stockage d'électricité par pompage thermique. Ce type d'étude a également été mené sur des régénérateurs poreux de machines à piston dans [173], [174]. En adaptant la démarche de McTigue [8], concernant une application et un modèle sensiblement différents, on peut identifier les postes de production d'entropie suivants dans le stockage :

- Convection entre le fluide de température T_f et le solide de température T_{sol}.
- Diffusion axiale au sein du solide de conductivité $\lambda_{eff,sol}$ et du fluide de conductivité $\lambda_{eff,f}$.
- Dissipations thermiques vers l'extérieur par les parois et les fonds de cuve.
- Pertes de charge liées à la circulation du fluide dans le milieu poreux.

La production d'entropie associée à chacun de ces postes peut être détaillée pour introduire un modèle phénoménologique. Tout d'abord, pour un échange thermique convectif entre deux corps de température connue :

$$\dot{S}_{gen,conv} = \left(\frac{1}{T_f} - \frac{1}{T_{sol}}\right)\dot{Q}_{conv} \quad (125)$$

Une production d'entropie ne pouvant être que positive, le transfert convectif $\dot{Q}_{conv}$ est ici de signe positif lorsque $T_{sol} > T_f$. En reprenant l'expression volumique du transfert convectif issue du deuxième terme de droite de l'équation (63) du chapitre II et en l'appliquant au stockage considéré de section A_l, on obtient :

$$\dot{S}_{gen,conv} = \int_0^{H_l} \alpha_{eff} a_{sol} \frac{(T_{sol} - T_f)^2}{T_f T_{sol}} A_l \, dz \quad (126)$$

Cette expression dépend notamment de l'écart local de température entre le fluide et le solide. Elle n'est positive qu'en présence d'échange thermique convectif, c'est-à-dire dans le gradient thermique. Par conséquent, plus celui-ci est épais, plus cette contribution est susceptible d'être élevée. Elle permet donc également d'évaluer la qualité de la stratification dans le stockage.

On peut montrer que la production d'entropie associée au transfert par conduction dans un corps solide s'écrit de la façon suivante, toujours pour une section de lit fixe A_l [8]:

$$\dot{S}_{gen,\lambda_{eff,sol}} = \int_0^{H_l} \frac{\lambda_{eff,sol}}{T_{sol}^{\,2}} \left(\frac{\partial T_{sol}}{\partial z}\right)^2 A_l \, dz \tag{127}$$

On obtient la même expression pour la conduction axiale au sein du fluide, en considérant évidemment la conduction effective $\lambda_{eff,f}$ et la température T_f en lieu et place des conductions effectives et températures du solide. On peut également obtenir la part de pertes d'exergie due aux dissipations vers l'extérieur à partir du travail maximal que l'on aurait pu produire avec cette quantité de chaleur. En appliquant le rendement de Carnot à ces dissipations, on a :

$$\dot{E}x_{D,pertes} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_{pertes} \tag{128}$$

On considère ici la température T_f car l'hypothèse retenue est que les pertes ont lieu du fluide vers l'extérieur à partir de sa surface de contact avec la paroi et l'isolant. En divisant ce terme par T_0, on obtient la production d'entropie équivalente. Enfin, on finalise ce modèle phénoménologique en calculant la production d'entropie due aux pertes de charge, à l'aide de l'hypothèse des gaz parfaits.

$$\dot{S}_{gen,PdC} = -\dot{m}_{air} r \ln\left(\frac{P_s}{P_e}\right) \tag{129}$$

On vérifie que la somme de ces contributions est bien égale à la production d'entropie totale calculée précédemment (équation (120)), soit que :

$$\dot{S}_{gen,stock} = \dot{S}_{gen,conv} + \dot{S}_{gen,\lambda_{eff,sol}} + \dot{S}_{gen,\lambda_{eff,f}} + \dot{S}_{gen,PdC} + \dot{S}_{gen,pertes} \tag{130}$$

L'approche décrite dans cette partie permet de quantifier les différentes sources d'irréversibilités dans le stockage, en calcul instantané ou en intégration sur tout ou partie du procédé. Elle définit un indicateur commun pour analyser l'impact de grandeurs de dimensions différentes comme les pertes de charge et les flux de transfert thermique. Elle met donc en lumière les principaux vecteurs de dégradation de l'énergie utile. Conformément à l'approche adoptée dans [8], on peut rendre ces destructions d'exergie adimensionnelles en les divisant par l'exergie injectée dans le stockage en charge (équation (116)). On obtient avec ce taux de destruction d'exergie au stockage la part d'exergie entrante détruite dans le stockage (équation (131)). Ce taux peut être détaillé par phénomène à l'aide des expressions présentées précédemment.

$$\zeta_{stock} = \frac{Ex_{D,stock}}{\Delta Ex_{stock,charge}} \tag{131}$$

Cette partie a permis de définir un certain nombre d'indicateurs et d'outils d'analyse qui rendent possible l'exploitation des résultats du modèle développé au chapitre II.

III.2 Etude du système de stockage d'électricité pour 200 MWh_e injectés en charge

Dans ce chapitre d'analyse thermodynamique, une étude est menée pour une certaine quantité d'énergie électrique injectée. Le niveau d'énergie adopté dans cette partie est de 200 MWh_e injectés en charge. Il s'agit d'un niveau d'énergie du même ordre de grandeur que celui concerné par l'étude du système EMR'Stock « réel » (à puissance de sortie imposée, cf chapitre IV). Cette partie consiste à rechercher la solution permettant de faire la meilleure utilisation possible de cette énergie.

Concernant le matériau de remplissage du stockage, les sphères d'alumine sont considérées en première approche. Il s'agit d'un matériau commun de la littérature, sans frein technique apparent, et dont le seul aspect négatif pourrait être le coût. L'impact du remplacement de ce matériau par une solution moins coûteuse (roches) est discuté en partie III.4. Avant cela, le système est étudié pour différentes configurations. Dans un premier temps, l'énergie stockée est déchargée dans un cycle gaz sans apport par combustion. Par la suite, une décharge en cycle combiné gaz-vapeur est envisagée. Enfin, on y ajoute un appoint par combustion afin de permettre des conditions de décharge plus flexibles du stockage, sans se préoccuper de la température en entrée de turbine à gaz, maintenue constante grâce au brûleur.

III.2.1 Principe de résolution de l'étude

Les indicateurs définis en partie III.1 sont calculés pour plusieurs alternatives de conception à partir des résultats de simulation obtenus pour ces systèmes. Ces simulations font appel à un certain nombre de paramètres définis par la suite. La démarche décrite dans cette partie est représentée sur l'organigramme de résolution de cette étude (figure 77, page 122).

La première étape est la détermination des paramètres optimaux du cycle thermodynamique. En effet, le stockage étant intégré dans ce cycle en sortie du compresseur, il est directement soumis à la pression et à la température en sortie de celui-ci. On réalise donc une première simulation au point nominal, où le stockage est représenté par une simple capacité thermique capable de chauffer l'air sortant du compresseur à 900 °C. Les paramètres de dimensionnement permettant de contraindre le cycle pour résoudre son comportement sont présentés dans le tableau 20. Il s'agit de valeurs typiques de la littérature qui sont rediscutées dans le cadre d'une analyse de sensibilité menée en partie III.3. A l'issue de cette étape, le ratio de pression optimal du cycle gaz ainsi que la température de sortie du compresseur ont été identifiés. Cette dernière est nécessaire au dimensionnement du stockage, car il s'agit de la température minimale à laquelle il est exposé. Si le système considéré est un cycle combiné, le niveau de pression optimal du cycle vapeur est également déterminé lors de cette première phase.

Paramètres	Valeurs
$\eta_{is,comp}$	0,88
$\eta_{is,TAG}$	0,89
$\eta_{is,TAV}$	0,85
η_{pompe}	0,85
$T_{max,vap}$	560 °C
P_{cond}	0,04 bar
ΔT_{ap}	20 K
ΔT_{pp}	10 K
ΔP_{comb}	5 %
P_{atm}	1,013 bar
T_{atm}	15 °C

Tableau 20. Principales contraintes de dimensionnement du cycle combiné.

La deuxième étape consiste à dimensionner le volume de stockage s'intégrant dans le cycle thermodynamique tout en respectant les contraintes du système. Celui-ci ne peut en effet pas directement être déduit de l'énergie à stocker, en raison de son taux d'utilisation qui n'est pas encore connu. Le volume de stockage doit permettre de convertir 200 MWh_e en chaleur dans une durée de cinq heures en phase de charge. Le stockage et sa boucle de charge sont définis à l'aide des paramètres des tableaux 21 et 22. Certains de ces paramètres sont rediscutés en partie III.4.

Paramètres	Valeurs
$\eta_{elec,rech}$	0,98
ΔP_{rech}	0,15 bar
$\eta_{elec,vent}$	0,85
$\Delta P_{max,vent}$	0,30 bar
$T_{max,vent}$	800 °C

Tableau 21. Paramètres de dimensionnement de la boucle de charge.

Paramètres	Valeurs
ε	0,37
D_{sol}	0,03 m
e_{isol}	0,4 m
λ_{isol}	0,15 $W.m^{-1}.K^{-1}$
H_l/D_l	1

Tableau 22. Paramètres de dimensionnement du stockage thermique.

Le débit d'air est la variable d'ajustement qui permet d'atteindre la puissance ou l'énergie visée durant la charge ou la décharge Ces durées de charge et de décharge correspondent à des temps caractéristiques de fluctuations sur le réseau. Les durées de chaque phase étant fixées, il y a de plus des contraintes de température à respecter lors de ces phases. Les débits des circuits de charge et de décharge sont donc ajustés pour chaque système de manière à ce que la

limite de température considérée soit atteinte à la fin de la phase considérée. Il y a en effet tout intérêt à se rapprocher le plus possible de ces températures critiques, car cela signifie que l'on accumule ou décharge le plus d'énergie possible. Le tableau 23 résume ces conditions de pilotage du système. Sans combustion, le débit d'air lors de la décharge est ajusté pour limiter à 50 °C l'écart de température en entrée de turbine à gaz par rapport à la valeur nominale (900 °C). Ceci est cohérent avec la validité des modèles de Stodola détaillés dans le chapitre II. Avec combustion, une sortie du stockage à basse température est autorisée. Un écart de 50 °C entre l'entrée et la sortie du stockage indique que la quantité de chaleur disponible est quasiment épuisée. Cette contrainte correspond à une sortie du stockage de l'ordre de 420 °C lorsque le ratio *Rc* est fixé au point optimal (cf partie III.2.4).

Critères de fonctionnement	
Conditions de fin de charge	Δt = 5 h $T_{s,ventil}$ = 800 °C
Conditions de fin de 1er standby	Δt = 3 h
Conditions de fin de décharge (sans combustion)	Δt = 3 h $T_{s,stock}$ = 850 °C
Conditions de fin de décharge (avec combustion)	Δt = 3 h $T_{s,stock} = T_{e,stock}$ + 50 °C
Conditions de 2nd standby	Δt =13 h

Tableau 23. Conditions de fin des différentes phases du procédé EMR'Stock.

La recherche d'un volume de stockage adapté à l'énergie visée est un processus itératif. A chaque itération, plusieurs cycles sont nécessaires afin d'obtenir un régime stabilisé (ou cyclique). Dans un tel régime, les énergies chargée et déchargée à chaque cycle sont les mêmes que lors du cycle précédent. Une fois ce régime stabilisé obtenu, l'énergie injectée en charge peut être comparée à l'énergie visée (200 MWh_e). Si elle n'est pas atteinte, le volume de stockage est modifié avant de lancer une nouvelle itération de dimensionnement. Une contrainte supplémentaire est liée à la pression à laquelle est soumise le stockage ou aux pertes de charge admissibles en phase de charge, qui peut nécessiter de fractionner le stockage en plusieurs cuves. Dans ce cas, on peut définir un facteur de forme H_l/D_l effectif du stockage. Celui-ci donne le ratio H_l/D_l qu'aurait le stockage s'il était réuni en une seule cuve de même hauteur et de section de passage équivalente à la section de passage totale des cuves fractionnées.

$$(\mathrm{H_l}/\mathrm{D_l})_{\mathrm{eff}} = \frac{(\mathrm{H_l}/\mathrm{D_l})}{\sqrt{\mathrm{nb_{cuves}}}} \tag{132}$$

A l'issue de cette étape, le volume de stockage et les débits d'air permettant d'atteindre l'énergie visée et de satisfaire les contraintes du tableau 23 sont connus. Dans les parties suivantes, la démarche décrite ci-dessus (synthétisée sur la figure 77 ci-après) est appliquée à plusieurs alternatives de conception définies par leur cycle de restitution.

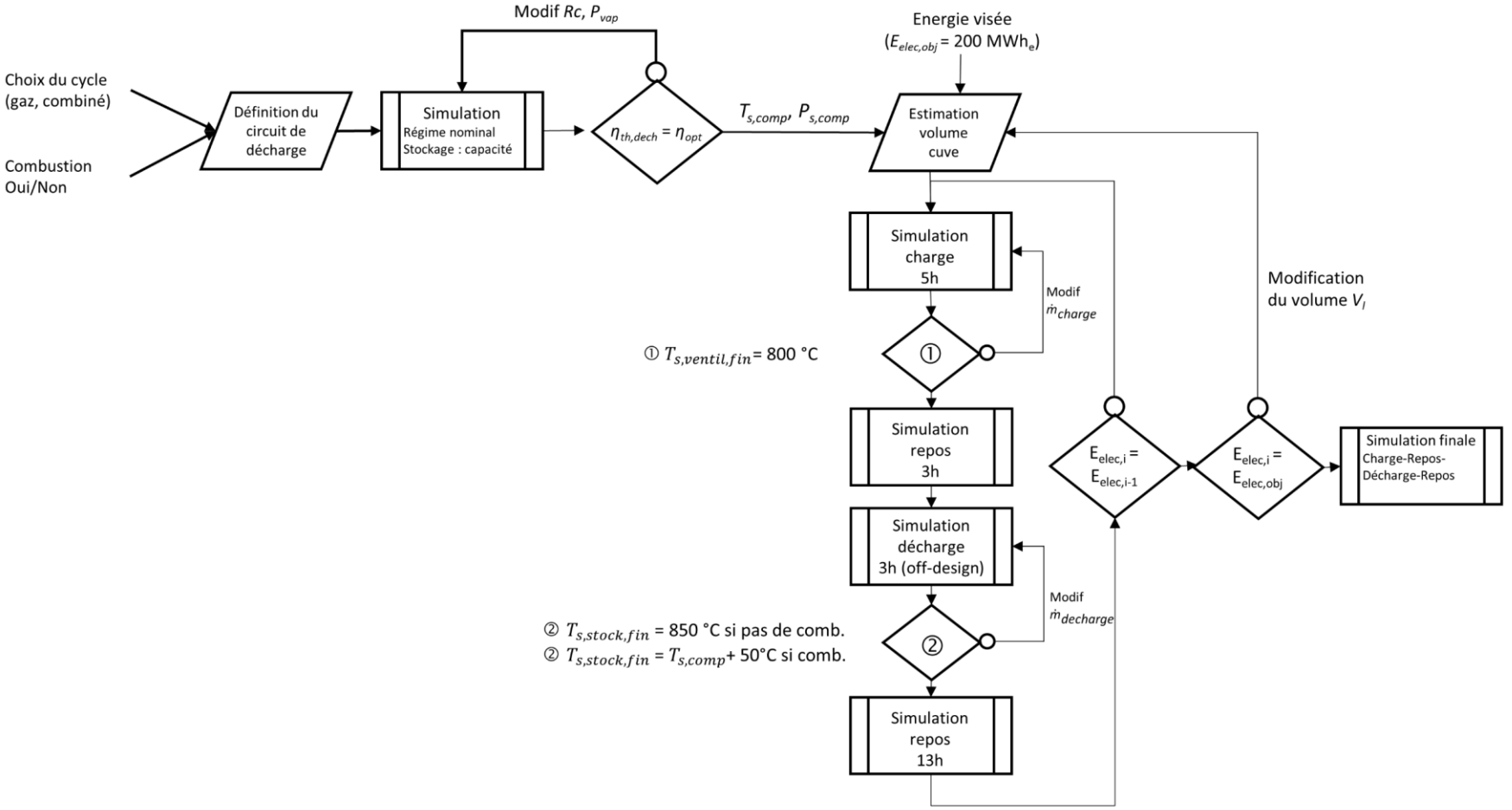


Figure 77. Logigramme de résolution de l'étude des systèmes à 200 MWh_e d'énergie chargée.

III.2.2 Décharge en cycle gaz

Conformément à l'organigramme de la figure 77, la première tâche à réaliser est d'obtenir les paramètres optimaux du cycle de restitution alimenté par une source chaude à 900 °C.

III.2.2.1 Paramètres de fonctionnement optimaux du cycle de restitution

Le stockage impose ici une première contrainte, dans la mesure où la pression ne peut pas dépasser 15 bar dans les cuves pour assurer leur faisabilité. La pression d'entrée au compresseur étant égale à la pression atmosphérique, le ratio de pression du cycle gaz pour ce premier cas est fixé à 15, car une valeur inférieure conduit à un rendement moins élevé. Les autres grandeurs d'intérêt liées à ce point optimal sont fournies dans le tableau 24.

Paramètres	**Valeurs**
Rc	15
Variables	**Valeurs**
$T_{s,comp}$	386 °C
$\eta_{elec,dech}$	0,340

Tableau 24. Point de fonctionnement optimal du cycle gaz considéré.

Dans cette configuration, le stockage peut donc être utilisé entre 386 °C et 900 °C. Le rendement est limité par la température d'entrée en turbine à gaz (900 °C).

III.2.2.2 Dimensionnement du stockage

Sur recommandations du partenaire industriel, les dimensions de cuve au niveau de pression considéré (15 bar) ne peuvent pas excéder 5,55 m de haut pour 5,55 m de diamètre. Considérant les hypothèses prises sur l'isolation des cuves pour maintenir une température acceptable en paroi interne (0,4 m d'isolant entourant toute la cuve), cela ne laisse que 4,75 m par 4,75 m de volume utile pour le stockage. Ces dimensions ne sont pas suffisantes pour emmagasiner les 200 MWh_e visés dans une seule cuve.

Plusieurs modules sont donc disposés en parallèle : il s'agit d'une configuration simple qui suppose les mêmes profils de température dans toutes les cuves. Plusieurs itérations sur le procédé complet sont nécessaires afin d'ajuster le volume de stockage à l'énergie souhaitée. Le tableau 25 présente les résultats du dimensionnement du stockage issus d'un régime cyclique du système.

Paramètres	**Valeurs**
H_l	4,60 m
D_l	4,60 m
Nombre de cuves	9 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	688 m^3

Tableau 25. Dimensionnement du stockage thermique du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz.

III.2.2.3 Analyse énergétique

Les principaux résultats énergétiques de ce système en régime stabilisé sont présentés dans le tableau 26. Le rendement électrique η_{elec} montre que 32 % de l'électricité injectée en charge est restituée en décharge.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 30 mbar
$E_{elec,e}$	200 MWh_e
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 3,8 mbar
$\eta_{th,charge}$	0,970
$\eta_{elec,dech}$	0,338
$E_{elec,s}$	64,2 MWh_e
η_{elec}	0,320
τ_{stock}	0,66
Densité énergétique thermique	280 kWh_{th}/m^3
Densité énergétique électrique	93 kWh_e/m^3

Tableau 26. Principaux résultats du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz.

Le rendement de la phase de charge est très élevé (97 %). En effet, le réchauffeur ne transmet que 2 % de ses dissipations thermiques vers l'extérieur, et les ventilateurs de la boucle de charge ont des pertes correspondant à 15 % de l'énergie électrique qu'ils consomment. Ces valeurs sont liées aux rendements de ces organes (définis dans le tableau 21, page 120). Sur les 200 MWh_e injectés en charge, les ventilateurs représentent 16 MWh_e soit 8 %. Mais 85 % de cette énergie est transmise à l'air, et diminue donc d'autant la consommation du réchauffeur. Les pertes réelles des ventilateurs sont donc de 15 % des 16 MWh_e consommés, soit 2,4 MWh_e. Ces pertes sont inférieures à celles du réchauffeur (3,7 MWh_e). Le rendement de charge élevé indique que le rendement électrique η_{elec} tend vers le rendement du circuit de décharge.

Les pertes de charge dans le stockage sont inférieures d'un ordre de grandeur en décharge (tableau 26). Ceci est dû à la pression lors de cette phase, qui entraîne une densité de l'air plusieurs fois supérieure à sa valeur à pression ambiante. A débit massique donné, la vitesse d'écoulement est donc plus faible à haute pression, ce qui se traduit par des pertes de charge plus faibles selon la relation d'Ergun (cf partie II.9.7).

Le taux d'utilisation des cuves est correct (66 %) grâce aux charges permettant d'extraire une bonne partie du gradient thermique. Il est limité par les décharges partielles, qui ne voient qu'une faible partie du gradient évacué à cause de la température minimale admissible en turbine à gaz (850 °C). L'impact de ces températures de fin de charge et de décharge est illustré sur la figure 78. La température de fin de charge est d'environ 770 °C car du fait de la puissance qu'il transmet à l'air, le ventilateur est responsable d'une élévation de température qui contribue à atteindre les 800 °C à l'instant de fin de charge. Il s'agit de la température limite admissible (cf tableau 23). L'aire grisée sur la figure 78 est représentative de l'énergie stockée dans le stockage et de son taux d'utilisation. Elle n'est pas rigoureusement proportionnelle à l'énergie stockée (elle le serait si la chaleur spécifique c_{psol} du matériau solide était considérée constante).

Le rapport entre cette aire grisée et l'aire totale comprise entre les températures minimale et maximale de charge/décharge est égal au taux d'utilisation du stockage.

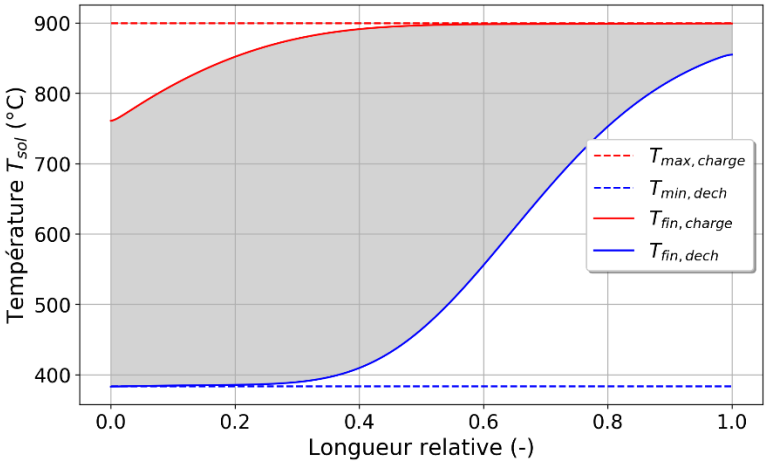


Figure 78. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage pour le cas avec décharge en cycle gaz.

Le nombre de cuves relativement important imposé par la faisabilité de celles-ci est aussi un facteur limitant du taux d'utilisation. Adopter un grand nombre de cuves combine plusieurs effets. D'un côté, cela augmente les pertes thermiques car la surface d'échange avec l'air ambiant augmente. D'un autre côté, cela diminue le rapport $(H_l/D_l)_{eff}$ du stockage (équation (132)) et augmente la section de passage. Par conséquent, la vitesse de l'air circulant dans les cuves est réduite, conduisant à une diminution des pertes de charge. En revanche, l'épaisseur du gradient thermique peut être réduite par l'adoption d'un ratio H_l/D_l élevé (cf chapitre I).

Les profils de température des solides en charge et décharge sont illustrés sur les figures 79 et 80.

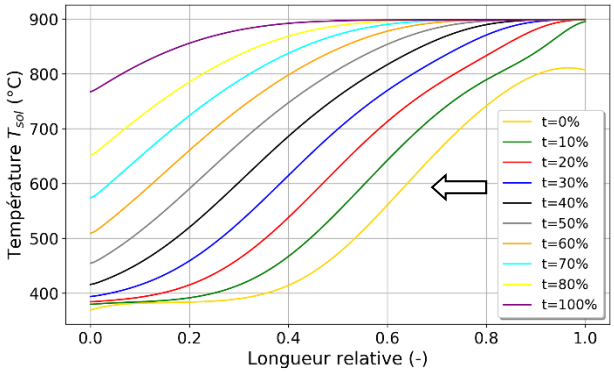


Figure 79. Profils de température à différents instants de charge en cycle gaz.

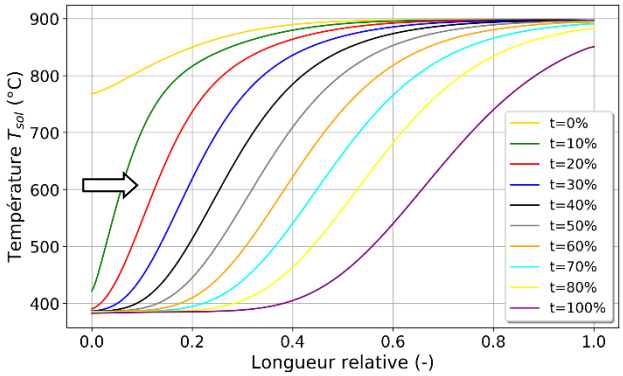


Figure 80. Profils de température à différents instants de décharge en cycle gaz.

Le gradient thermique affiche une épaisseur importante, notamment en charge. Ceci est principalement dû à l'adoption de l'air comme fluide caloporteur. Les vitesses de circulation élevées dans les cuves (le nombre de Reynolds varie de 360 à 675 lors du cycle de charge-décharge) impliquent en effet un temps de séjour faible du fluide.

La figure 81 introduit le bilan de conservation d'énergie du procédé. On y retrouve le rendement électrique du système via la part d'énergie électrique restituée (32 %). Une quantité importante d'énergie (61 %) est contenue dans les gaz détendus et évacuée vers l'environnement. Ceci est une conclusion classique de l'étude d'un cycle gaz, la température de sortie de ces gaz détendus étant ici d'environ 375 °C.

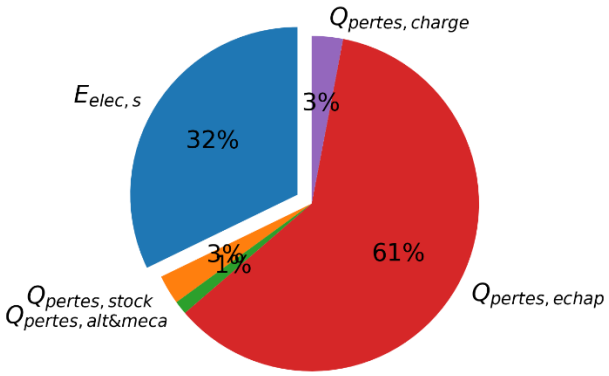


Figure 81. Conservation d'énergie sur le procédé du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz.

Comme de nombreux systèmes de stockage, le système subit de longues périodes de relaxation thermique ou repos (environ 67 % du temps). Grâce aux dimensions importantes des cuves qui minimisent la surface en contact avec l'extérieur en regard des volumes considérés, les dissipations par les parois sont relativement faibles sur l'ensemble du procédé. Elles sont au total de 5,6 MWh_{th}, dont 65 % sont issues des phases de repos, principalement lors du standby après décharge, long de 13 heures. La pression est évacuée au début de cette phase, afin d'éviter de maintenir la cuve inutilement au niveau de pression du cycle combiné. Cela se traduit par une extraction d'air lors des premiers instants de ce repos, qui représente une très faible fraction des pertes en standby grâce à la faible quantité d'énergie contenue dans l'air extrait. L'évolution de la pression moyenne dans le stockage est donnée par la figure 82. La pression croît en phase de charge car l'air y est chauffé en circuit fermé (à volume constant). La durée de fonctionnement sous pression de la cuve n'est que de trois heures par jour, lors de la décharge.

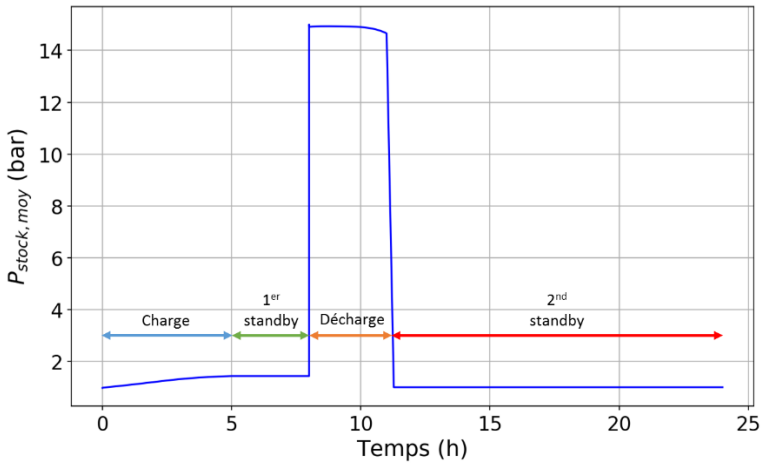


Figure 82. Evolution de la pression moyenne dans le stockage au cours du procédé complet.

Par comparaison aux 200 MWh_e injectés lors de la charge, la quantité d'énergie dissipée par les pertes thermiques apparaît comme étant quasiment négligeable. L'hypothèse sur l'isolation de la cuve est pourtant plutôt pessimiste (épaisseur d'isolant faible en regard des dimensions de cuve). Comme dans plusieurs études de la littérature, la faible importance des dissipations thermiques vers l'extérieur pour des cuves de grandes dimensions peut être soulignée.

Concernant d'autres aspects transitoires du procédé, la température variable en sortie de stockage conduit à une diminution de la puissance produite en cours de décharge. Les figures 83 et 84 confrontent ces variations. Les rendements présentés dans le tableau 26 représentent un rendement global calculé à partir des énergies en jeu dans la décharge.

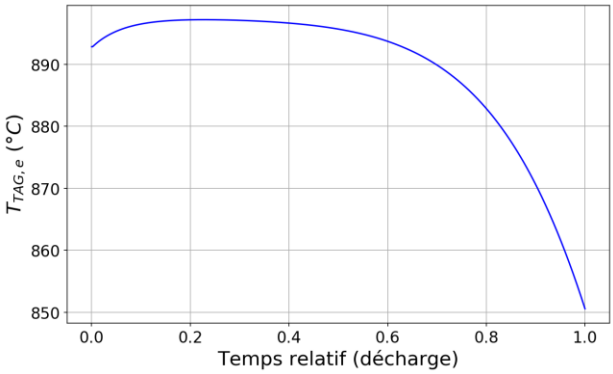


Figure 83. Profil de température en entrée de TAG durant la décharge en cycle gaz.

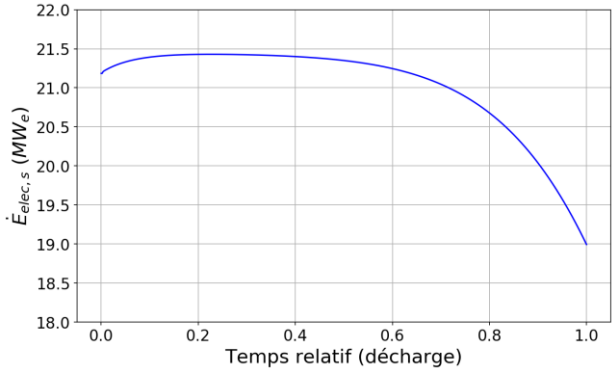


Figure 84. Evolution de la puissance nette en sortie durant la décharge en cycle gaz.

La stratification thermique du stockage permet d'assurer une puissance de sortie proche de sa valeur nominale pendant 60 % du temps de décharge. Cette plage peut être étendue par la recherche d'une meilleure stratification, synonyme d'un gradient thermique plus fin. L'augmentation de température en début de décharge vient de l'évacuation d'une zone froide créée par les dissipations thermiques en haut de cuve (soumise à des pertes par les parois latérales et par les fonds bombés). La condition de fin de décharge implique une puissance nette diminuée d'environ 11 %.

III.2.2.4 Analyse exergétique

Un diagramme exergétique de Grassmann pour cette configuration est présenté sur la figure 85 (page suivante). L'exergie entrante est égale à l'énergie entrante car celle-ci est de nature électrique. L'énergie sortante en décharge étant également électrique, le rendement exergétique du procédé global est égal au rendement énergétique η_{elec}.

Associés à une perte énergétique de 121 MWh_{th}, les échappements représentent du point de vue de l'exergie 42 MWh_{th} de pertes, soit environ 21 % de l'exergie entrante. La différence est due au niveau de température des gaz détendus, qui restreint leur potentiel de conversion en travail utile. La figure 85 présente également un résultat important lié à la destruction d'exergie au réchauffeur électrique. Le rendement du cycle de restitution étant ici limité, cette destruction d'exergie est aussi élevée que l'énergie électrique restituée par le système. En d'autres termes, on perd dès la phase de charge environ 32 % du potentiel de conversion de l'énergie entrante.

Ceci est dû à la nature du procédé de conversion électricité-chaleur. Il convertit une énergie au potentiel de conversion en travail utile parfait en chaleur à une température de 900 °C, dont le potentiel de conversion est limité par le rendement de Carnot. Pour diminuer ces pertes, il faudrait par exemple augmenter ce niveau de température. Cependant, l'étude bibliographique a montré que ce niveau était déjà proche de la limite de température habituelle des projets de stockage avec de l'air comme fluide caloporteur. Ceci illustre certainement un palier technico-économique important à considérer pour les plus hautes températures. La marge de manœuvre sur ce point est donc réduite.

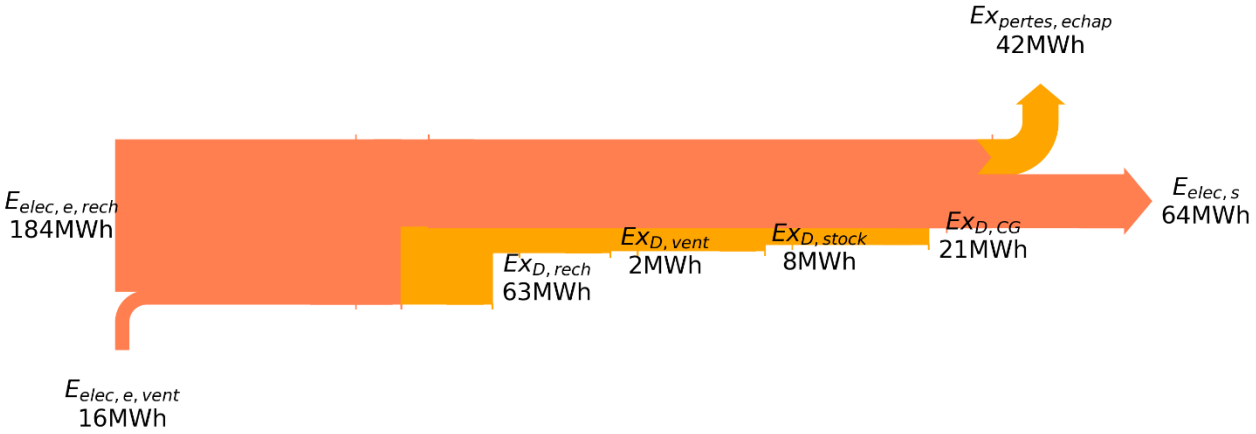


Figure 85. Diagramme de Grassmann exergétique avec décharge en cycle gaz.

Une autre conclusion est la faible part du stockage dans la destruction d'exergie totale du système, qui en fait un composant plutôt performant de ce point de vue. Cette destruction est par exemple moins importante que les destructions liées aux imperfections des turbomachines. Comme cela a été précisé dans la partie III.1.2.2, on peut exploiter le niveau de détail du bilan d'énergie au stockage pour étudier de plus près les différentes contributions à la destruction d'exergie. Ceci est présenté sur la figure 86 pour la charge et la décharge.

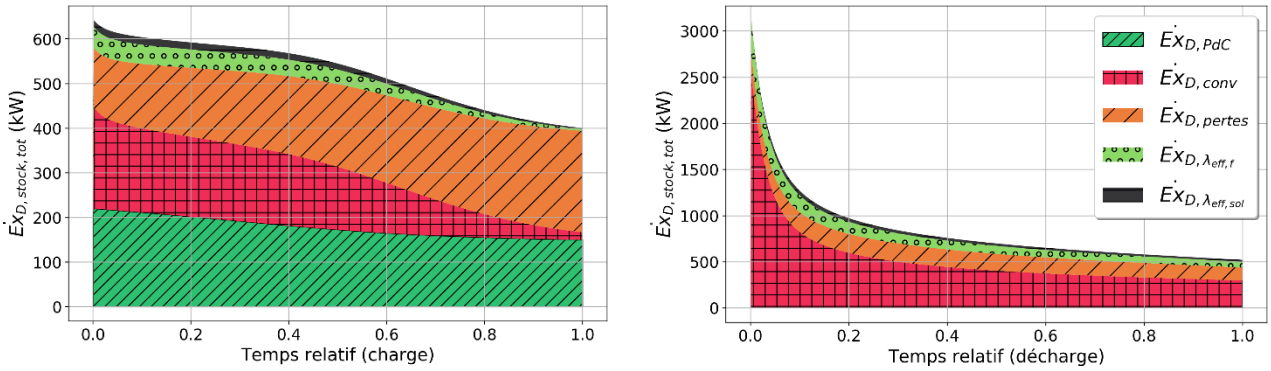


Figure 86. Contributions à la destruction d'exergie en charge (à gauche) et en décharge (à droite) du cas de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz.

En charge, la répartition de la destruction d'exergie est plutôt équilibrée entre les pertes de charge, l'échange convectif et les dissipations thermiques vers l'extérieur. En fin de charge, la part liée à l'échange convectif diminue fortement car le gradient thermique est en bonne partie

extrait de la cuve et la surface d'échange convectif est fortement réduite. La part de dissipations thermiques vers l'extérieur augmente car le stockage voit sa température augmenter au fil de cette phase. Les pertes de charge sont légèrement plus élevées en début de charge car la vitesse locale du fluide varie au cours de cette phase. En effet, le chauffage d'air en circuit fermé entraîne une augmentation de la pression du fluide, qui voit également sa densité varier localement (la densité moyenne de l'air dans le circuit de charge reste constante car la masse est conservée dans cette boucle fermée). La densité étant au dénominateur du calcul de la vitesse, celle-ci suit logiquement un profil inversé. En début de charge, le fluide circule bien plus vite dans la zone chaude que dans la zone froide (figure 87), conduisant à des pertes de charges globales légèrement plus élevées dans le stockage.

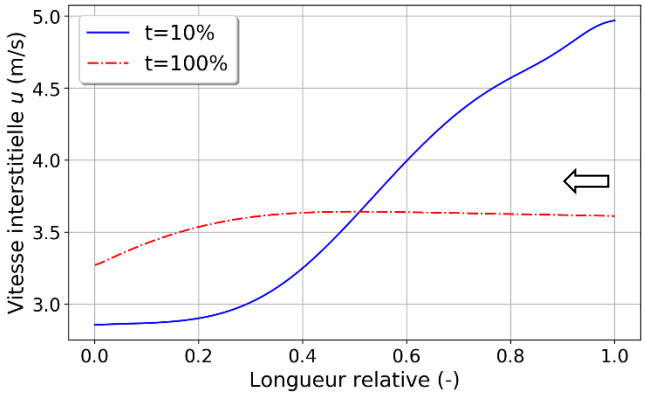


Figure 87. Profil spatial de vitesse interstitielle u dans le stockage en début et en fin de charge (la flèche indique le sens de circulation du fluide).

En décharge, la destruction d'exergie liée aux pertes de charge est négligeable en raison de la valeur nettement inférieure de ces pertes (cf tableau 26). Lors de cette phase, l'échange convectif est le poste le plus important de destruction d'exergie. L'état de fin de charge du stockage implique en effet une température initiale des solides élevée pour la décharge. En début de décharge, l'air froid issu du compresseur rencontre les solides chauds en bas de la cuve, entraînant un transfert avec un écart de température important et des irréversibilités fortes. Cette prédominance de la destruction d'exergie par convection n'est pas présente en charge, car la condition de fin de décharge implique des solides encore chauds en partie haute de cuve (à 850 °C environ). Le transfert avec l'air sortant du réchauffeur à 900 °C implique un plus faible écart de température, et donc moins d'irréversibilités par transfert convectif.

La figure 86 montre également l'impact du terme de diffusion au sein du fluide, qui bien que minoritaire, n'est pas négligeable. Ceci est dû à la contribution λ_{mel} liée à la diffusion par advection locale au sein du lit (cf partie II.9.5 du chapitre II). Ce terme est proportionnel au nombre de Reynolds qui est ici supérieur aux valeurs obtenues sur des installations expérimentales. En l'absence de résultats expérimentaux qui permettraient de traiter un cas à hautes valeurs de nombre de Reynolds, le modèle n'a pas pu être validé sur cet aspect. Cependant, l'influence de ce phénomène dans le bilan exergétique du stockage reste limitée. Les incertitudes associées à la modélisation de cette contribution ne remettent donc pas en cause les résultats obtenus.

III.2.2.5 Pistes d'amélioration des performances

En conclusion de l'étude de ce premier système, deux points apparaissent clairement comme des défauts du point de vue thermodynamique. La destruction d'exergie au réchauffeur électrique, tout d'abord, impacte fortement le bilan d'exergie du système, mais paraît difficilement évitable en raison de sa nature. Le reliquat d'énergie dans les gaz d'échappement constitue quant à lui une perte énergétique et exergétique importante pour le système. Différentes solutions existent pour réduire ce point. On peut par exemple citer l'ajout d'un échangeur récupérateur en sortie de turbine, habituellement imaginé pour préchauffer les gaz en sortie de compresseur, avant leur entrée en chambre de combustion. Toutefois, cela aurait pour conséquence de réduire la différence de température aux bornes du stockage, et donc de diminuer sa densité énergétique. Une autre proposition, étudiée par la suite, est d'utiliser la chaleur restante dans les gaz détendus comme source chaude d'un cycle vapeur. Il s'agit du cycle combiné gaz/vapeur, dont les performances sont détaillées dans la partie suivante.

III.2.3 Décharge en cycle combiné sans combustion

En réponse aux pertes énergétiques et exergétiques importantes liées à la chaleur contenue dans les gaz d'échappement du système précédent, une décharge en cycle combiné est envisagée. La démarche adoptée pour le paramétrage et l'analyse de ce système repose sur le même principe que pour le système précédent.

III.2.3.1 Paramètres de fonctionnement optimaux du cycle de restitution

Le rendement optimal d'un cycle combiné dépend principalement de deux paramètres dans la modélisation adoptée. Le ratio de pression du cycle gaz joue sur les rapports de compression et détente de ce cycle, les pressions d'entrée au compresseur et de sortie de turbine étant fixes. Ce ratio définit notamment, en relation avec la température haute du cycle gaz, la quantité de chaleur restante dans les gaz détendus. Une fraction de cette quantité de chaleur est ensuite puisée au cycle vapeur. Sur ce cycle, le paramètre sur lequel on peut jouer pour faire varier le rendement est la pression de vaporisation. Pour un rendement isentropique de TAV donné, une température d'entrée et une pression de sortie de TAV fixée, la pression en entrée de turbine est contrainte par le titre vapeur limite en sortie de TAV. Le rendement du cycle vapeur est une fonction croissante de cette pression. Néanmoins, les pertes d'échappement à la chaudière de récupération le sont aussi [79]. Il existe donc un optimum. Concrètement, on commence par fixer la valeur de cette pression à la valeur maximale admissible par la TAV, puis on la fait décroître par pas de 1 bar pour atteindre le rendement énergétique optimal de cycle combiné, à ratio de pression du cycle gaz fixé. Un des aspects intéressants du cycle combiné gaz-vapeur est par ailleurs son rendement peu sensible aux pressions du cycle gaz et du cycle vapeur, entraînant un optimum de rendement peu marqué [79]. Avec les paramètres du tableau 20, le cheminement exposé précédemment conduit à trouver pour ce cycle sans combustion les valeurs optimales listées dans le tableau 27.

Paramètres	Valeurs
Rc	10
$P_{e,TAV}$	29 bar
Variables	**Valeurs**
$T_{s,comp}$	315 °C
$\eta_{elec,dech}$	0,433

Tableau 27. Point de fonctionnement optimal du cycle combiné considéré.

Le rendement optimal est meilleur que celui du cycle gaz (+ 9,3 points), grâce à l'ajout du cycle vapeur pour récupérer la chaleur des gaz détendus. Il reste cependant relativement faible et largement inférieur aux rendements habituels des cycles combinés. Cela est dû à la faible température d'entrée en turbine à gaz (900 °C), alors que les systèmes à combustion autorisent des températures bien plus élevées permettant de dépasser sans peine les 50 % de rendement énergétique.

III.2.3.2 Dimensionnement du stockage

Le niveau de pression optimal du cycle combiné est inférieur au cas précédent. Ceci est un premier avantage du cycle combiné pour l'intégration du stockage : en abaissant le niveau de pression conduisant au rendement optimal, il réduit la pression à laquelle sont soumises les cuves et améliore leur faisabilité. Le stockage n'est donc exposé en décharge qu'à une pression de 10 bar, ce qui permet d'augmenter ses dimensions limites à 11 m de hauteur pour 11 m de diamètre (informations fournies par le partenaire industriel). Potentiellement, l'intégralité du volume de stockage nécessaire à l'énergie visée pourrait contenir dans une seule cuve. Cependant, les itérations de dimensionnement montrent clairement que la limite de pertes de charge en phase de charge exclut la préconisation de cuves de trop grandes dimensions. Ainsi, une cuve d'un peu plus de 8,9 m par 8,9 m, suffisante du point de vue de l'énergie, conduit à des pertes de charge au stockage d'environ 0,2 bar en charge. Ceci n'est pas compatible avec les ventilateurs évoqués au chapitre II. Ces organes admettent une perte de charge de 0,3 bar au maximum, ce qui ne laisse que 0,15 bar pour le stockage si l'on retranche les 0,15 bar du réchauffeur. Pour réduire ces pertes de charge, on peut jouer sur la taille des particules solides ou sur la porosité du stockage. Cela aura pour effet de diminuer la fraction de solides dans la cuve et donc de diminuer la densité énergétique. Dans un premier temps, on fragmente simplement le stockage en deux cuves disposées en parallèle.

Un autre effet de la diminution du ratio de pression optimal est la diminution de la température de sortie de compresseur qui augmente l'écart de température aux bornes du stockage (585 °C contre 514 °C, soit + 13 % par rapport au cas précédent). Cela conduit à réduire le volume de stockage nécessaire (-16 %, cf tableau 28). L'amplitude de la diminution du volume est supérieure à l'augmentation de l'écart de température aux bornes du stockage car le taux d'utilisation est également supérieur pour ce cas (cf paragraphe suivant). Il s'agit d'atouts intéressants du cycle combiné par rapport au cycle gaz quant à l'intégration d'un stockage, à température d'entrée en turbine à gaz égale.

Paramètres	Valeurs
H_l	7,16 m
D_l	7,16 m
Nombre de cuves	2 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	577 m^3

Tableau 28. Dimensionnement du stockage thermique du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné sans combustion.

III.2.3.3 Analyse énergétique

De même que précédemment, certaines variables clés du modèle en régime stabilisé sont fournies dans le tableau 29.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 0,11 bar
$E_{elec,e}$	200 MWhe
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 22 mbar
$\eta_{th,charge}$	0,969
$\eta_{elec,dech}$	0,431
$E_{elec,s}$	82,3 MWhe
η_{elec}	0,412
τ_{stock}	0,71
Densité énergétique thermique	336 kWh_{th}/m^3
Densité énergétique électrique	143 kWh_e/m^3

Tableau 29. Principaux résultats du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné.

La puissance de ventilation nécessaire en charge est ici encore importante (17 MWh_e soit 8 % de l'énergie électrique injectée). La conservation d'énergie à l'échelle du cycle entier stabilisé est présentée sur la figure 88.

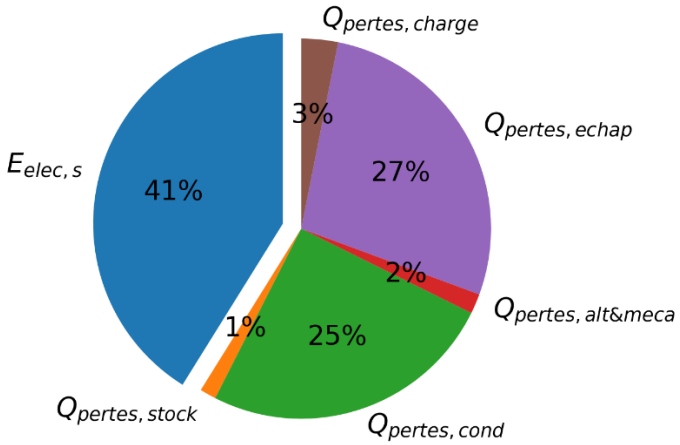


Figure 88. Conservation d'énergie sur un cycle entier pour un système de 200 MWh_e avec cycle combiné sans combustion.

Les résultats sont assez communs si on les ramène à l'étude énergétique des cycles combinés : des pertes importantes ont lieu au condenseur pour fermer le cycle vapeur, et à la sortie de la cheminée de la chaudière de récupération. Les principaux postes d'utilisation de l'énergie injectée en charge sont donc liés au cycle de décharge, ce qui illustre le poids de cette phase sur les performances du système. Le rendement global de décharge du cycle combiné calculé à partir des énergies en jeu est de 43,1 %. Cela se traduit par un rendement électrique global de 41,2 %.

La figure 89 présente les profils de température dans le stockage en fonction du volume pour ce cas et le précédent. Elle montre que la réduction du volume de stockage est due à la combinaison de deux facteurs. En premier lieu, le plus grand écart de température aux bornes du stockage augmente la densité énergétique de ce dernier. De plus, on observe un gradient thermique moins volumineux par rapport au cas avec décharge en cycle gaz qui contribue à améliorer le taux d'utilisation (+ 4,5 points). Le ratio $(H_l/D_l)_{eff}$ défini en équation (132) vaut 0,33 pour le stockage du cas avec décharge en cycle gaz (neuf cuves). Il est de 0,71 pour ce cas avec décharge en cycle combiné (deux cuves). Cela explique le volume réduit du gradient thermique pour ce dernier cas, les critères de fin de charge et de fin de décharge étant les mêmes. En contrepartie, ce ratio effectif plus élevé est aussi responsable de pertes de charge en nette hausse, puisqu'elles sont multipliées par trois en phase de charge dans cette configuration par rapport à la précédente. Par ailleurs, l'adoption d'un nombre de cuves réduit permet de diminuer les dissipations thermiques vers l'extérieur, en diminuant la surface externe totale du stockage. Ceci est également favorable à ce cas avec décharge en cycle combiné.

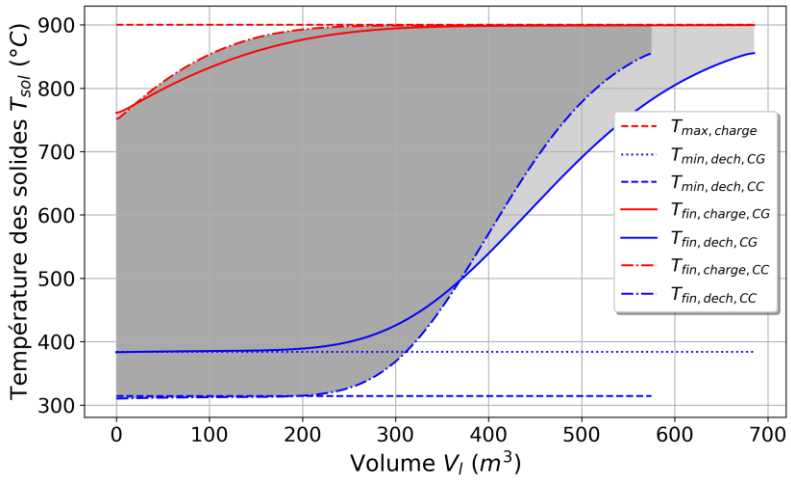


Figure 89. Comparaison des volumes et taux d'utilisation du stockage pour les cas avec décharge en cycle gaz et combiné.

Le modèle du comportement off-design des turbomachines permet de prendre en compte les variations de conditions de sortie du stockage sur le cycle. Au niveau de la turbine à gaz, la pression et la température en entrée sont imposées par le comportement du stockage. La pression de sortie est quant à elle imposée par l'environnement. Un ajustement du débit a donc lieu pour conserver un régime de débit-pression satisfaisant selon la règle du cône de Stodola. Au compresseur, de pression et température d'entrée imposées, cette variation de débit se traduit par une modification du ratio de pression. La pression du cycle gaz est donc directement

liée à la température sortant du stockage, et varie au cours de la décharge. Cependant, cette variation est relativement contenue (d'environ 10 bar à 9,8 bar en fin de décharge).

Associée à la variation de température en entrée de turbine à gaz (figure 90), cette variation de pression conduit à une variation de température en sortie de turbine. Les gaz d'échappement alimentant le cycle vapeur, celui-ci est également impacté par le caractère transitoire de la décharge du stockage. Le rendement du cycle combiné n'est donc pas constant et diminue au cours de la décharge, surtout en fin de phase. Il est représenté sur la figure 93, tandis que la figure 92 représente l'évolution de la température et de la pression en entrée de turbine à vapeur au cours de la décharge.

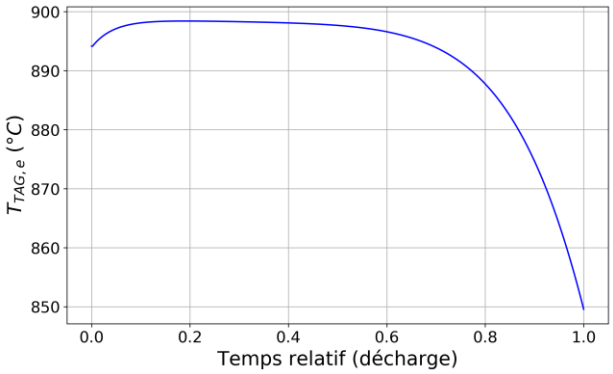


Figure 90. Profil de température en entrée de TAG durant la décharge en cycle combiné.

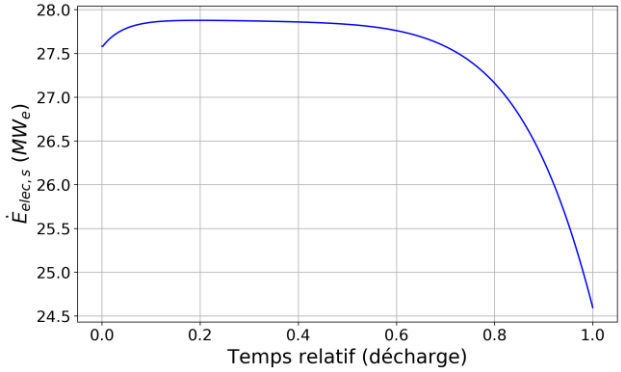


Figure 91. Evolution de la puissance nette en sortie durant la décharge en cycle combiné.

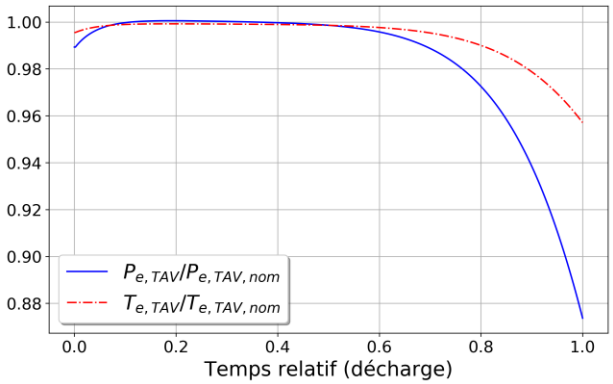


Figure 92. Variation des conditions en entrée de TAV durant la décharge en cycle combiné.

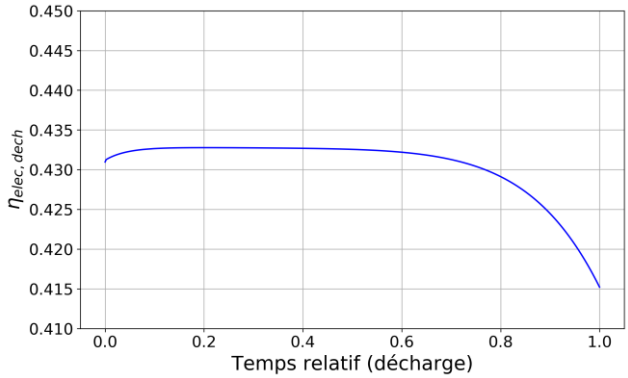


Figure 93. Variation du rendement thermique durant la décharge en cycle combiné.

Après une augmentation en début de décharge due à l'évacuation d'une zone froide crée par les pertes thermiques en haut de cuve, ces variables sont quasi constantes pour une partie de la décharge puis diminuent à partir de 60 % du temps de décharge. Cette valeur correspond au début de l'extraction du gradient thermique de la cuve. L'impact de la décharge du stockage sur la production de vapeur est donc significatif : on remarque par exemple que la production de vapeur surchauffée a vu ses caractéristiques diminuer en fin de décharge (390 °C et 25 bar en sortie de chaudière de récupération). La puissance électrique restituée diminue d'environ 10 % durant la décharge par rapport à sa valeur nominale (figure 91).

Grâce au rendement du cycle combiné, l'énergie électrique restituée augmente de 28 % par rapport au cas précédent. Ceci entraîne une augmentation de 9 points du rendement électrique.

III.2.3.4 Analyse exergétique

La figure 94 représente l'utilisation de l'exergie injectée en charge sur l'ensemble du procédé. Toujours prépondérante, la destruction d'exergie au réchauffeur électrique est significativement inférieure à la production électrique grâce au meilleur rendement de conversion chaleur-électricité. Par rapport au cas précédent, les pertes exergétiques aux échappements sont réduites de quasiment 70 %. Il s'agit d'un avantage décisif du cycle combiné, avec des gaz quittant la chaudière de récupération autour de 198 °C. La perte d'exergie associée reste cependant un poste important par rapport à l'ensemble du système. Sur la figure 94, la perte d'exergie associée à la chaleur dégagée au condenseur a été intégrée à la perte des échappements, ces deux flux représentant une dissipation vers l'extérieur que l'on pourrait récupérer. La part d'exergie perdue au condenseur est cependant très faible (1 % de l'exergie entrante environ). Cela s'explique par la faible température de condensation de la vapeur (autour de 30 °C), qui limite fortement le potentiel d'utilisation de la chaleur associée.

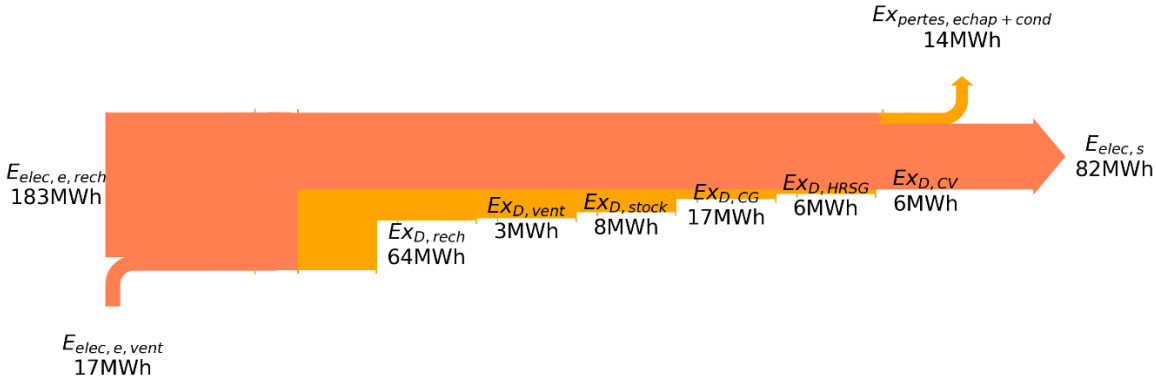


Figure 94. Diagramme de Grassmann exergétique avec décharge en cycle combiné sans combustion.

La destruction d'exergie au stockage est responsable d'irréversibilités égales à celles du cas précédent. La nature des irréversibilités produites est détaillée sur la figure 95.

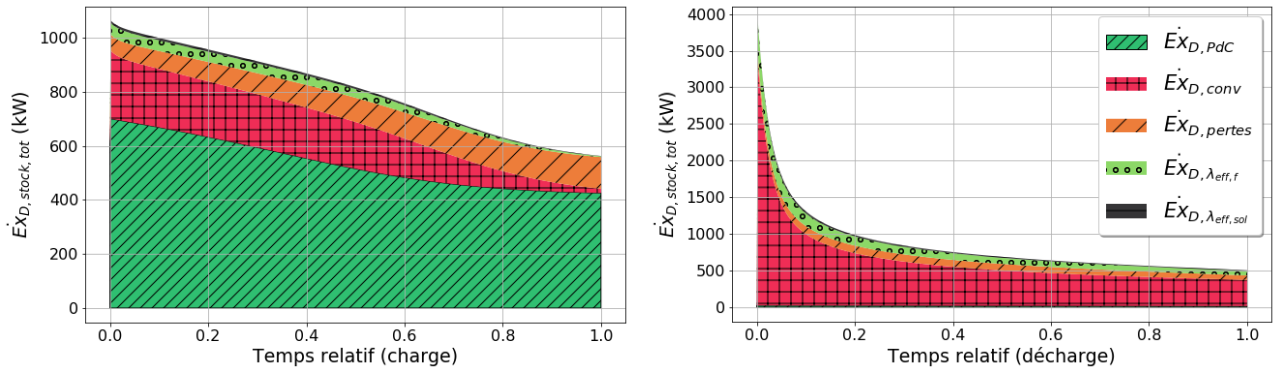


Figure 95. Contributions à la destruction d'exergie en charge (à gauche) et en décharge (à droite) du cas de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné.

En charge, les pertes de charge prennent plus d'ampleur que précédemment. Il s'agit du résultat de l'adoption d'un nombre de cuves réduit. Celles-ci sont plus longues, et le débit qui les traverse est supérieur à celui qui traverse les cuves des cas précédents. En décharge, les profils de destruction d'exergie sont proches du cas précédent, avec un impact moins marqué des dissipations vers l'extérieur lié, de nouveau, à l'adoption d'un nombre réduit de cuves qui minimise la surface d'échange avec l'extérieur. De même que précédemment, la diffusion au sein des solides joue un rôle négligeable dans les phases de circulation du fluide et ne se manifeste comme une source d'irreversibilités significative que lors de la deuxième phase de repos, lorsque le gradient occupe un large volume de cuve. Les destructions d'exergie lors de ces phases de standby ne sont pas illustrées ici. Elles présentent peu d'intérêt, la majeure partie de l'exergie détruite dans ces phases étant liée aux dissipations vers l'extérieur.

Pour comprendre pourquoi le stockage de ce deuxième cas, de configuration différente, conduit aux mêmes irréversibilités globales (8 MWh_{th}), on peut étudier les destructions adimensionnées définies en équation (131). Elles sont illustrées sur la figure 96. Il s'agit ici des destructions totales, intégrées sur l'ensemble d'un cycle. Sur cette figure, il apparait que les irréversibilités de convection, liées à l'écart de température fluide/solide et à l'épaisseur du gradient, sont proches pour les deux cas. Dans le cas du cycle gaz, la diminution des pertes de charge associée à un plus grand nombre de cuves conduit à une nette diminution de ce poste. En revanche, cette diminution est totalement effacée par l'augmentation des irréversibilités liées aux dissipations vers l'extérieur. Cette comparaison montre donc que fractionner le stockage pour diminuer les pertes de charge dans chaque cuve ne conduit pas à une meilleure efficacité globale du stockage. Malgré tout, celle-ci reste acceptable, les irréversibilités au stockage ne dégradant qu'environ 6 % de l'exergie qui y est injectée dans les deux cas.

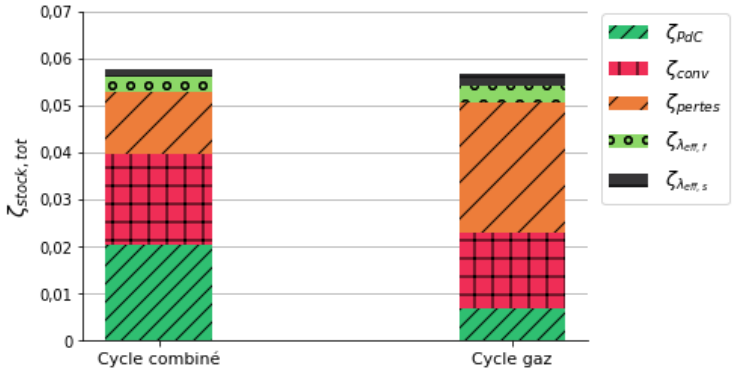


Figure 96. Comparaison des destructions d'exergie totales au stockage, en cycle gaz et combiné.

III.2.3.5 Décharge en cycle combiné à deux niveaux de pression

L'analyse exergétique développée précédemment a montré que la chaleur restante dans les gaz d'échappement reste un poste non négligeable de pertes pour le système. Pour voir dans quelle mesure on peut diminuer ces pertes à l'aide d'une meilleure conception, une décharge en cycle combiné à deux niveaux de pression de vaporisation a été simulée. Evoquée en partie II.4.6, cette solution permet d'obtenir une meilleure récupération de chaleur sur les gaz détendus en réduisant les irréversibilités à la chaudière de récupération. Les paramètres de fonctionnement optimaux de ce cycle à deux niveaux de pression sont présentés dans le tableau 30.

Par rapport au cycle combiné précédent, le rendement énergétique augmente de 1,3 point. Dans la littérature, l'ordre de grandeur mentionné est de 1 à 1,5 point [79]. Le résultat obtenu semble cohérent. Cette alternative de design n'a d'influence que sur le cycle vapeur en augmentant sa puissance produite. Elle n'impacte donc pas le fonctionnement du stockage.

Paramètres	Valeurs
Rc	10
$P_{e,TAV,HP}$	45 bar
$P_{e,TAV,BP}$	5 bar
Variables	**Valeurs**
$T_{s,comp}$	315 °C
$\eta_{elec,dech}$	0,444

Tableau 30. Point de fonctionnement optimal du cycle combiné à deux niveaux de pression.

Le rendement électrique du procédé augmente légèrement grâce à l'augmentation du rendement du cycle de restitution (η_{elec} = 0,423). Le diagramme de Grassmann exergétique lié à cette variante est présenté sur la figure 97. La diminution de la température des gaz d'échappement d'environ 198 à 150 °C entraîne une diminution d'un peu moins de 40 % de la perte d'exergie liée à ces gaz. Grâce à cet ajout, la densité énergétique du stockage passe de 142 kWh_e/m^3 à 146 kWh_e/m^3. Cette augmentation reste modeste et doit être mise en relation avec le coût associé à cette solution, nécessitant trois groupes d'échangeurs supplémentaires.

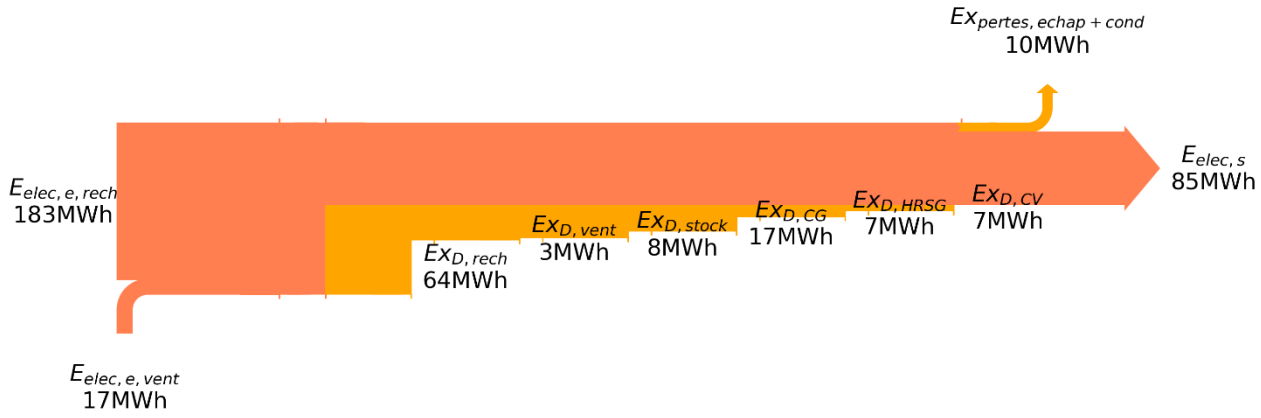


Figure 97. Diagramme de Grassmann exergétique avec décharge en cycle combiné sans combustion à deux niveaux de pression de vaporisation.

III.2.4 Décharge en cycle combiné avec combustion

Le concepteur peut envisager d'ajouter un appoint par combustion au système, par exemple pour l'une des raisons suivantes :

- Compenser la baisse de température en fin de décharge due à l'évacuation du gradient thermique afin d'épuiser complètement le stockage pour augmenter son taux d'utilisation.
- Ajouter de la flexibilité au système et pouvoir assurer une production électrique en toutes circonstances.

- Valoriser plus efficacement l'énergie stockée en profitant du meilleur rendement des systèmes à combustion.

Pour mesurer l'impact énergétique de cette alternative, un système intégrant un appoint par combustion à température modérée (1200 °C) a été simulé.

III.2.4.1 Paramètres de fonctionnement optimaux du cycle de restitution

La recherche du rendement optimal du cycle combiné avec combustion suit la même logique que dans le cas précédent. L'introduction d'un niveau de température supérieur au cycle gaz entraîne l'adoption d'un niveau de pression plus élevé pour optimiser les performances du système.

Paramètres	**Valeurs**
Rc	13
$P_{e,TAV}$	72 bar
Variables	**Valeurs**
$T_{s,comp}$	362 °C
$\eta_{elec,dech}$	0,495

Tableau 31. Point de fonctionnement optimal du cycle combiné avec combustion.

Ce rendement d'un peu plus de 49 % peut paraître faible pour un cycle combiné à combustion. Il est d'abord dû à la faible température de combustion (1200 °C). On peut également citer plusieurs aspects du modèle qui ne sont pas toujours appliqués dans la littérature : par exemple le modèle de Baumann pour la détente en zone humide du cycle vapeur, la prise en compte de rendements mécaniques ou le refroidissement de turbine à gaz. Dans les cycles combinés actuels, le refroidissement des aubages de ce composant est d'ailleurs réalisé à l'aide de la vapeur du cycle de Rankine. Cette possibilité rend le coût du refroidissement quasiment nul. L'article [175] montre par exemple qu'un refroidissement par vapeur peut entraîner un gain de rendement d'environ 2,5 points sur le cycle combiné. Ici, la turbine à gaz est refroidie à partir d'air extrait en sortie du compresseur, ce qui donne une vision légèrement pessimiste du rendement du cycle.

III.2.4.2 Dimensionnement du stockage

Les dimensions limites des cuves de stockage données par le partenaire industriel pour une pression de 15 bar sont ici adoptées, dans la mesure où le niveau de pression est proche. Le stockage est donc fractionné en plusieurs cuves de dimensions réduites, selon les valeurs présentées dans le tableau 32.

Paramètres	Valeurs
H_l	4,60 m
D_l	4,60 m
Nombre de cuves	6 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	459 m^3

Tableau 32. Dimensionnement du stockage thermique du système de 200 MWhe avec décharge en cycle combiné avec combustion.

III.2.4.3 Analyse énergétique

Les principaux résultats du modèle en régime stabilisé sont présentés dans le tableau 33 et le bilan énergétique de ce système est présenté sur la figure 98.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 0,04 bar
$E_{elec,e}$	200 MWh_e
$\Delta P_{stock,decharge}$	~ 22 mbar
$\eta_{th,charge}$	0,972
$\eta_{elec,dech}$	0,495
Q_{comb}	256 MWh_{th}
$E_{elec,s,stock}$	94,8 MWh_e
$E_{elec,s,tot}$	222 MWh_e
η_{elec}	0,474
τ_{stock}	0,96
Densité énergétique thermique	424 kWh_{th}/m^3
Densité énergétique électrique	205 kWh_e/m^3

Tableau 33. Principaux résultats du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné avec combustion.

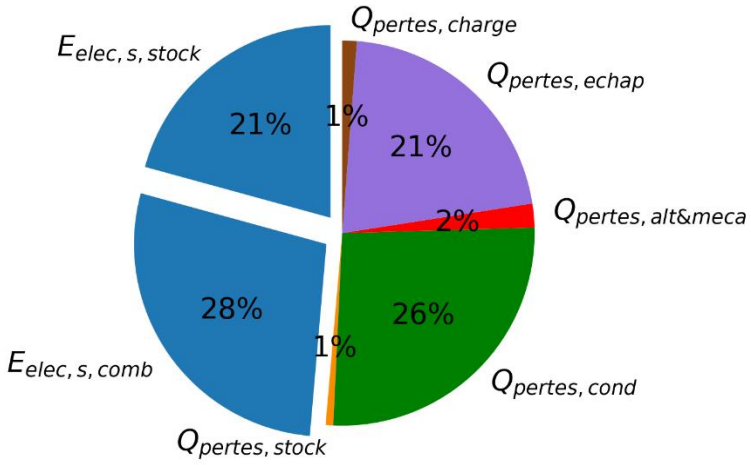


Figure 98. Conservation d'énergie sur un cycle entier pour un système de 200 MWh_e avec combustion.

Le cycle de décharge reçoit deux apports énergétiques : l'un issu de la décharge du stockage, l'autre de la combustion. Pour calculer la quantité d'électricité imputable au stockage thermique (et le rendement électrique associé), le rendement global du circuit de décharge est appliqué à la quantité de chaleur qu'il apporte lors de la décharge. Pour éviter les confusions, la figure 98 précédente assigne l'énergie électrique entrante à l'apport de chaleur dont elle provient.

La combustion permet de maintenir la température d'entrée en turbine à gaz constante. Une légère variation dans le temps des pertes de pression au stockage due à la variation de sa température est tout de même présente (comme dans les cas précédents). Les profils de températures spatiaux dans le stockage sont illustrés sur les figures 99 et 100.

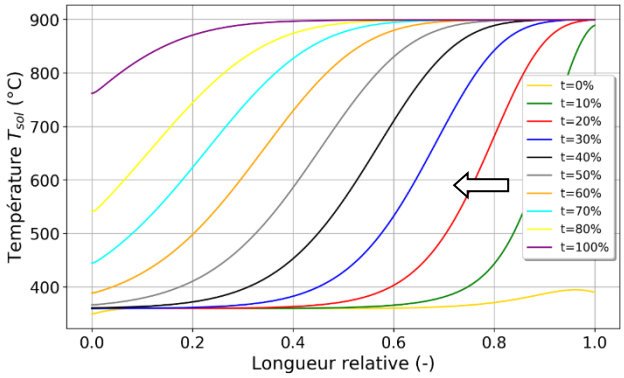


Figure 99. Profils de température à différents instants de charge en cycle combiné avec combustion.

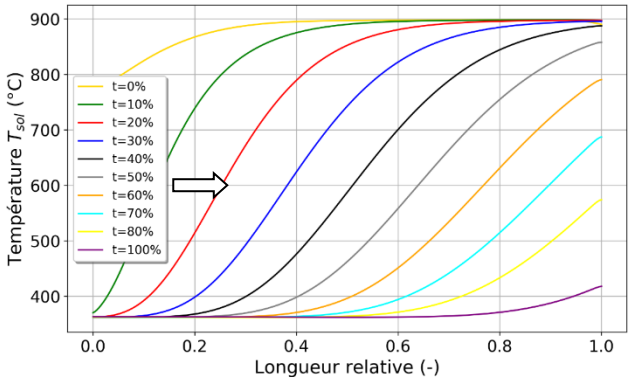


Figure 100. Profils de température à différents instants de décharge en cycle combiné avec combustion.

Concernant la consommation de combustible, elle est multipliée par un facteur de 2,4 durant la décharge, passant d'un débit de combustible de 8 $g_{CH4}/kg_{air,comb}$ à un débit de 19 $g_{CH4}/kg_{air,comb}$ en fin de décharge. Cette consommation de combustible permet d'atteindre un taux d'utilisation des cuves qui tend vers 100 % (figure 101). Ce taux est limité à 96 % principalement par la contrainte de température admissible aux ventilateurs de la boucle de charge, qui ne permet pas d'extraire toute la zone thermocline.

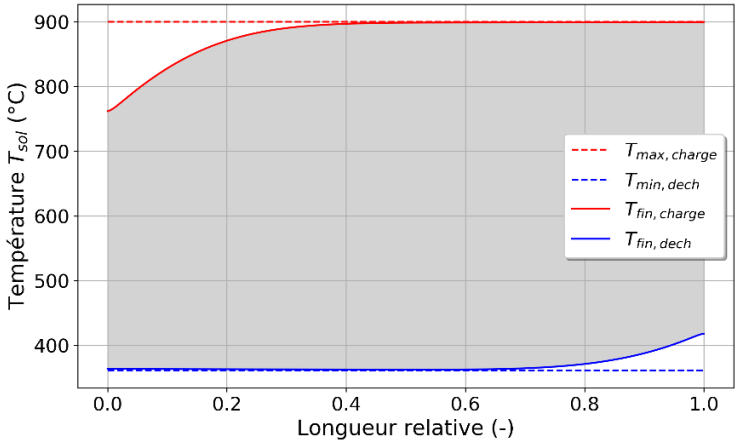


Figure 101. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage pour le cas avec décharge en cycle combiné avec combustion.

La figure 102 représente l'évolution des puissances thermiques transmises par le stockage et la combustion au cours de la décharge. Cette figure montre que la somme de ces deux puissances croît à partir de 60 % de temps de décharge. La température en sortie de brûleur est pourtant constante (1200 °C). Ce résultat peu intuitif s'explique par la réaction de combustion. Lorsque la température de l'air entrant dans la chambre de combustion diminue, le facteur d'excès d'air *FA* de la réaction de combustion diminue (il passe de 7 en début de décharge à un peu moins de 3). Par conséquent, la fraction massique d'H_2O et CO_2 dans les produits de combustion augmente d'après l'équation (14) (figure 103). Or la chaleur spécifique c_p de ces deux composants est nettement supérieure à celle des composants de l'air (O_2 et N_2). Ceci explique qu'à température constante, l'enthalpie des gaz sortant du brûleur augmente en fin de décharge.

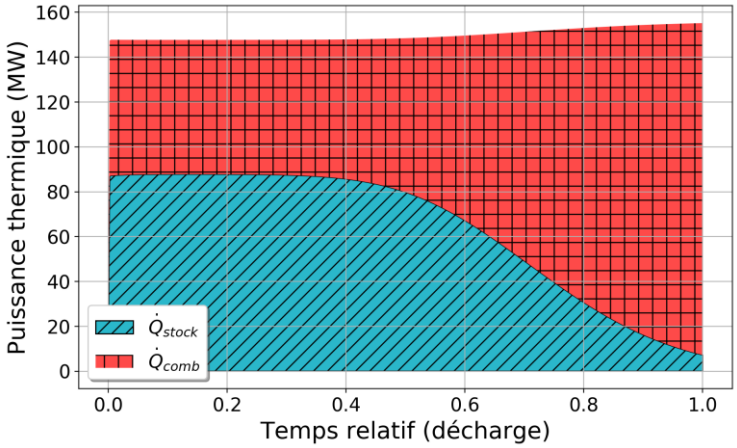


Figure 102. Evolution des puissances transmises par le stockage et la combustion en décharge.

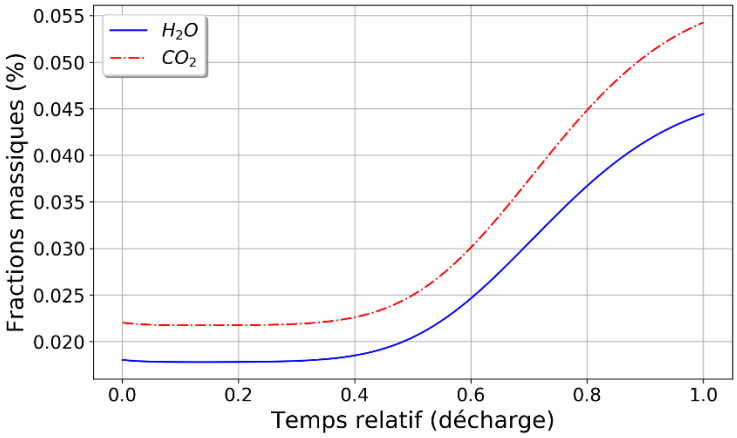


Figure 103. Evolution des fractions massiques des produits de combustion en décharge.

Par conséquent, l'enthalpie de l'air en entrée de turbine à gaz augmente également et la puissance produite par le cycle croît à partir de 60 % de décharge, lorsque la combustion devient prépondérante. Si l'on voulait assurer une enthalpie constante en entrée de turbine, il faudrait diminuer la température de fin de combustion au cours du temps. Cependant, cette température, et non l'enthalpie, est en pratique le paramètre mesuré pour réguler le débit de combustible. De plus, l'influence sur la puissance de sortie est sensible mais limitée (+5 % en fin de décharge). La méthode de modélisation du système avec combustion n'est donc pas remise en question.

En termes de restitution électrique, le rendement électrique est supérieur de 6 % au cas précédent, sans compter la part d'électricité produite par la combustion. Alors que la restitution attribuable au stockage est de 95 MWh_e, la production totale sur un cycle de décharge est de 222 MWh_e, ce qui témoigne d'un positionnement sur le marché de l'énergie différent des cas précédents. On peut par exemple imaginer un système fonctionnant comme un cycle à combustion classique, avec une diminution du combustible consommé grâce aux décharges du stockage, chargé à partir d'énergie renouvelable.

III.2.4.4 Analyse exergétique

Le diagramme exergétique est présenté sur la figure 104. A seulement 1200 °C, l'apport de la combustion est déjà majoritaire, supérieur d'environ 60 MWh à l'énergie électrique injectée en charge. Du point de vue du réchauffeur électrique, des ventilateurs de la boucle de charge ou du stockage, l'impact de cette alternative avec combustion sur la destruction d'exergie est mineur. En revanche, cet ajout modifie en profondeur la répartition de la destruction d'exergie dans le cycle. La combustion est en effet un procédé fortement destructeur d'exergie, ce qui se traduit par un positionnement du cycle gaz comme sous-système le plus important du point de vue des irréversibilités. Pour rappel, la valeur exergétique du combustible est calculée d'après la formule (115) de la partie III.1.2.1.

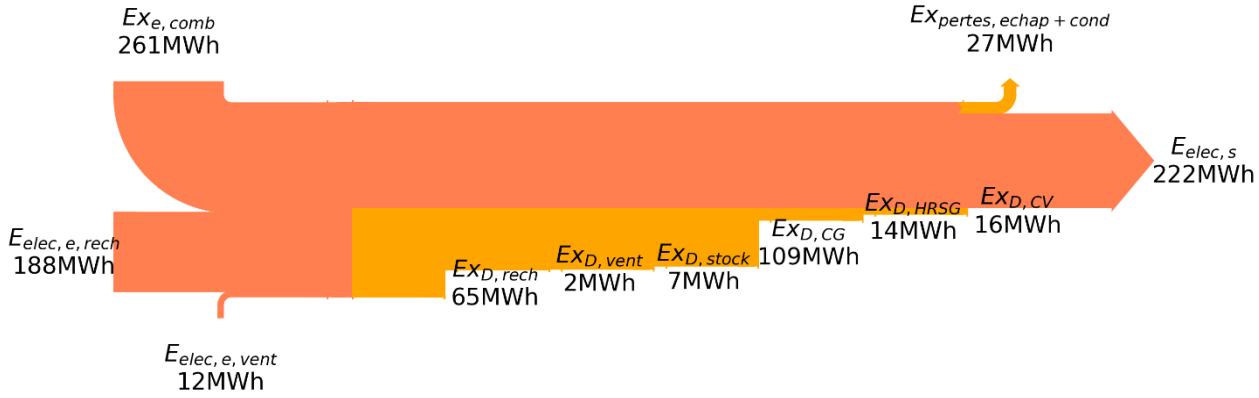


Figure 104. Diagramme de Grassmann de l'utilisation de l'exergie dans le système de 200 MWhe avec combustion.

Ce point est intéressant car il permet de mettre en perspective les aspects exergétiques de la chaleur apportée par le stockage par rapport à la chaleur apportée par combustion. Comme cela est illustré depuis le début de cette étude, le réchauffeur électrique du circuit de charge est un organe au rendement exergétique limité, qui détruit environ 32 % de son exergie entrante. L'appoint par combustion, quant à lui, est responsable d'une destruction d'exergie qui varie au cours de la décharge. Elle est illustrée en figure 105.

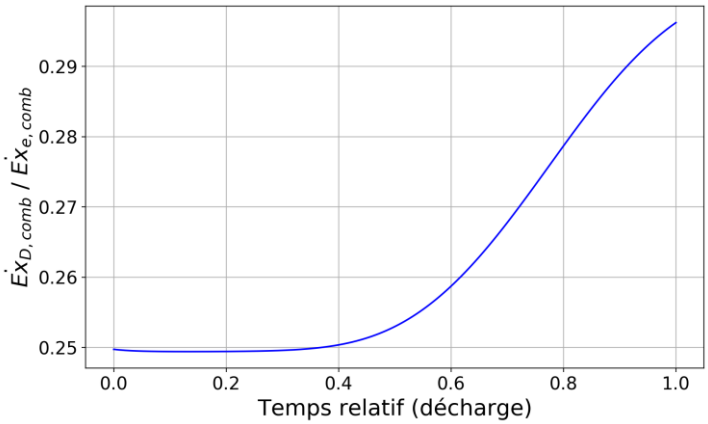


Figure 105. Destruction d'exergie à la chambre de combustion au cours de la décharge.

La valeur de fin de décharge est représentative d'une combustion à partir de la température de sortie du compresseur, tandis que la valeur initiale représente une combustion à partir de la température maximale du stockage (900 °C). On remarque que l'ajout du stockage permet d'augmenter d'environ 5 points le rendement exergétique de la chambre de combustion en préchauffant le comburant (air). De plus, lorsqu'elle est réalisée à partir de la température de sortie du compresseur (comme dans un cycle classique), la destruction d'exergie à la combustion approche 30 % de l'exergie entrante. Elle partage donc l'ordre de grandeur de la destruction d'exergie dans le réchauffeur électrique. Le fonctionnement d'un cycle combiné dans le cadre du système EMR'Stock ne présente, en incluant le procédé de charge, pas plus de destruction d'exergie liée à son apport de chaleur qu'un système à combustion traditionnel.

Enfin, la répartition de la destruction d'exergie au stockage pour cette configuration est présentée sur la figure 106. Cette alternative de conception permet d'observer l'effet de charges et décharges quasi-complètes sur la destruction d'exergie dans le stockage.

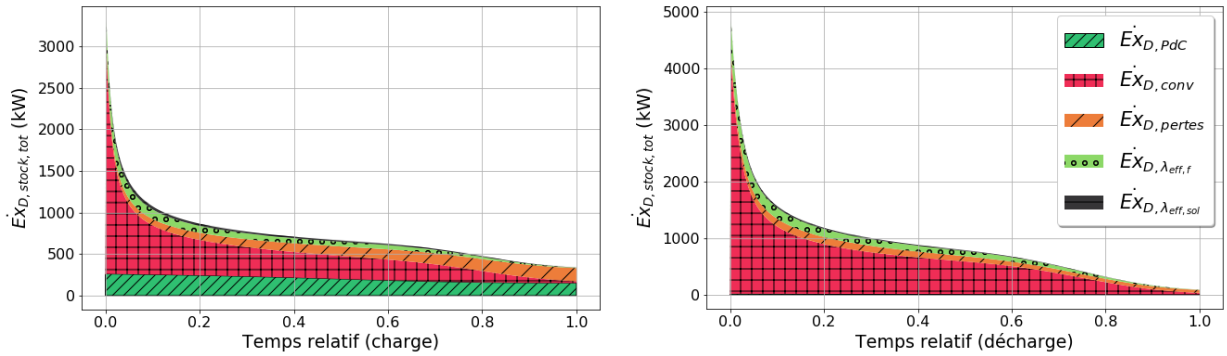


Figure 106. Contributions à la destruction d'exergie en charge (à gauche) et en décharge (à droite) du cas de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné avec combustion.

Les irréversibilités de convection sont bien plus élevées que dans le cas précédent. Le stockage étant chargé et déchargé quasiment entièrement, le transfert avec l'air chaud entrant en charge et l'air froid entrant en décharge se fait avec un écart de température important par rapport aux solides. On peut nettement voir sur ces figures une première phase de formation du gradient au cours de laquelle les irréversibilités de transfert convectif sont fortes, avant de diminuer durant le

parcours du gradient dans la cuve. En fin de processus, le gradient est extrait et les irréversibilités diminuent au fur et à mesure que la surface d'échange et l'écart de température fluide/solide se réduisent. Par rapport aux cas précédents, ce système conduit à des pertes exergétiques faibles durant le repos après décharge, puisque les cuves sont déchargées. Les pertes thermiques sont donc limitées et le transfert par diffusion dans la phase solide est réduit par la quasi-absence de gradient.

A l'échelle du procédé entier, les différentes contributions sont comparées sur la figure 107 avec les cas précédents. Le poids de la convection dû aux charges et décharges complètes apparaît nettement sur cette figure. Cette dernière configuration est cependant celle qui minimise la fraction d'exergie détruite au stockage, notamment grâce à la diminution des pertes thermiques.

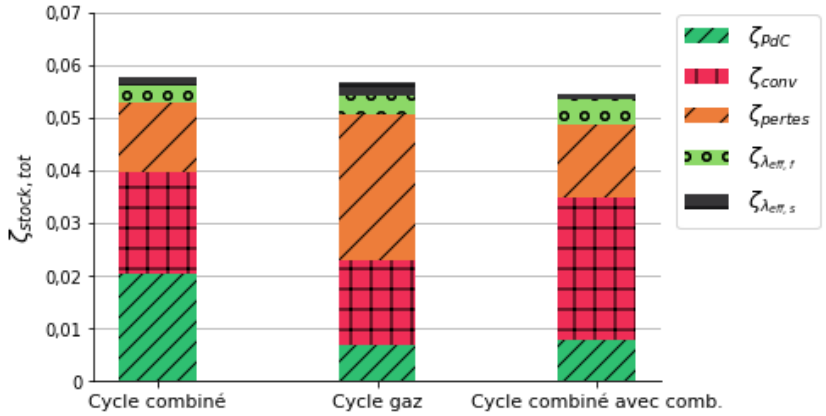


Figure 107. Comparaison des contributions à la destruction d'exergie totale dans le stockage.

III.2.5 Conclusions de l'étude

Pour conclure cette étude comparative de trois architectures de décharge du système, le tableau 34 présente les principales grandeurs et nombres adimensionnels liés à ces trois cas. Ces nombres adimensionnels correspondent aux extremums atteints lors de la charge ou de la décharge.

Variables	Décharge en cycle gaz	Décharge en cycle combiné	Décharge en cycle combiné (comb.)
η_{elec}	0,32	0,41	0,47
τ_{stock}	0,66	0,71	0,96
$T_{max,stock}$ - $T_{min,stock}$	514 °C	585 °C	538 °C
Re_{stock}	360-675	577-1220	473-1300
Nu_{stock}	36-51	47-72	42-77
Densité énergétique électrique	92 kWh_e/m^3	143 kWh_e/m^3	205 kWh_e/m^3

Tableau 34. Récapitulatif des principaux résultats de l'étude à iso-énergie.

Cette étude a montré que les performances du système étudié étaient fortement marquées par le cycle de restitution. La décharge en cycle gaz implique des irréversibilités élevées qui sont

nettement réduites par l'adoption d'un cycle combiné. Au niveau de température considéré, l'ajout d'un cycle vapeur pour former un cycle combiné se traduit par une augmentation d'environ 10 points du rendement électrique. L'ajout d'un appoint par combustion entraîne une amélioration de plusieurs points du rendement électrique, mais il conduit à un système mixte de philosophie particulière. Cependant, il permet d'atteindre un taux d'utilisation du stockage quasiment unitaire en permettant les décharges complètes. Ceci augmente nettement la densité énergétique électrique du stockage.

A conditions de fin de charge et de décharge identiques, le taux d'utilisation du stockage dépend notamment du nombre de cuves considérées. Celui-ci définit le ratio H_l/D_l effectif du stockage, qui influence l'épaisseur du gradient et les pertes de charge. A cause de celles-ci, adopter un nombre de cuves réduit (ou un ratio effectif H_l/D_l élevé) ne conduit pas nécessairement à une diminution des destructions d'exergie au stockage. Celles-ci sont en effet principalement marquées par les pertes de charge et l'échange convectif entre le fluide et le solide. Elles restent néanmoins raisonnables par rapport aux autres postes de destruction d'exergie du système.

III.3 Analyse de sensibilité sur les paramètres du cycle combiné

La plupart des paramètres des cycles modélisés ont été fixés autour de valeurs usuelles issues de la littérature. Cependant, on peut se questionner sur l'impact d'une variation de ces paramètres sur les résultats observés, et mettre ainsi en question les incertitudes liées au modèle. Pour clarifier ces incertitudes, une analyse de sensibilité a été menée sur les paramètres de fonctionnement du cycle combiné avec combustion, qui est le cycle présentant le plus d'options de conception (refroidissement de turbine par exemple). Pour cela, des plages de variation des paramètres ont été définies. Elles correspondent à des extremums crédibles donnés dans la littérature. Le stockage étant associé à de nombreux paramètres, une étude paramétrique à part entière lui est consacrée par la suite (partie III.4). L'analyse présentée ici se concentre donc sur les autres paramètres du système et sur la sensibilité du modèle de cycle combiné.

Une analyse de sensibilité locale de type « One- At-a-Time » (OAT) est réalisée. Dans ce type d'étude, chaque variable d'entrée est modifiée une à une, toutes les autres variables étant fixées à leur valeur de référence ou nominale. Cette méthode permet de cartographier rapidement l'influence des variables d'entrée du système. Elle présente aussi des limites : elle ne rend pas compte de l'influence réciproque que peuvent entretenir les variables d'entrée entre elles. La liste des 24 paramètres d'entrée du modèle de cycle combiné et leurs plages de variation est fournie en Annexe B. De manière pratique, l'analyse est réalisée à partir du logiciel GenOpt qui permet de créer des batchs de calcul paramétrique pour toute plateforme de simulation s'appuyant sur des fichiers texte, comme Dymola. Les sorties étudiées sont le rendement énergétique du cycle, la puissance de sortie et les irréversibilités totales. Les paramètres ayant une influence significative (supérieure à 1 %) sur les sorties étudiées sont présentés dans le tableau 35. Cette influence est mesurée par un indice de sensibilité *SI*. Celui-ci se calcule de la manière suivante pour une sortie du modèle Y et un paramètre d'entrée X_i :

$$SI_{Xi,Y} = \frac{\left|Y_{Xi,min} - Y_{ref}\right| + \left|Y_{Xi,max} - Y_{ref}\right|}{2Y_{ref}} \quad (133)$$

Le tableau 35 montre que les rendements isentropiques des turbomachines du cycle gaz ont un impact majeur sur les performances du cycle. Il paraît donc essentiel de disposer de valeurs précises de ces paramètres pour obtenir des résultats fiables. Dans cette étude, des valeurs usuelles et plutôt conservatives de la littérature ont été utilisées. Il serait cependant intéressant de disposer de données précises d'un fabricant concernant l'évolution du rendement isentropique en fonction du régime de débit-pression dans la turbomachine, considéré constant. Le paramètre *b* du calcul du débit de refroidissement a également un impact fort. Ce résultat illustre la discussion réalisée en partie III.2.4 sur le rendement plutôt pessimiste du cycle avec combustion. Enfin, les écarts d'approche et de pincement n'ont qu'une faible influence, alors que le coût des échangeurs croît fortement lorsque l'on cherche à diminuer ces paramètres. Pour poursuivre cette étude, il faudrait procéder à une analyse plus fine par des méthodes stochastiques. L'influence réciproque de certaines entrées serait ainsi quantifiée par la variation simultanée de plusieurs paramètres.

Variables	$\eta_{elec,dech}$	$\dot{E}x_{D,tot}$	$\dot{E}_{elec,dech}$
$\eta_{is,TAG}$	8,6%	9,2%	8,6%
$\eta_{is,comp}$	3,1%	0,3%	6,7%
η_{meca}	2,6%	2,6%	2,6%
η_{elec}	2,6%	2,6%	2,6%
$\eta_{is,TAV}$	2,3%	2,4%	2,3%
b	2,2%	5,1%	8,0%
ΔP_{comb}	2,2%	2,2%	2,2%
$P_{e,comp}$	1,2%	1,3%	1,2%
$P_{e,cond}$	1,1%	1,2%	1,1%
ΔT_{pp}	1,0%	1,1%	1,0%

Tableau 35. Paramètres les plus influents sur les résultats du cycle combiné avec combustion (sans stockage, classé selon l'influence sur $\eta_{elec,dech}$).

III.4 Analyses paramétriques sur le stockage

Les paramètres de conception du stockage thermique ont été fixés à des valeurs issues des conclusions de l'analyse bibliographique du chapitre I. L'effet des variations de ces paramètres n'est cependant pas toujours intuitif. Plusieurs analyses paramétriques sont menées dans cette sous-partie afin de mesurer ces effets. Ces tests sont réalisés sur le système avec décharge en cycle combiné sans combustion. En effet, le système avec décharge en cycle gaz implique des irréversibilités très élevées, tandis que la décharge avec combustion conduit à un système mixte de philosophie particulière.

Deux approches sont possibles pour cette analyse. La première consiste à conserver le dimensionnement du système de base (débits, volume de stockage…), puis à modifier le paramètre étudié. Les résultats d'une telle analyse conduisent à une comparaison directe des grandeurs impactées par le paramètre varié. Ils entrainent cependant une vision irréaliste du

système, par exemple parce qu'ils induisent des pertes de charge non admissibles ou des températures d'entrée en turbine non acceptables. La deuxième option consiste à redimensionner le système pour respecter le cahier des charges de l'étude, en adaptant le volume de stockage. La comparaison des résultats est alors moins immédiate car plusieurs aspects du système sont modifiés. Cette deuxième option est néanmoins retenue car elle conduit à une vision du système tel qu'il serait conçu si l'on devait modifier le paramètre étudié.

Les principaux résultats de cette analyse paramétrique sont présentés dans le tableau 36 pour les résultats énergétiques du système et sur la figure 108 pour l'approche exergétique du stockage.

Variables	**Cas de base**	**Roches**	**ε = 0,42**	**H_l/D_l = 0,5**	**H_l/D_l = 2**	**D_{sol} = 1,5 cm**	**D_{sol} = 6 cm**	**$T_{max,vent}$ = 600 °C**
Nb cuves	2	2	2	2	7	4	2	2
τ_{stock}	0,71	0,71	0,71	0,67	0,71	0,78	0,57	0,55
Densité électrique (kWh_e/m^3)	144	105 (-27 %)	133 (-8 %)	136 (-6 %)	143 (-1 %)	159 (+10 %)	117 (-29 %)	112 (-22 %)

Tableau 36. Résultats de l'étude paramétrique sur les grandeurs associées au stockage (cas de base : cycle combiné, sphères d'alumine, D_{sol} = 3 cm, H_l/D_l = 1, ε = 0,37, $T_{max,vent}$ = 800 °C).

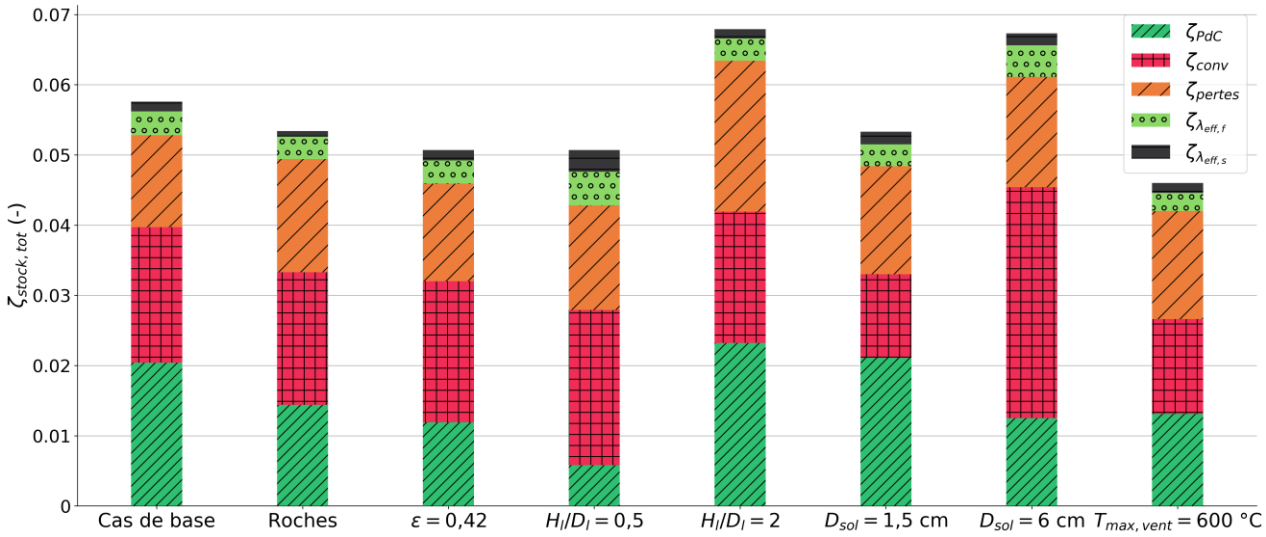


Figure 108. Comparaison des contributions à la destruction d'exergie totale dans le stockage pour l'analyse paramétrique.

L'ajustement des cas simulés pour respecter les contraintes du système est un facteur essentiel de ces analyses. L'adoption d'un ratio H_l/D_l égal à 2 avec le volume du cas de base impliquant des pertes de charge supérieures à 0,4 bar en charge, il a par exemple fallu fractionner ce volume en sept cuves pour respecter cette contrainte. Par ailleurs, tous les paramètres modifiés dans cette analyse n'ont pas les mêmes degrés de liberté. Par exemple, il est difficile d'agir sur la porosité sur une installation expérimentale de grandes dimensions. En revanche, le ratio H_l/D_l ou la dimension des particules solides sont des paramètres de dimensionnement qu'il est possible de définir. Finalement, les volumes de stockage étant ajustés pour obtenir des énergies

satisfaisantes, l'impact de ces analyses paramétriques sur le système global est minime. Cette partie se focalise donc sur le comportement du stockage en particulier.

III.4.1 Changement du matériau de stockage

Dans le cas du remplacement des sphères d'alumine par des roches, la densité énergétique du stockage chute de 27 % en raison du ρc_p inférieur des roches (qui est environ inférieur de 30 % à celui des sphères en alumine considérées). Pour atteindre le même niveau d'énergie, il faut donc environ 30 % de volume de solides (et de cuve associée) supplémentaire. La destruction d'exergie par conduction axiale dans les solides est en légère baisse, grâce à la moindre conductivité des roches. Les cuves de ce scénario étant plus grandes, leurs sections sont aussi supérieures. Le débit circulant dans les cuves étant sensiblement identique au cas de base, il en résulte des vitesses de circulation du fluide réduites. Les pertes de charge sont donc inférieures dans cette conception d'environ 25 % par rapport au cas de base. Par conséquence, la destruction d'exergie au stockage diminue d'environ 8 %. Cette diminution des irréversibilités n'est pas le résultat direct du changement de matériau, mais une conséquence de ce que serait la conception du système si ce matériau était considéré. La réduction de la vitesse de circulation par rapport au cas de base conduit de plus à une stratification similaire, due à l'augmentation du temps de séjour du fluide. Diminuer la vitesse tend en effet généralement à réduire l'épaisseur du gradient, malgré la diminution du coefficient d'échange (qui croît moins vite que la vitesse, comme le montre la corrélation de Wakao et al. introduite en partie II.9.4.1). Ceci se traduit par une destruction d'exergie liée à l'échange convectif à peu près égale pour les deux matériaux. En conclusion, en plus de leur coût réduit, les roches impliquent des conséquences intéressantes sur l'exergie du stockage.

III.4.2 Augmentation de la fraction de vide (porosité)

Du point de vue mathématique, le taux de vide d'un empilement de sphères peut varier entre 0,26 (arrangement cubique à faces centrées) et 0,48 (arrangement cubique) [7]. Néanmoins, la réalité expérimentale ramène la porosité à une fourchette comprise entre 0,36 et 0,40 dans la quasi-totalité des études. La valeur la plus haute relevée est de 0,42 [51]. L'étude bibliographique du chapitre I a par ailleurs montré qu'il ne semblait pas exister de corrélation entre la porosité et le diamètre des particules solides. Il paraît donc pertinent de faire varier ces deux paramètres indépendamment. Etant donné que la porosité est une variable peu maîtrisable dans une cuve de grandes dimensions, une simulation à la porosité maximale constatée (0,42) a été réalisée afin de borner les impacts de cette grandeur sur le fonctionnement du système. L'adoption d'une porosité plus élevée se traduit par une fraction volumique de matériau moindre dans le stockage (0,58 contre 0,63 dans le cas de base, soit -8 %). Le taux d'utilisation n'étant pas modifié (tableau 36), la densité énergétique subit logiquement une variation similaire (-7 %) et le volume de stockage est d'autant plus élevé. L'épaisseur du gradient thermique, proche du cas de base, se traduit par des destructions d'exergie liées à l'échange convectif voisines. Ceci peut de nouveau être attribué à la diminution de la vitesse d'écoulement du fluide due aux cuves plus grandes. La diminution des pertes de charge associée conduit finalement à des résultats sensiblement meilleurs du point de vue de la gestion de l'exergie du stockage (environ -0,7 point).

III.4.3 Modification du facteur de forme des cuves

De tous les cas étudiés, le cas avec ratio H_l/D_l égal à 0,5 implique les destructions d'exergie les plus limitées au stockage (figure 108). Comme dans le cas précédent, la diminution de la destruction d'exergie liée aux pertes de charge l'emporte sur l'augmentation de la destruction d'exergie par transfert convectif. Celle-ci est augmentée par le volume plus important occupé par le gradient thermique, qui se traduit également par un taux d'utilisation diminué de 4 points (0,67 au lieu de 0,71). En effet, le gradient est un peu moins épais dans le cas à ratio H_l/D_l égal à 0,5 (par exemple, en fin de décharge, environ 3,2 m d'épaisseur contre 4,3 m pour le cas de base, cf figure 109). Ceci est lié à la vitesse d'écoulement plus faible, qui augmente le temps de séjour du fluide. En revanche, cette épaisseur de gradient s'applique à une section plus élevée : 66 m² par cuve environ au lieu de 40 m² dans le cas de base. Le gradient occupe donc au global plus de volume (figure 110). Pour stocker la même énergie, il faut davantage surdimensionner le stockage avec un ratio H_l/D_l de 0,5. La densité énergétique du stockage est ainsi inférieure d'environ 6 % dans le cas d'un ratio H_l/D_l de 0,5 par rapport à un ratio de 1.

En somme, lorsque le nombre de cuves est le même, la diminution du ratio H_l/D_l propre à chaque cuve (1 et 0,5 dans ce cas), ou du ratio $(H_l/D_l)_{eff}$ équivalent pour l'ensemble du stockage (respectivement 0,71 et 0,35), conduit donc à la fois à une diminution du taux d'utilisation et de la destruction d'exergie.

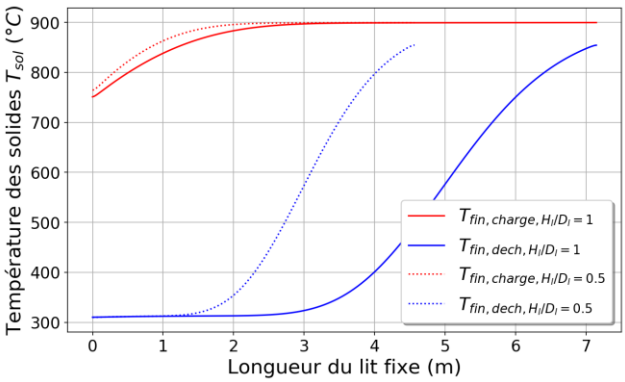


Figure 109. Influence du facteur de forme sur l'épaisseur de la zone thermocline en fin de charge et de décharge.

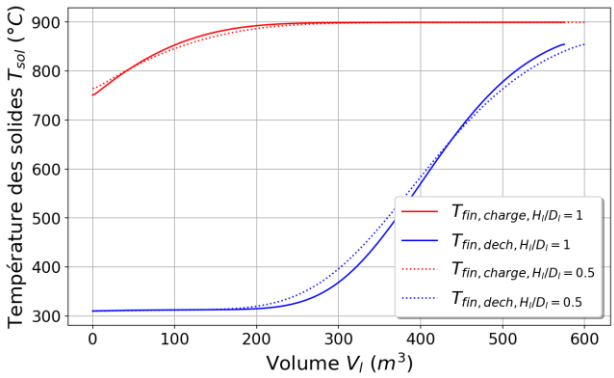


Figure 110. Influence du facteur de forme sur le volume occupé par la zone thermocline en fin de charge et de décharge.

Le cas avec ratio H_l/D_l égal à 2 implique, à l'opposé, les plus fortes destructions d'exergie dans le stockage. Les contraintes du système (limite de pertes de charge dans la boucle de charge) obligent à fractionner le stockage en 7 cuves pour autoriser ce facteur de forme. Ceci entraîne en premier lieu une hausse importante des destructions d'exergie liées aux pertes thermiques (figure 108). Il s'agit d'une conséquence de l'augmentation importante des surfaces en contact avec l'extérieur, associées à l'augmentation du nombre de cuves et à leur facteur de forme égal à 2. De plus, le fractionnement en 7 cuves revient à adopter un ratio $(H_l/D_l)_{eff}$ égal à 0,75, similaire à celui du cas de base (0,71). La hauteur des cuves, la section de passage totale et les vitesses d'écoulement sont donc voisines. La hauteur et le volume occupés par le gradient sont alors similaires, conduisant à un taux d'utilisation analogue. Les profils de température en

fonction du volume ne sont pas illustrés car ils sont par conséquent quasiment superposés à ceux du cas de base.

La prise en compte de l'influence de l'environnement du stockage est essentielle dans cette étude pour mesurer l'impact in situ d'une modification des paramètres de dimensionnement. Cette analyse montre en effet que le ratio $(H_l/D_l)_{eff}$ maximal est borné par la limite de pertes de charge admissible aux ventilateurs du circuit de charge.

III.4.4 Modification du diamètre des particules solides

Le diamètre des particules solides du cas de base a été fixé à 3 cm, une valeur qui semble cohérente avec la littérature pour des cuves de grandes dimensions [24]. L'analyse paramétrique réalisée montre que ce paramètre à un impact majeur sur le taux d'utilisation des cuves. Ceci est avant tout lié à la qualité de la stratification thermique, qui se traduit par une réduction des irréversibilités par convection.

L'influence de la granulométrie des particules sur les profils de température relative θ_{sol} (équation (134)) est illustrée sur les figures 111 et 112.

$$\theta_{sol} \triangleq \frac{T_{sol} - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \tag{134}$$

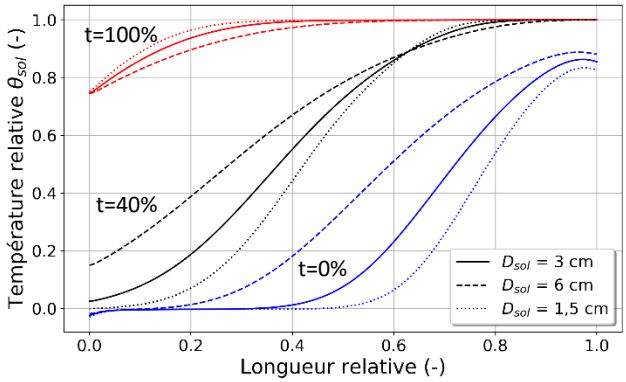


Figure 111. Profils de température en charge pour trois diamètres de particules solides.

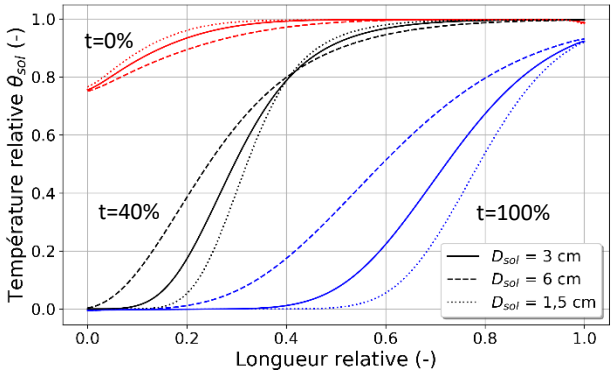


Figure 112. Profils de température en décharge pour trois diamètres de particules solides.

Malgré l'adoption d'un plus grand nombre de cuves rendu nécessaire par les pertes de charge du cas avec un diamètre des particules de 1,5 cm, le taux d'utilisation augmente de 7 points dans cette configuration. La réduction du diamètre des particules diminue significativement les irréversibilités de convection grâce au gradient thermique moins volumineux, et ce, alors que le ratio $(H_l/D_l)_{eff}$ est diminué à 0,5 par le fractionnement en quatre cuves. Les pertes de charge subissent une hausse limitée grâce au fractionnement du stockage. Finalement, ce cas à diamètre de particules faible est un peu plus intéressant que le cas de base (les irréversibilités totales passent de 5,8 à 5,3 % de l'exergie entrante). En revanche, le gain économique induit par l'augmentation du taux d'utilisation des cuves est moins évident à mesurer. Le volume de stockage total est moins élevé que dans le cas de base, mais il est fractionné en quatre cuves au

lieu de deux. Cela peut signifier davantage de soudures à réaliser, et de temps de main d'œuvre à investir pour leur réalisation. A l'opposé, lorsqu'on double le diamètre d'origine des particules, le taux d'utilisation chute d'environ 15 points. Ce dernier cas conduit à des fortes irréversibilités par convection dues à l'étalement du gradient thermique et n'est donc intéressant ni du point de vue énergétique ni du point de vue exergétique.

Par son influence sur le taux d'utilisation et la densité énergétique, il apparaît que le diamètre des particules influence significativement la stratification du stockage. Cela transparait sur d'autres grandeurs du système. La puissance électrique en sortie de cycle combiné, par exemple, est illustrée sur la figure 113. Le choix d'un diamètre de particule réduit conduit à une plage de production à puissance nominale étendue par rapport au cas de base. A l'inverse, un diamètre de particule augmenté diminue drastiquement la durée de production à puissance nominale.

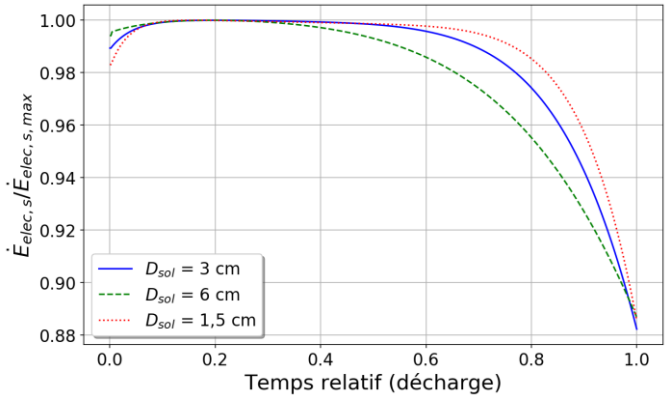


Figure 113. Evolution de la puissance électrique restituée pour trois valeurs de D_{sol}.

III.4.5 Modification de la température admissible aux ventilateurs de charge

La température admissible aux ventilateurs n'est pas un paramètre du composant stockage à proprement parler. Il s'agit cependant d'une contrainte qui dicte l'écart d'enthalpie aux bornes du stockage au cours du procédé. Dans cette étude, ce paramètre a été fixé à 800 °C en se plaçant à la limite des températures admissibles par les ventilateurs commerciaux. Pour vérifier dans quelle mesure ce niveau de température affecte le système, le paramètre a été diminué à 600 °C. Le ventilateur participant activement à la chauffe de l'air en raison des puissances de ventilation importantes, cela correspond à une limite en sortie du stockage à 570 °C environ.

Abaisser de 200 °C la température acceptable au ventilateur entraîne une augmentation de 33 % du volume de stockage nécessaire. Le taux d'utilisation passe de 71 % à 55 % (figure 114), ce qui se traduit par une densité énergétique de 22 % inférieure au cas de base. Du point de vue de l'exergie en revanche, ce cas donne les plus faibles irréversibilités au stockage. Les destructions d'exergie liées à l'échange convectif sont diminuées, principalement en raison d'une valeur moins importante durant la décharge. La stratification n'est pourtant pas meilleure. Cette différence s'explique par la température plus faible rencontrée par l'air sortant du compresseur en entrant dans le stockage. Dans le cas de base, le contact se fait avec des solides ayant une température voisine de 800 °C, alors qu'elle est ici d'environ 600 °C. L'écart de température fluide-solide moins important se traduit par une diminution du poste d'irréversibilités associé (equation (126)).

Il s'agit d'un résultat purement exergétique qui tend à favoriser ce cas sur le plan des irréversibilités de convection.

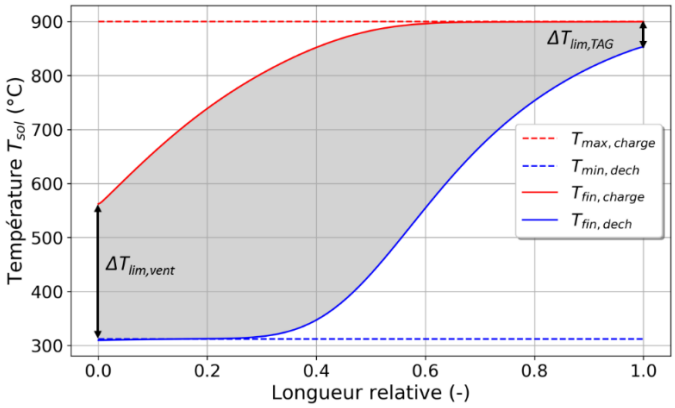


Figure 114. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage pour $T_{max,vent}$ = 600 °C (décharge en cycle combiné).

Comme dans le cas des roches, l'adoption de plus grandes cuves se traduit par une vitesse d'écoulement plus faible qui réduit les pertes de charge. Il s'agit à nouveau d'une conséquence indirecte due au parti pris de ces analyses paramétriques. La diminution des irréversibilités entraîne aussi un surdimensionnement important des cuves dans cette configuration. Une évaluation économique serait nécessaire pour mesurer le poids des économies réalisées grâce aux ventilateurs exposés à une plus basse température. Ce poids doit être mis en relation avec le coût plus élevé du stockage lié à son faible taux d'utilisation.

III.4.6 Définition d'un dimensionnement amélioré

Les analyses paramétriques réalisées ont montré qu'il était possible d'améliorer les deux variables clés du stockage thermique : son taux d'utilisation et sa destruction d'exergie. En particulier, les cas à facteur de forme H_l/D_l égal à 0,5 et à diamètre de particule de 1,5 cm semblent prometteurs. Le premier réduit les irréversibilités du système en jouant principalement sur les pertes de charge. Le second réduit les irréversibilités par une meilleure stratification thermique. La combinaison des deux pourrait permettre d'obtenir un stockage amélioré pour la configuration EMR'Stock. Pour le vérifier, une simulation supplémentaire a été réalisée en combinant ces deux paramètres. La comparaison du point de vue de la destruction d'exergie dans le stockage est fournie sur la figure 115.

La densité électrique du stockage est dans ce cas de 157 kWh_e/m^3. Le taux d'utilisation est de 0,765, en nette amélioration par rapport au cas de base (cf tableau 36). Ce cas optimisé réduit de plus d'un point le taux de destruction d'exergie dans le stockage. La figure 115 montre que cela est lié aux avantages complémentaires apportés par la modification des paramètres en question. Diminuer le facteur de forme réduit les irréversibilités de pertes de charge, avec un coût sur l'échange convectif réduit par l'adoption de particules plus petites.

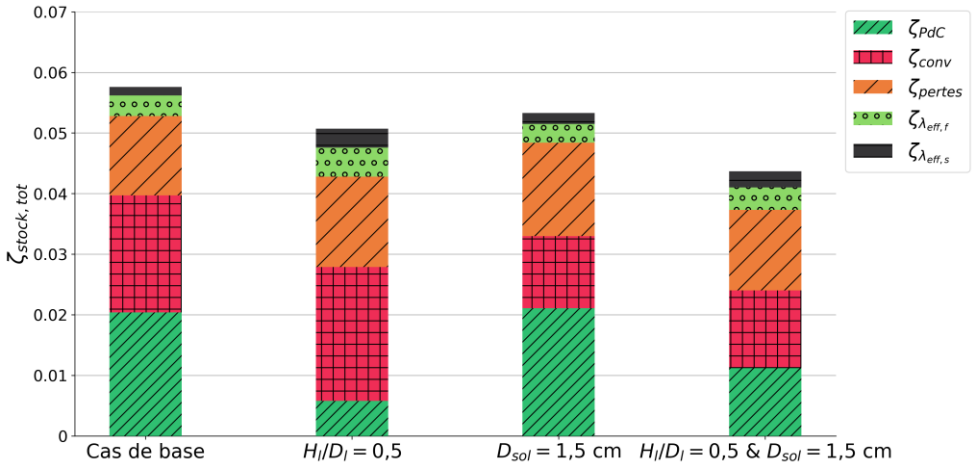


Figure 115. Destruction d'exergie dans le stockage pour le cas amélioré.

III.4.7 Conclusions sur les études paramétriques du système

Dans cette partie III.4, différents paramètres définissant la configuration du stockage ont été analysés. L'accent a été mis sur les performances du stockage, car il semble que les bilans exergétiques à ce niveau de détail ne soient pas fréquents dans la littérature. La recherche d'un optimum thermodynamique pour le stockage n'a pas pu s'appuyer sur un modèle stochastique à cause du temps de calcul nécessaire à la résolution des systèmes en régime cyclique. Néanmoins, cette analyse paramétrique a permis de déceler des tendances générales.

Les résultats obtenus montrent que le taux d'utilisation d'un stockage intégré dans son procédé énergétique dépend en grande partie du procédé en question. Ainsi, différentes alternatives telles que le changement du matériau ou l'adoption d'une porosité plus élevée ne sont pas traduites par une modification du taux d'utilisation. En revanche, certains paramètres comme le facteur de forme de la cuve ou la granulométrie des particules solides jouent un rôle significatif sur le volume de stockage nécessaire. De plus, ces paramètres peuvent affecter les variations dynamiques du système, à l'image de l'influence significative de l'épaisseur du gradient thermique sur le profil de puissance restituée (figure 113).

L'étude a montré que les solutions optimales doivent à la fois traiter les pertes de charge et l'échange convectif fluide/solide. Ainsi, augmenter significativement la granulométrie des solides se traduit par une forte augmentation des irréversibilités de transfert thermique annulant les bienfaits sur le plan des pertes de charge. Grâce à la méthodologie adoptée, un dimensionnement pertinent a pu être déterminé dans le jeu de paramètres étudié. Adopter un facteur de forme réduit (H_l/D_l = 0,5) et une granulométrie faible (D_{sol} = 1,5 cm) permet d'améliorer le taux d'utilisation des cuves, leur densité énergétique et leur bilan exergétique par rapport au cas de base (H_l/D_l = 1, D_{sol} = 3 cm). Il s'agit cependant d'un optimum local qui ne saurait représenter la meilleure configuration possible du stockage. Pour aller plus loin, des méthodes d'optimisation plus avancées, par algorithme génétique par exemple, pourraient être implémentées. Enfin, il convient de rappeler que l'analyse à l'échelle système réalisée dans les parties précédentes montre que les irréversibilités au stockage restent un poste mineur d'irréversibilités du système.

III.5 Discussion sur l'agencement des cuves de stockage

Dans cette partie, toutes les simulations réalisées ont impliqué une disposition en parallèle des modules de stockage considérés. Sans entrer dans des problématiques fines de régulation, on pourrait imaginer augmenter le taux d'utilisation des cuves en les disposant en série. Cela n'est pas possible pour le cas avec décharge en cycle combiné : il a été montré que le stockage devait être fractionné en deux cuves pour respecter la contrainte de pertes de charge aux ventilateurs. La question pourrait néanmoins être posée pour certains cas à plus haute pression, dont les dimensions de cuve sont limitées. Le cas avec décharge en cycle gaz par exemple implique neuf cuves de dimensions modestes dont les charges et décharges ne sont que partielles.

En vertu de la relation d'Ergun (partie II.9.7), les pertes de charge dépendent de la longueur des cuves, mais aussi de la vitesse superficielle. Lorsque deux cuves, à l'origine en parallèle, sont placées en série, cela augmente à la fois la longueur totale du stockage et le débit circulant dans chacune des cuves. Cet aspect implique une double pénalité sur les pertes de charge. Ceci limite fortement les possibilités d'agencement des cuves en série, qui n'est pas possible dans les cas étudiés à moins d'adopter des cuves de faibles dimensions (environ 3 m de diamètre et hauteur). L'étude précédente a cependant montré que le fractionnement de cuves pouvait entraîner une hausse critique des irréversibilités de pertes thermiques.

Une alternative possible pourrait être de charger les cuves en parallèle puis de les décharger en série. Une simulation a été réalisée pour la configuration avec décharge en cycle combiné. Les résultats montrent les limites d'une telle architecture. La figure 116 représente l'évolution de la température en entrée de turbine à gaz. La figure 117 représente (de manière très schématique) l'évolution des gradients thermiques dans ce système à deux cuves de stockage. Pour simplifier les schémas, les gradients sont représentés comme s'ils étaient d'épaisseur négligeable.

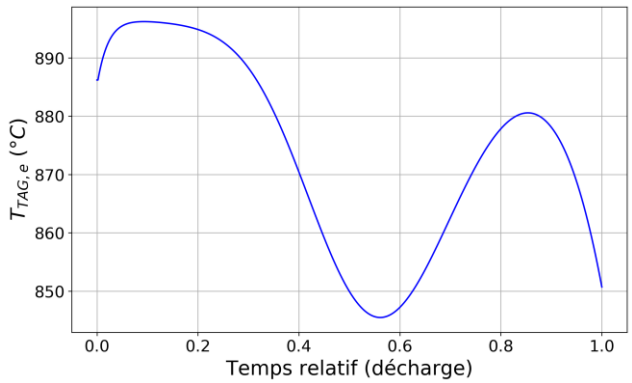


Figure 116. Profil de température en entrée de TAG pour une décharge en série de deux cuves chargées en parallèle.

A l'instant initial, les cuves partagent le même état de charge. Le passage des zones chaudes d'une cuve à l'autre entraîne un profil de température irrégulier en sortie du stockage. Dans les conditions du procédé, la température d'entrée dans ce composant subit une chute d'environ 60 °C (cf figure 116), avant d'augmenter lors de la sortie de la zone chaude C1 (étape 4). Ceci est supérieur à la condition de fin de décharge du cycle sans combustion, qui vise à ne pas dépasser un écart de 50 °C par rapport à la température nominale d'entrée en turbine. La

puissance électrique de sortie du système suit évidemment une variation similaire. En termes de taux d'utilisation, la première cuve tend vers l'unité, tandis que la deuxième affiche un taux médiocre (36 %) en raison de son état de fin de décharge. En moyenne sur les deux cuves, le taux d'utilisation global du stockage est de 67 %. Il n'est donc pas meilleur que la configuration avec charge et décharge en parallèle. Cette alternative de conception n'est pas concluante pour le système proposé, où la contrainte de température sur les ventilateurs ne permet pas de réaliser des charges complètes.

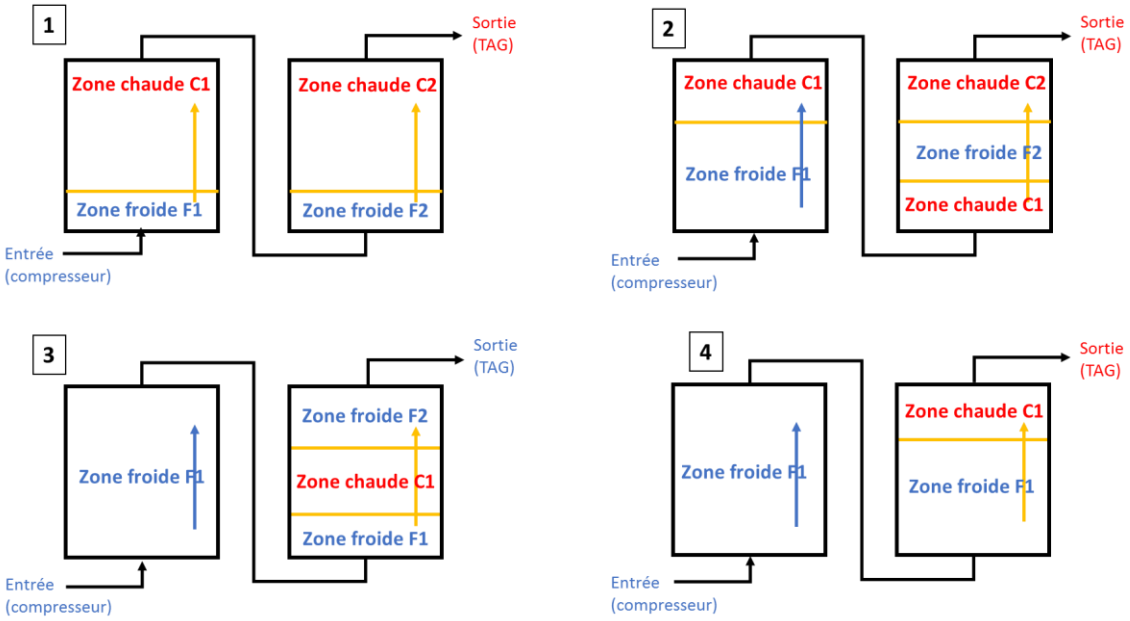


Figure 117. Représentation schématique de la décharge en série de deux cuves chargées en parallèle.

Au fil de cette étude, la limite de pertes de charge dans le circuit de charge est apparue comme une contrainte déterminante du système. Pour atténuer cet aspect, une possibilité pourrait être de réaliser le stockage dans des briques. L'air circulant dans des canaux, ses pertes de charge sont alors très faibles. En contrepartie, le coefficient d'échange convectif est usuellement nettement moins élevé que dans un empilement de matériau assimilable à des sphères. Desrues a par exemple comparé ces deux aspects pour un arrangement de sphères et un écoulement en canaux droits [7]. D'un côté, les pertes de charge sont inférieures d'un à deux ordres de grandeur en matériau organisé. D'un autre côté, l'échange convectif est environ 10 fois supérieur en empilement de sphères. Il est donc difficile de prédire si l'adoption d'un matériau de stockage dit organisé peut se révéler intéressant du point de vue économique.

Par manque de temps et de données de validation, cet aspect n'a pas pu être traité ici. Pour pousser plus loin cette étude, il faudrait fixer une géométrie de briques particulière, en adaptant les coefficients d'échange et données géométriques à ce problème. Une fois cette modélisation validée, l'étude du volume de stockage associé serait possible. A cause de sa géométrie organisée, le stockage en briques est cependant souvent réalisé dans des cuves de section carrée ou rectangulaire. Un point à ne pas négliger est la mise sous pression du stockage en décharge, qui pourrait poser des problèmes mécaniques sur ces cuves non cylindriques. Cette

étude a de plus montré qu'un arrangement en vrac dans le stockage était compatible avec les contraintes techniques admissibles. Il n'y a donc pas d'impasse technique associé à ce choix : cet aspect doit être traité avec soin dans l'étape de dimensionnement du stockage.

III.6 Comparaison avec d'autres technologies de stockage massif

Le rendement électrique et la densité énergétique du système EMR'Stock ont pu être évalués grâce aux calculs de ce chapitre. Ces valeurs permettent de comparer ce concept avec d'autres systèmes de stockage d'électricité. Parmi cette famille technologique, les principaux concurrents du système étudié sont les autres moyens de stockage massif (plusieurs dizaines de MW_e pendant plusieurs heures), comme le stockage par pompage hydraulique, le CAES ou les batteries.

Dans sa configuration sans combustion, le système EMR'Stock atteint un rendement électrique d'environ 42 %. Avec combustion, ce rendement atteint 47 % et pourrait tendre vers 60 % si l'on imaginait élever la température de combustion jusqu'au niveau des centrales modernes. Néanmoins, cette possibilité implique une consommation de combustible qui rend la philosophie du système particulière. D'après les données de la littérature, le stockage par pompage hydraulique atteint des rendements électriques de 70 à 80 %. Sans stockage thermique, le CAES est quant à lui situé aux alentours de 50 % [5]. Il peut monter jusqu'à 70 % voire 90 % si la chaleur issue de la compression est récupérée (AA-CAES) [176]. Ces deux technologies parviennent donc à des rendements électriques supérieurs à ceux du procédé étudié. Elles sont néanmoins soumises à des contraintes géographiques fortes qui freinent leur développement. Le CAES, par exemple, s'est principalement développé autour de deux centrales : Huntorf en Allemagne (1979, 290 MW_e) et McIntosh aux Etats-Unis (1991, 110 MW_e). Le principal frein à son développement vient de la difficulté à trouver des cavernes souterraines capables d'accueillir un stockage d'air sous pression. Le système étudié ne partage pas ces restrictions.

A ce jour, la plus grosse capacité de batterie lithium-ion installée dans le monde est de 129 MWh_e (Australie, 2017). Ce niveau est significativement inférieur à l'énergie concernée par le système étudie (200 MWh_e injectés). Les batteries présentent des effets de coût qui rendent l'accroissement des capacités difficile. Un système basé sur du stockage thermique propose en théorie une diminution des coûts par effet d'échelle lorsque sa capacité augmente. C'est la raison pour laquelle cette technologie a été adoptée comme intermédiaire dans le procédé EMR'Stock. Par ailleurs, les batteries connaissent des problématiques de vieillissement. Le stockage par intermédiaire thermique considéré pourrait fonctionner sans chute notable de ses performances pendant la durée de vie d'une centrale classique (20 à 30 ans).

Finalement, on peut comparer le système avec d'autres technologies moins matures de stockage d'électricité faisant appel au stockage thermique. Le stockage d'électricité par pompage thermique a été évoqué à plusieurs reprises dans cette étude. Dans [8], l'auteur aboutit à un rendement électrique compris entre 56 et 64 %, dépendant du rendement polytropique des machines réversibles. Dans [7], cette grandeur est donnée égale à 67 %, une valeur également obtenue dans [177] pour un système similaire. Cette technologie semble par conséquent plus prometteuse sur le papier. Elle repose en revanche sur des composants moins matures,

notamment en ce qui concerne les machines de compression/détente. Sa faisabilité industrielle à court et moyen terme paraît donc plus coûteuse et moins certaine. Le système EMR'Stock, repose quant à lui sur un maximum de composants standards qui lui donnent une maturité technologique plus élevée (à l'exception du stockage régénératif à haute température).

III.7 Conclusions du chapitre III

Dans ce chapitre III, une étude comparative de plusieurs systèmes permettant d'accumuler une énergie électrique de 200 MWh_e a été menée. Différentes analyses qualitatives et quantitatives ont offert une vision des aspects déterminants du système imaginé. L'analyse exergétique du système a par exemple mis en évidence plusieurs facteurs importants. La destruction d'exergie au réchauffeur électrique est particulièrement prononcée (environ 32 % de l'exergie entrante). Cela conduit à dégrader fortement l'énergie électrique entrante pour pouvoir la stocker dans les modules de stockage thermique. Inhérentes au système étudié, ces irréversibilités ne peuvent a priori pas être réduites sans engendrer des coûts importants, par exemple en élevant le niveau de température maximal du stockage. La boucle de charge est donc le siège de destructions d'exergie significatives.

Le choix du cycle de restitution a un impact certain sur le fonctionnement de stockage qui y est inséré. Il a par exemple été montré qu'en offrant un ratio de pression optimal plus bas à température d'entrée en turbine à gaz donnée, le cycle combiné conduit à une meilleure faisabilité des cuves. Cela peut permettre de réduire le nombre de cuves nécessaires. Par ailleurs, le cycle gaz simple présente de fortes irréversibilités, notamment à cause des pertes aux échappements. Dans ce cycle, la puissance électrique restituée est sensiblement égale à la destruction d'exergie dans le réchauffeur électrique.

D'après les résultats obtenus, l'un des points forts du système proposé est la performance exergétique très satisfaisante du stockage thermique régénératif gaz/solide. Ce composant n'est en effet responsable que d'une faible part des irréversibilités du système. Les principaux moteurs de ces irréversibilités sont l'échange convectif entre le fluide et le solide et les pertes de charge en phase de charge. Les analyses paramétriques ont montré que l'optimisation du dimensionnement du stockage doit résulter d'un compromis entre ces deux postes et son taux d'utilisation. Le dimensionnement de base proposé à partir de l'étude bibliographique semble donner des résultats satisfaisants en regard de ces trois critères. Les études réalisées ont cependant montré qu'il était possible d'optimiser ce dimensionnement en réduisant son facteur de forme et le diamètre de ses particules solides.

En tant que source chaude du cycle gaz, le stockage thermique peut apporter plusieurs avantages. Lorsque la stratification thermique est acceptable, comme dans le cas de base, cela se traduit par une puissance électrique restituée relativement stable. La valeur nominale est maintenue pendant environ 60 % du temps de décharge, avant de diminuer progressivement. La puissance finit par atteindre 90 % de la valeur nominale lorsque la température d'entrée en turbine à gaz diminue de 50 °C par rapport à sa valeur nominale (condition de fin de décharge sans combustion). Si l'on ajoute un appoint par combustion à débit de combustible variable, cette puissance peut être parfaitement maîtrisée. De plus, le stockage offre dans cette situation un

préchauffage de l'air entrant dans la chambre de combustion. Cet atout permet de réduire de cinq points la destruction d'exergie dans cet organe, usuellement critique du point de vue des irréversibilités d'un cycle à combustion. Le coût énergétique de ces bénéfices du stockage sur la combustion est quasi-nul, le rendement de la boucle de charge étant excellent (0,97) et les pertes thermiques du stockage limitées, même avec une isolation moyenne.

L'intérêt du système et son potentiel énergétique ont été identifiés par l'analyse thermodynamique menée dans ce chapitre. Il apparaît que celle-ci ne suffit pas, à elle seule, pour conclure sur certains points déterminants du système. L'ajout de combustion, par exemple, améliore la valorisation de l'énergie stockée et augmente nettement le taux d'utilisation du stockage. Elle implique d'un autre côté une consommation de combustible, donc un coût absent du système sans combustion. La réponse à ce type de problématique requiert l'étude économique du système et de sa rentabilité. Cette méthode est appliquée dans le quatrième et dernier chapitre pour identifier les impacts de certaines possibilités soulevées dans cette étude thermodynamique.

Chapitre IV. Analyse économique

L'étude thermodynamique du chapitre précédent a mis en évidence les performances énergétiques du système proposé et de ses alternatives de conception. Elle a permis d'identifier les principales pertes énergétiques et les imperfections thermodynamiques du procédé. L'influence de la combustion et de l'architecture du cycle de restitution ont par exemple été quantifiées du point de vue thermique. Cependant, l'étude des systèmes de conversion d'énergie nécessite souvent d'intégrer d'autres critères. L'impact environnemental du système, de sa conception à sa fin de vie, peut par exemple être cité, de même que son intérêt économique.

De nombreuses variantes ont été étudiées au chapitre III : le changement de matériau de stockage, la possibilité d'un appoint par combustion, la décharge en cycle gaz… L'impact énergétique de ces possibilités doit être mis en relation avec leur coût afin de converger vers un système offrant la meilleure réponse au cahier des charges. Une analyse économique a donc été menée sur quelques-uns des systèmes étudiés au chapitre III. Pour cette étude, le positionnement du système est différent de celui adopté précédemment : la réflexion est menée sur la puissance restituée plutôt que sur l'énergie stockée.

Le système EMR'Stock à 60 MW_e restitués répond aux mêmes fonctions que le système à 200 MWh_e chargés étudié au chapitre III. En termes de partis pris sur le dimensionnement, il correspond à un positionnement du système sur le marché de l'énergie. Ce positionnement implique de considérer le stockage comme une variable d'ajustement permettant de remplir un contrat impliquant la vente de 60 MW_e, 300 jours par an, sur un pic de consommation du réseau de trois heures. Les paramètres de dimensionnement suivent les valeurs définies pour l'étude précédente (tableaux 20, 21 et 22 du chapitre III).

Après avoir présenté le principe de l'analyse économique, la méthodologie appliquée est détaillée. Le modèle économique mis en place est ensuite validé par comparaison avec des résultats de référence. Enfin, cette étude économique compare différents cas et identifie ceux qui sont les plus pertinents du point de vue financier.

IV.1 Méthode et définitions

L'analyse économique d'un système innovant n'est pas aisée car celui-ci repose généralement sur des éléments peu communs dans leur nature ou dans leur agencement. Si le système EMR'Stock n'échappe pas à la règle, il s'appuie néanmoins sur un grand nombre de composants standards et matures, à l'image des organes du cycle thermodynamique de restitution. A ce titre, il est donc adapté à l'évaluation économique au travers de fonctions de coût de la littérature.

IV.1.1 Généralités sur l'analyse économique des cycles thermodynamiques

Avec l'émergence de nouvelles solutions de stockage thermique d'énergie ou d'électricité, de nombreuses études visant à positionner économiquement ces solutions sont apparues. Un système tel que le stockage d'électricité par pompage thermique, illustré dans la partie I.5.2.1, a par exemple été estimé économiquement dans [8], [177]. En matière de cycles gaz et de cycles combinés, de nombreuses études thermoéconomiques s'appuient sur les fonctions de coût développées par Frangopoulos et al. au début des années 90. Elles sont par exemple présentées dans [178]. Par la suite, plusieurs auteurs ont repris ces modèles et en ont adapté les coefficients ou la méthode de calcul pour tenir compte des évolutions technologiques, notamment des turbomachines [179]. Une étude d'optimisation d'un cycle combiné basée sur un compromis entre coûts d'investissement et coûts de fonctionnement a par exemple été effectuée sur la base de cette approche dans [180].

Pour atteindre une précision fine, la modélisation économique d'un système thermique de grande échelle doit reposer sur des données récentes issues d'industriels du secteur. En effet, le coût des composants et les coûts indirects évoluent constamment, et les effets d'échelle peuvent être prononcés. Le coût et les revenus potentiels d'un tel système font pourtant partie des premières questions posées au concepteur. Pour ce type d'étude en amont de la définition précise du procédé, une précision de ± 20 % est jugée acceptable [181]. L'étude de ce chapitre est principalement basée sur les travaux de Spelling et Pelster [10], [179]. Dans sa thèse, le premier a réalisé l'analyse thermoéconomique d'un système hybride gaz solaire intégrant un stockage thermique. Le second a étudié l'optimisation de cycles combinés intégrant de la cogénération. La méthodologie appliquée et les indicateurs en jeu sont explicités par la suite.

IV.1.2 Indicateurs de performance économique

Cette étude se base principalement sur le calcul du LCOE, ou Levelized Cost Of Energy (coût actualisé de l'énergie). Celui-ci définit le prix minimal auquel l'énergie produite doit être vendue pour arriver à l'équilibre financier sur la durée de vie du projet. Plus le LCOE est bas, meilleure est la rentabilité du système. La définition du LCOE de Spelling, 2013 [10] est adoptée dans cette étude :

$$\mathrm{LCOE} = \frac{\alpha \mathrm{C_{inv}} + \beta \mathrm{C_{dec}} + \mathrm{C_{oper}} + \mathrm{C_{maint}} + \mathrm{C_{RH}} + \mathrm{C_{CO_2}}}{\mathrm{E_{elec,s,annuel}}} \quad (135)$$

Cette formule fait appel aux variables suivantes :

- C_{inv} : investissement nécessaire pour construire le système.
- C_{dec} : coûts liés au démantèlement du système.
- C_{oper} : coût annuel de fonctionnement.
- C_{maint} : coût annuel de maintenance.
- C_{RH} : coût annuel de la main d'œuvre travaillant sur le site.
- C_{CO_2} : coût annuel de la taxe carbone (dans le cas d'un système avec combustion).
- $E_{elec,s,annuel}$: énergie électrique produite par an.

Par rapport à la définition originale de Spelling, le dernier terme relatif à la taxe sur les rejets de dioxyde de carbone a été ajouté dans la formule (135). D'une valeur de 30,5 € par tonne de CO_2 aujourd'hui, cette taxe doit augmenter jusqu'à 56 € à l'horizon 2020 et 100 € à l'horizon 2030 d'après la loi française sur la transition énergétique [182].

A l'inverse des autres coûts inclus dans cette équation, les coûts d'investissement et de déconstruction ne sont pas annuels. Ils doivent donc être traduits en annuités pour avoir la même dimension que les autres variables de l'équation (135). Pour cela, les variables α et β ont été introduites par Spelling. Elles convertissent ces coûts en annuités nécessaires pour rembourser le prêt initial et accumuler suffisamment de capital pour financer le démantèlement [10]. Ces variables sont définies de la façon suivante, en incluant la durée de vie de la centrale n_{op} :

$$\alpha \triangleq f_{con} \frac{i(1+i)^{n_{op}}}{(1+i)^{n_{op}}-1} + k_{ins} \tag{136}$$

$$\beta \triangleq f_{dec} \frac{i}{(1+i)^{n_{op}}-1} \tag{137}$$

Le facteur f_{con} représente l'intérêt à rembourser qui s'accumule pendant la durée de construction de la centrale. Plus cette durée est longue, plus la centrale devra générer de revenus par la suite pour compenser ces pertes financières. A l'inverse, f_{dec} est un facteur permettant d'inclure les effets de la durée de démantèlement. Plus celle-ci est longue, plus ces coûts peuvent être étalés et plus le LCOE diminue. Ces deux facteurs sont exprimés ci-dessous (ils sont également issus de [10]) :

$$f_{con} \triangleq \frac{(1+i)^{n_{con}}-1}{i\, n_{con}} \tag{138}$$

$$f_{dec} \triangleq \frac{(1+i)^{n_{dec}}-1}{i\, n_{dec}(1+i)^{n_{dec}-1}} \tag{139}$$

i représente l'intérêt du prêt contracté, et k_{ins} le taux d'assurance de la centrale. Si les durées de construction et de déconstruction sont égales à un an, les facteurs f_{con} et f_{dec} deviennent égaux à un et les équations (136) et (137) sont simplifiées.

Par rapport à la définition du LCOE énoncée en (135), on ne tient pas compte ici du coût C_{RH} de la main d'œuvre employée sur le site. En effet, à ce stade de définition du projet, cette variable semble aléatoire. On peut de plus concevoir que ce coût soit du même ordre de grandeur sur tous les systèmes étudiés. Sa valeur est par ailleurs peu significative dans les résultats de [10].

On ne peut appliquer la formule (135) qu'à condition de supposer que l'électricité utilisée pour charger le système est gratuite. Il faudrait autrement inclure le coût associé dans cette expression car il n'est pas inclus par défaut dans les coûts opérationnels C_{oper}, au contraire du coût du gaz brûlé en présence de combustion. Cette hypothèse reviendrait à connecter par exemple le système EMR'Stock en sortie d'un moyen de production massif d'électricité issue d'énergies renouvelables déjà amorti. Cela signifie qu'il n'y a pas de coût opérationnel lors de la charge du système. Une discussion sur ce point est réalisée en partie IV.3.6, dans laquelle un coût actualisé du stockage (LCOS) intégrant le coût de l'énergie chargée est défini.

En matière de stockage, un autre indicateur économique régulièrement calculé est le coût de l'énergie stockée, en euro ou dollars par kWh_e [177].

$$C_{kWh} \triangleq \frac{C_{inv}}{E_{elec,s}} \tag{140}$$

$E_{elec,s}$ étant l'énergie électrique restituée par le système sur un cycle. Cet indicateur peut être calculé sur l'énergie électrique issue du stockage, ou sur celle issue du stockage et de la combustion. Ces deux indicateurs étant définis, la méthode adoptée pour calculer les coefficients de l'équation (135) peut être détaillée.

IV.2 Méthode d'évaluation des coûts du système

L'introduction de la démarche d'analyse économique dans la partie précédente a mis en évidence la nécessité d'évaluer un certain nombre de coûts apparaissant dans l'équation (135). Leur détermination est basée sur une étude des fonctions de coût de la littérature scientifique. La partie qui suit est librement adaptée des thèses [10] et [179] qui suivent des démarches similaires. Après avoir décrit ces fonctions, cette section se termine par une validation des modèles économiques introduits, avant de présenter les résultats de l'étude paramétrique.

La plupart des expressions utilisées dans cette étude expriment des coûts en dollars américains (USD, notés « $ »). Seul le coût du combustible, de la taxe carbone et du réchauffeur électrique sont connus en euro. Pour minimiser les conversions monétaires, ces trois coûts sont convertis en dollars à l'aide d'un taux de conversion de 1,18 dollar pour un euro. Ce taux est sensiblement égal au taux de conversion moyen sur l'année 2017-2018. Les résultats proposés dans cette étude sont donc exprimés en dollars.

IV.2.1 Investissement et coût des composants

La variable C_{inv} introduite en équation (135) représente le coût d'investissement du système. Celui-ci se détaille de la façon suivante [10] :

$$C_{inv} = \sum C_{eqp} + C_{inst} + C_{civil} + C_{GN} + C_{ing} + C_{aléas} \tag{141}$$

avec :

- C_{eqp} : coût d'achat des équipements du système.
- C_{inst} : coût d'installation et de pose des équipements.
- C_{civil} : coût du génie civil sur le site d'implantation.
- C_{GN} : coût du raccordement au gaz naturel.
- C_{ing} : coût de l'ingénierie associée au projet.
- $C_{aléas}$: coût des aléas et des imprévus.

Par ailleurs, ces coûts ne sont pas indépendants et peuvent être ramenés à un nombre réduit d'inconnues, conformément aux explications ci-après.

IV.2.1.1 Installation des équipements

Le coût d'installation est considéré dans l'ouvrage [183] comme étant généralement compris entre 25 et 55 % du coût des équipements. La première valeur est considérée dans cette étude, car le système proposé est de grande ampleur. Des économies d'échelle peuvent certainement être réalisées. La valeur de 20 % retenue dans [10] permet par exemple de justifier ce choix.

$$\mathrm{C_{inst}} = 0{,}25 \sum \mathrm{C_{eqp}} \tag{142}$$

IV.2.1.2 Génie civil

Afin de prendre en compte les effets d'échelle dans le coût du génie civil, une corrélation liant ce coût à la puissance de la future centrale est adoptée. La forme de cette corrélation donnée par l'équation (143) est issue de [179]. Cependant, il semble y avoir une confusion entre [179] et [10] concernant les coûts de référence à prendre en compte. Les données proposées dans le rapport de l'U.S Energy Information Administration, fréquemment actualisées, semblent donner des ordres de grandeur cohérents [184].

$$\mathrm{C_{civil}} = \mathrm{c_{ref,civil}} \left(\frac{\dot{\mathrm{E}}_{\mathrm{elec,s}}}{\dot{\mathrm{E}}_{\mathrm{elec,s,ref}}} \right)^{0,8} \tag{143}$$

$\dot{E}_{elec,s}$ représente la puissance électrique du cycle combiné. La corrélation implique un coût de référence $c_{ref,civil}$ et une puissance électrique de référence $\dot{E}_{elec,s,ref}$. Deux jeux de valeurs sont pris en compte en fonction du système considéré (tableau 37).

Cycle	$c_{ref,civil}$	$\dot{E}_{elec,s,ref}$
Combiné	49,1 M$	702 MW_e
Gaz	6,6 M$	100 MW_e

Tableau 37. Coûts de référence pour le génie civil en fonction du cycle considéré [184].

Le coût de référence donné ci-dessus pour un cycle combiné concerne un niveau de puissance sans commune mesure avec la puissance visée dans cette étude (60 MW_e). Pour une centrale de 100 MW_e, l'application de l'équation (143) pour un cycle combiné aboutit à un coût de 10,3 M$. Cette valeur est proche de celle que l'on obtient à partir des coefficients proposés dans [10] (10,9 M$). On vérifie surtout que le coût de génie civil d'un cycle combiné est bien supérieur à celui d'un cycle gaz, à puissance équivalente.

IV.2.1.3 Raccordement au réseau de gaz naturel

Les études [10], [179] tiennent compte d'un coût lié au raccordement de la nouvelle centrale au réseau de gaz naturel. En effet, en cas d'implantation sur un terrain vierge, le réseau de canalisations nécessaires doit être installé. Une station de détente ramenant le gaz naturel de la pression du réseau à celle de la chambre de combustion est également nécessaire. Evidemment, ce coût n'est pas pris en compte si le système ne compte pas d'appoint par combustion. On distingue donc deux cas :

$$C_{GN} = C_{branch} + C_{station} \text{ (système avec combustion)} \quad (144)$$

$$C_{GN} = 0 \text{ (système sans combustion)} \quad (145)$$

Pour ces deux termes, les relations sont les suivantes, d'après des données de référence recueillies dans [179] :

$$C_{branch} = c_{ref,branch,1}\left(\frac{\dot{m}_{CH_4}}{\dot{m}_{GN,ref}}\right)^{0,7} + c_{ref,branch,2} \quad (146)$$

où $c_{ref,branch,1}$ vaut 219 000 $ et $c_{ref,branch,2}$ vaut 221 000 $ pour un débit de combustible de référence $\dot{m}_{GN,ref}$ de 14,4 kg.s^{-1} [179]. La notation $\dot{m}_{CH_4}$ a été adoptée pour le débit de combustible consommé par la centrale en cas d'appoint par combustion, l'hypothèse d'une combustion complète de méthane dans la chambre de combustion étant toujours appliquée ici. Dans la formule suivante, $c_{ref,station}$ est considéré égal à 1,3 M$ pour le même débit de combustible de référence :

$$C_{station} = c_{ref,station}\left(\frac{\dot{m}_{CH_4}}{\dot{m}_{GN,ref}}\right)^{0,7} \quad (147)$$

IV.2.1.4 Ingénierie, gestion de projet et aléas

En s'appuyant notamment sur des rapports rédigés par l'agence internationale de l'énergie, Spelling a proposé la définition suivante pour les coûts d'ingénierie et les aléas. Ces derniers permettent de prévoir un budget destiné à couvrir les imprévus qui peuvent subvenir durant la conception du projet. Ces coûts sont définis comme une majoration des budgets associés aux autres postes de l'équation (141).

$$C_{ing} = 0,05\left(\sum C_{eqp} + C_{inst} + C_{civil} + C_{GN}\right) \quad (148)$$

$$C_{aléas} = 0,1\left(\sum C_{eqp} + C_{inst} + C_{civil} + C_{GN}\right) \quad (149)$$

IV.2.1.5 Coût des composants et équipements

Finalement, le dernier poste de l'expression du coût d'investissement est le terme lié à l'achat des différents éléments qui le composent. Pour celui-ci, il est utile de disposer de fonctions de coût de la littérature et pas seulement du prix d'un composant pour un dimensionnement particulier. En effet, cela permet de tester différentes alternatives de conception pour apporter une réponse aux choix de conception considérés. Les fonctions de coût utilisées reposent sur des expressions issues de coûts de référence, souvent pondérées par des coefficients permettant d'inclure les effets des niveaux de température, débits, pressions…

Les composants du système étant relativement nombreux, les fonctions de coût adoptées ont été placées en Annexe C afin de ne pas surcharger ce chapitre. A titre d'exemple, la fonction associée à la turbine à vapeur est la suivante :

$$C_{TAV} = c_{ref,TAV}\dot{W}_{TAV}f_{T,TAV}\left(\frac{\dot{W}_{TAV,ref}}{\dot{W}_{TAV}}\right)^{0,67} + C_{aux,TAV} \quad (150)$$

où $c_{ref,TAV}$ est un coût de référence associé à la puissance mécanique de référence $\dot{W}_{TAV,ref}$, $C_{aux,TAV}$ un facteur additif tenant compte du coût de la tuyauterie associée et des auxiliaires nécessaires, et $f_{T,TAV}$ est un facteur de correction sur la température. Ce facteur permet d'inclure les variations de coût dues au matériau de la turbine et à sa technologie, un niveau de température plus élevé se traduisant par un coût plus élevé :

$$f_{T,TAV} = 1 + \exp\left(0,096\left(T_{e,TAV} - T_{ref,TAV}\right)\right) \quad (151)$$

$T_{ref,TAV}$ est un niveau de température en Kelvin, considéré égal à 866 K soit environ 593 °C. $f_{T,TAV}$ représente l'évolution du facteur de coût de la turbine en fonction de sa température d'entrée. Pour une température de 593 °C en sortie de surchauffeur (un niveau qui n'est a priori pas visé dans une centrale classique et n'est pas dépassé), le facteur $f_{T,TAV}$ vaut 2. Lorsque cette température est inférieure à $T_{ref,TAV}$, f_T est inférieur et réduit le coût du composant par rapport au coût de référence. Pour la turbine à vapeur, $c_{ref,TAV}$ a été modifié suite à des recommandations du partenaire industriel, menant à un coût de 600 €/kW_e soit 12 millions d'euros pour une puissance $\dot{W}_{TAV,ref}$ de 20 MW_e, conforme aux ordres de grandeurs atteints dans cette étude.

L'évaluation économique de certains éléments du système est moins commune dans la littérature. Le réchauffeur électrique et le stockage thermique font partie de ces éléments. Pour le premier, une estimation a été fournie par le partenaire industriel suite à un pré-dimensionnement effectué. Le coût de référence proposé est de 4 millions d'euros pour 40 MW_e. Une formule du type de celles présentées ci-dessus avec un exposant 0,7 est adoptée pour estimer le coût de ce composant à partir du coût de référence (cf Annexe C).

Concernant le stockage, il est calculé comme la somme des coûts de l'isolant, de la cuve et du matériau de stockage. Le coût des cuves sous pression est obtenu en extrapolant des valeurs proposées dans [185]. Pour vérifier la cohérence des résultats obtenus, le coût a été estimé pour un même volume à partir d'autres formules proposées dans [10], [183], [186]. Le résultat obtenu est similaire (environ 0,8 M$ pour une cuve de 380 m^3 en inox 310 à une pression de 10 bar).

Si nécessaire, les coûts ont été actualisés avec un facteur de Marshall & Swift correspondant à l'année à laquelle ils ont été établis. Ces informations, ainsi que les formules permettant de reproduire le calcul du coût des équipements, sont disponibles en Annexe C. Les variables associées au calcul du coût d'investissement C_{inv} ont été détaillées. Les autres postes du calcul du LCOE (équation (135)) sont définis par la suite.

IV.2.2 Déconstruction (ou démantèlement) du site

Ramené à des annuités par le biais du coefficient β de l'équation (135), le coût de démantèlement C_{dec} intègre les réserves à constituer durant la durée de vie du projet pour payer sa déconstruction. Toujours selon un rapport de l'Agence Internationale de l'Energie datant de 2010, Spelling a évalué ce coût sous la forme d'une fraction des coûts d'investissement :

$$C_{dec} = 0{,}05 \sum (C_{eqp} + C_{inst} + C_{civil} + C_{GN}) \quad (152)$$

La fraction relativement réduite considérée (5 %) s'explique par le faible impact de la centrale sur son environnement immédiat, les polluants à long terme étant limités.

IV.2.3 Paramètres financiers

La formule du LCOE indiquée en équation (135) implique plusieurs paramètres financiers. Ceux-ci servent à pondérer les termes liés à l'investissement et à la déconstruction décrits précédemment. Le paramètre *i* représente le taux d'intérêt lié au remboursement du prêt contracté pour investir dans le système. Le paramètre k_{ins} représente le taux d'assurance de la centrale. Les coefficients α et β font également intervenir n_{op}, n_{con} et n_{dec}, respectivement la durée de vie du système, sa durée de construction et sa durée de déconstruction. L'ensemble de ces paramètres a été fixé aux valeurs présentées dans le tableau 38, en cohérence avec les valeurs retenues dans [10].

Paramètres	Valeurs
i	0,07
k_{ins}	0,01
n_{op}	25 ans
n_{con}	2 ans
n_{dec}	2 ans

Tableau 38. Valeur des paramètres financiers du calcul du LCOE.

Une analyse de sensibilité de l'influence de ces paramètres sur les résultats obtenus est menée en partie IV.4.

IV.2.4 Coûts opérationnels

Les coûts opérationnels sont les dépenses liées au fonctionnement du système qui dépendent de son utilisation et de ses performances thermiques. Le coût de fonctionnement considéré ici tient compte de la consommation de combustible, dans le cas où cette combustion est présente dans le système considéré. Le cycle inférieur (à vapeur) du cycle combiné étant en boucle fermée, seul le coût de la centrale de traitement de l'eau de refroidissement est calculé par ailleurs (cf Annexe C). Le coût de combustible est calculé à l'aide de l'apport de chaleur issu de la combustion au cours de la décharge, calculé en intégrant l'équation (24) du chapitre II. On applique ensuite un coût spécifique de gaz naturel sur la base d'un coût type du gaz naturel pour une installation industrielle : 19 €/MWh. Une approximation est faite car ce coût est celui du gaz naturel et le modèle de combustion implique du méthane pur.

$$C_{oper} = C_{CH_4} = \int_0^{t_{dech,annuel}} c_{GN} PCi_{CH_4} \dot{m}_{CH_4} dt \quad (153)$$

On intègre dans cette équation la consommation instantanée de combustible sur le nombre d'heures de combustion annuel, dicté par le nombre de décharges annuelles pour un système avec combustion (soit trois heures fois 300 cycles pour une année).

IV.2.5 Frais annuels de maintenance

Calculer les budgets dépensés sur la durée de vie du projet pour assurer son bon fonctionnement, réparer ou remplacer les pièces usées et parer aux défauts inattendus repose évidemment sur de nombreuses incertitudes. Pour approcher cette valeur, ces coûts annuels sont souvent exprimés selon un pourcentage des coûts d'investissement. Dans [10], l'auteur considère que ces coûts peuvent être estimés à 1 % du coût d'investissement pour les postes liés au génie civil, qui ne nécessiteront pas d'intervention majeure sur une durée de vie de centrale comprise entre 20 et 30 ans. Pour les éléments plus « technologiques », une fraction de 2 % des coûts d'investissement des équipements liés au cycle est considérée. L'auteur sélectionne ensuite des fractions plus élevées pour les éléments liés à la centrale solaire, moins mature. Il n'est pas question d'un tel système ici et les cuves de stockage de grandes dimensions sont désormais courantes, par exemple sur les centrales solaires (H = 14 m, D = 36 m à la centrale d'Andasol [12]). La fraction de 2% est considérée également pour le stockage. On retient donc :

$$\mathrm{C}_{\mathrm{maint,civil}} = 0{,}01\mathrm{C}_{\mathrm{civil}} \quad (154)$$

$$\mathrm{C}_{\mathrm{maint,eqp}} = 0{,}02\mathrm{C}_{\mathrm{eqp}} \quad (155)$$

IV.2.6 Coût de la main d'oeuvre

Conformément à ce qui a été mentionné en partie IV.1.2, ce coût est pris égal à zéro dans cette étude. Dans son niveau de définition actuel, le projet ne permet pas d'établir avec précision la main d'œuvre qui sera nécessaire au fonctionnement du système. On peut de plus prévoir que ce système innovant nécessitera beaucoup d'employés sur ses premières années de fonctionnement avant d'être plus économe une fois son fonctionnement bien établi. Le coût de main d'œuvre a peu de chances de varier en fonction des cas traités. Son poids par rapport aux autres coûts est de plus secondaire dans les résultats de [10].

IV.2.7 Taxe carbone

Une composante a été rajoutée au calcul du LCOE pour être en phase avec le contexte actuel. Il s'agit d'une taxe sur les émissions de CO_2, qui ne s'applique que sur les systèmes impliquant une combustion. Elle est aujourd'hui égale à une quarantaine d'euros en France. Le coût lié à cette taxe pour le système se calcule avec l'équation (156). Le débit de dioxyde de carbone rejeté est calculé avec le modèle de combustion décrit au chapitre II.

$$\mathrm{C}_{\mathrm{CO_2}} = \mathrm{c}_{\mathrm{ref,CO_2}}\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{CO_2}}\mathrm{t}_{\mathrm{dech,annuel}} \quad (156)$$

La valeur que prendra cette taxe dans les années à venir revêt une dimension politique et sa direction sur les trente prochaines années est difficile à prévoir. On considère ici une taxe carbone de 100 €/t_{CO_2}, qui est attendue avant 2030 en France et dans d'autres pays européens.

IV.2.8 Validation du modèle économique

Les sous-parties précédentes ont illustré le caractère parfois subjectif du choix des paramètres associés à l'analyse économique. Celle-ci offre de nombreuses possibilités, notamment par la prise en compte de variables thermohydrauliques dans le calcul du coût des composants (débit, température, pression…). Ses résultats doivent cependant être considérés avec précaution. Les résultats obtenus par cette étude économique ne sauraient représenter fidèlement le coût du système proposé. Ils permettent en revanche de comparer différentes alternatives de conception, dont le coût est estimé avec la même méthodologie.

Deux parties du système doivent être distinguées. Le sous-système contenant le cycle thermodynamique (liée à la décharge du système de stockage) est plutôt commun et son évaluation économique peut être confrontée avec des données réelles. Le sous-système incluant le stockage et sa boucle de charge, bien moins commun, comporte plus d'incertitudes et n'offre que peu de possibilités de comparaison. Afin d'estimer le niveau de fiabilité des résultats obtenus à l'aide de la méthode décrite dans ce chapitre, celle-ci a été éprouvée sur deux applications.

Le Gas Turbine World Handbook est un guide de référence donnant des informations techniques et économiques sur les cycles gaz et combinés. L'édition 2010 de cet ouvrage a pu être consultée pour ce travail. Elle semble suffisamment récente pour offrir des ordres de grandeur corrects. Selon cet ouvrage, le coût des équipements pour un cycle combiné de 60 MW_e est d'environ 1000 $/kWe. Il faut ensuite multiplier ce résultat par un facteur pouvant aller de 1,6 à 2 pour obtenir l'investissement total nécessaire à la construction du système [95].

Dans un premier temps, on associe le modèle thermique et le modèle économique pour calculer le coût d'un tel cycle combiné. On se place donc dans une démarche proche de celle utilisée dans les études suivantes. Le modèle thermique est utilisé pour obtenir les paramètres de fonctionnement d'un cycle moderne (température de combustion de 1400 °C) avec une puissance de 60 MW_e en sortie. Les paramètres du modèle thermique sont ceux du tableau 20 du chapitre III. Les principaux résultats de ce test de validation sont exposés dans le tableau 39.

Paramètres et variables	Résultats de référence (GTW Handbook [95])	Résultats du modèle
Rc	-	20
$T_{e,TAG}$	-	1400 °C
η_{cc}	-	0,574
$\dot{W}_{net,e}$	60 MW_e	60 MW_e
$C_{eqp}/\dot{E}_{elec}$	1000 $/$kW_e$	918 $/$kW_e$ (-8 %)
C_{inv}	96 to 120 M$	92 M$ (-4 à -23 %)

Tableau 39. Test de validation du modèle économique sur un cycle combiné de 60 MWe.

Le calcul du coût des équipements C_{eqp} donne un résultat relativement proche du résultat de référence. Concernant le coût d'investissement total C_{inv}, il est inférieur de 4 à 23 %, selon la valeur de référence considérée. Ces résultats semblent acceptables. Ils sont en accord avec la fiabilité de 20 % évoquée pour des projets se situant à ce niveau de définition [181]. De plus, ceci

confirme l'aptitude de la combinaison entre le modèle thermique et le modèle économique à obtenir des ordres de grandeur cohérents concernant les cycles combinés. La répartition des coûts de ce cas de validation est présentée sur la figure 118. Les équipements sont responsables d'environ 60 % des coûts d'investissement, la pose et le génie civil étant les autres postes majeurs. Concernant les équipements, le cycle à gaz représente environ 1/3 du coût total contre 2/3 pour le cycle vapeur. Cette répartition est classique.

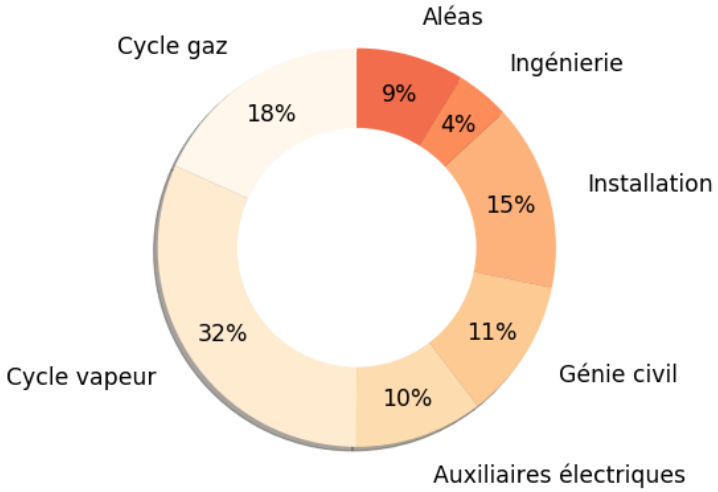


Figure 118. Répartition des coûts pour un cycle combiné de référence.

La deuxième validation concerne la méthode de calcul du LCOE. Celle-ci repose en effet sur les modèles de calcul du coût d'investissement validés précédemment, mais aussi sur des paramètres financiers. Pour vérifier cette méthode, le LCOE calculé de cette façon est comparé avec un LCOE de référence. Celui-ci est issu d'une récente étude du cabinet Lazard portant sur l'évaluation économique de différents moyens de production d'électricité dont les cycles combinés. Ce résultat de référence porte sur une centrale de 550 MW_e. Le calcul de l'investissement C_{inv} lié à cette puissance conduit à une valeur largement surestimée car le modèle économique est calibré pour de plus faibles puissances. Le coût C_{inv} a été validé précédemment pour le niveau de puissance visé par le système EMR'Stock. La valeur C_{inv} de référence considérée dans l'étude de Lazard est donc admise pour ce test.

Ce cas de validation se focalise donc sur l'évaluation de la méthode de calcul du LCOE (en considérant notamment les valeurs proposées précédemment pour i, k_{ins}, n_{con} et n_{dec}). Les données associées sont présentées dans le tableau 40. L'étude de référence est américaine et inclut certaines spécificités. On notera par exemple le prix inférieur du gaz (environ 12 dollars contre un peu plus de 20 dollars par MWh dans notre étude). Ce facteur a été inclus dans le calcul du coût de combustible pour ce test. De plus, la taxe carbone et son coût associé C_{CO_2} sont ici considérés nuls car non pris en compte dans la référence [187]. Le tableau 40 fait appel à une variable nommée « facteur de capacité de la centrale ». Celle-ci représente le nombre d'heures de fonctionnement par an ramené au nombre d'heures dans une année. Un facteur de capacité de 1 correspond donc à une centrale fonctionnant 24h sur 24h, 365 jours par an, tandis qu'un facteur de 0 correspond à une centrale ne fonctionnant jamais. Les valeurs types de l'étude

(40 à 80 %) sont considérées ici. Associées à la fourchette de coût d'investissement proposée, elles permettent de déterminer une fourchette de valeurs pour le LCOE.

Caractéristiques de la centrale	Valeurs
$\dot{W}_{net,e}$	550 MW_e
C_{inv}	1000-1300 $/$kW_e$
c_{GN}	11,8 $/MWh
n_{con}, n_{dec}	3 ans
n_{op}	20 ans
Facteur de capacité de la centrale	80 – 40 %
LCOE de référence [187]	48$ - 78$
LCOE (modèle)	41$ - 70$

Tableau 40. Test de validation du calcul du LCOE sur un cycle combiné de 550 MW_e.

On observe un écart de moins de 15 % sur les valeurs du LCOE par rapport à la référence [187]. La composition du LCOE calculé grâce au modèle est illustrée sur la figure 119 pour la valeur basse obtenue (41 $/MWh$_e$) et sur la figure 120 pour la valeur haute (70 $/MWh$_e$).

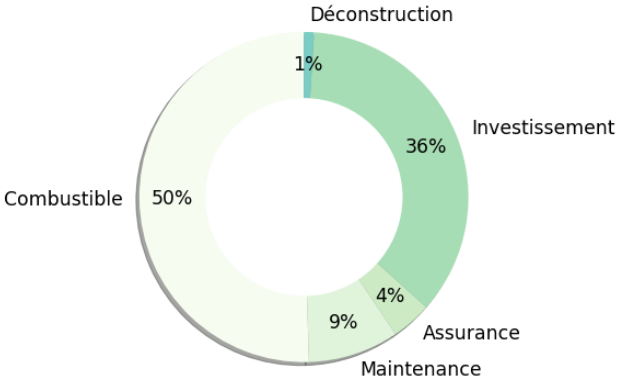


Figure 119. Composition du LCOE pour le cas minimum du tableau 40.

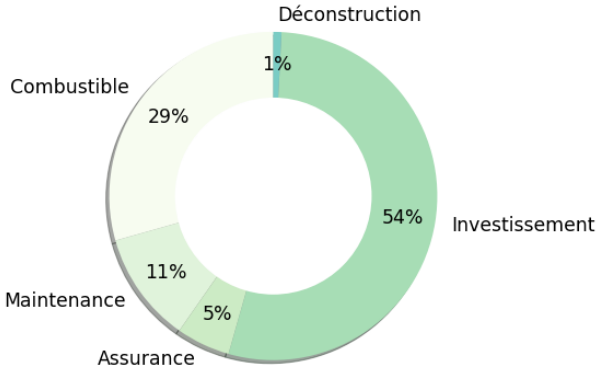


Figure 120. Composition du LCOE pour le cas maximum du tableau 40.

Ces deux figures montrent que l'amélioration du LCOE due à un facteur de capacité élevé se traduit par un transfert des coûts d'investissement vers les coûts opérationnels (combustible). Dans le cas du facteur de capacité de 0,8 (LCOE = 41 $/MWh$_e$), le combustible compte pour la moitié des contributions au LCOE. L'investissement se situe environ au tiers. Cela signifie que l'investissement réalisé est en adéquation avec la production électrique annuelle, et ne pèse pas outre mesure sur le bilan financier de la centrale. Pour un facteur de capacité de 0,4 (LCOE = 70 $/MWh$_e$), la majeure partie du LCOE est liée au remboursement de l'investissement initial nécessaire pour financer la centrale. Le combustible est le second poste, sachant de plus qu'aucune taxe carbone n'est considérée ici. Les réserves à accumuler pour financer la déconstruction sont quasiment négligeables dans les deux cas.

Plusieurs hypothèses peuvent expliquer les écarts obtenus lors de cette validation. Tout d'abord, le modèle sous-estime la consommation de combustible car il suppose une combustion complète

de méthane. De plus, la plupart des cycles combinés actuels disposent de deux voire trois niveaux de pression de vaporisation. Cela se traduit par un coût supplémentaire d'investissement à la chaudière de récupération, pouvant expliquer les valeurs sous-estimées obtenues avec le modèle économique. Cependant, les méthodes de calcul proposées conduisent à des résultats corrects.

IV.2.9 Conclusion sur les estimations de coût

Les méthodes permettant de déterminer les coûts associés au système EMR'Stock ont été détaillées. Conformément aux approches généralement adoptées dans la littérature, elles reposent sur des corrélations et estimations issues de coûts de référence. Elles comportent donc par nature un certain nombre d'incertitudes et ne sauraient donner un coût fiable et précis du futur système. Ces méthodes sont associées à différentes hypothèses plus ou moins influentes sur les résultats obtenus. Elles sont rappelées ici :

1) Electricité entrante gratuite en phase de charge (rediscuté en partie IV.3.6).
2) Coût de la main d'œuvre sur site négligé.
3) Combustion de méthane pur supposée dans la chambre de combustion (coût du gaz : 19 €/MWh).
4) Taxe sur les émissions de CO_2 à 100 €/t_{CO_2} (rediscuté en partie IV.3.3.5).
5) Paramètres financiers assignés d'après les valeurs du tableau 38.

Cette évaluation permet de comparer différentes possibilités de conception entre elles. Les enseignements de cette comparaison peuvent être mis à profit pour définir les scénarios les plus intéressants. Par ailleurs, cette méthode donne des ordres de grandeur satisfaisants lorsqu'elle est comparée à des valeurs de référence (cf partie IV.2.8). Elle est donc applicable au système EMR'Stock pour obtenir des outils de décision supplémentaires.

IV.3 Etude économique du système EMR'Stock à 60 MW_e restitués

Ce chapitre IV apporte un éclairage complémentaire sur les choix de conception relatifs au système proposé. Le paramètre définissant le système est la puissance restituée sur le réseau électrique en phase de décharge (60 MW_e pendant trois heures). Ce niveau de puissance a été défini comme un compromis entre un positionnement possible sur le marché de l'énergie et la nécessité d'assurer une puissance suffisamment élevée pour permettre d'envisager des solutions performantes. Selon le rendement du cycle de restitution, cette puissance délivrée conduit à différentes quantités d'énergie stockée. Chaque système dispose cependant d'une quantité d'énergie produite égale. Cela facilite la comparaison car tous les scénarios partagent les mêmes revenus liés à l'énergie vendue.

Quatre systèmes principaux sont analysés. Ceux-ci sont principalement différenciés par leur circuit de décharge. Dans un premier cas, ce circuit est constitué d'un cycle combiné sans appoint par combustion. Dans un second cas, le cycle combiné bénéficie d'un brûleur pour augmenter le taux d'utilisation des cuves et atteindre un rendement plus élevé. Enfin, la figure 37 du chapitre I a montré que les cycles combinés sont en général réservés à des applications de plus haute puissance électrique (à partir de 200-300 MW_e). Pour vérifier si un cycle moins

performant mais plus simple serait plus pertinent, deux derniers cas impliquant un cycle gaz (avec et sans combustion) sont investigués.

IV.3.1 Méthode de dimensionnement des systèmes à 60 MW_e restitués

L'étude économique est indissociable du modèle thermique présenté au chapitre II et exploité dans le chapitre III. En effet, estimer le coût des composants requiert la connaissance des débits, volumes de stockage, niveaux de température, consommations de combustible, puissances thermiques… La première étape de l'analyse économique est donc le dimensionnement d'un système permettant de répondre au cahier des charges du système EMR'Stock à 60 MW_e restitués. On suppose que le système peut être alimenté avec suffisamment d'électricité pour être chargé lorsque son fonctionnement l'exige. Pour rappel, le planning de fonctionnement est présenté dans le tableau 23 du chapitre III (page 121). On admet également que le système effectue 300 cycles par an, à raison d'un cycle par jour au maximum. Avec ces valeurs, le facteur de capacité de la centrale (phase de décharge) est de 10 %. Il est nettement inférieur à l'hypothèse basse considérée par Lazard pour son étude du LCOE d'un cycle combiné (40 %, cf partie IV.2.8).

Dans cette étude économique, la condition de fin de décharge du système est modifiée par rapport au chapitre précédent. Une nouvelle contrainte a en effet été ajoutée au fil des travaux. Il s'agit d'une limite sur la puissance électrique en sortie du système. Le type de contrat de revente d'énergie auquel pourrait souscrire ce système impose de ne pas s'écarter au-delà d'une certaine marge de la puissance nominale du système. Cette marge est généralement fixée à 5 %. La décharge de 3h est donc paramétrée pour s'achever lorsque la puissance de sortie est diminuée de 5 % par rapport à sa valeur nominale. Le chapitre III a montré qu'une diminution de 50 °C de la température en entrée de turbine à gaz entraîne une chute de puissance de 10 % (sans combustion). La nouvelle contrainte est donc plus limitante que celle du chapitre précédent : une diminution de 5 % de la puissance nominale correspond à une température de sortie du stockage d'environ 880 °C dans le cas sans combustion. Hormis ce nouveau critère, le processus général de dimensionnement varie peu par rapport à l'étude précédente. Il est représenté sur le logigramme de la figure 121 (les différences par rapport au chapitre III sont représentées en rouge).

La puissance électrique en restitution étant une contrainte du problème, la première étape de l'étude consiste à calculer la quantité d'énergie nécessaire pour assurer cette puissance pendant les trois heures que dure la décharge. Selon que l'on se place dans un cas avec ou sans combustion, cette énergie se traduit en un certain nombre de cuves de stockage qui sont dimensionnées, conformément à la méthode décrite au chapitre III.

Les valeurs des paramètres de dimensionnement du cycle combiné, de la boucle de charge et du stockage sont celles des tableaux 20, 21 et 22 du chapitre III.

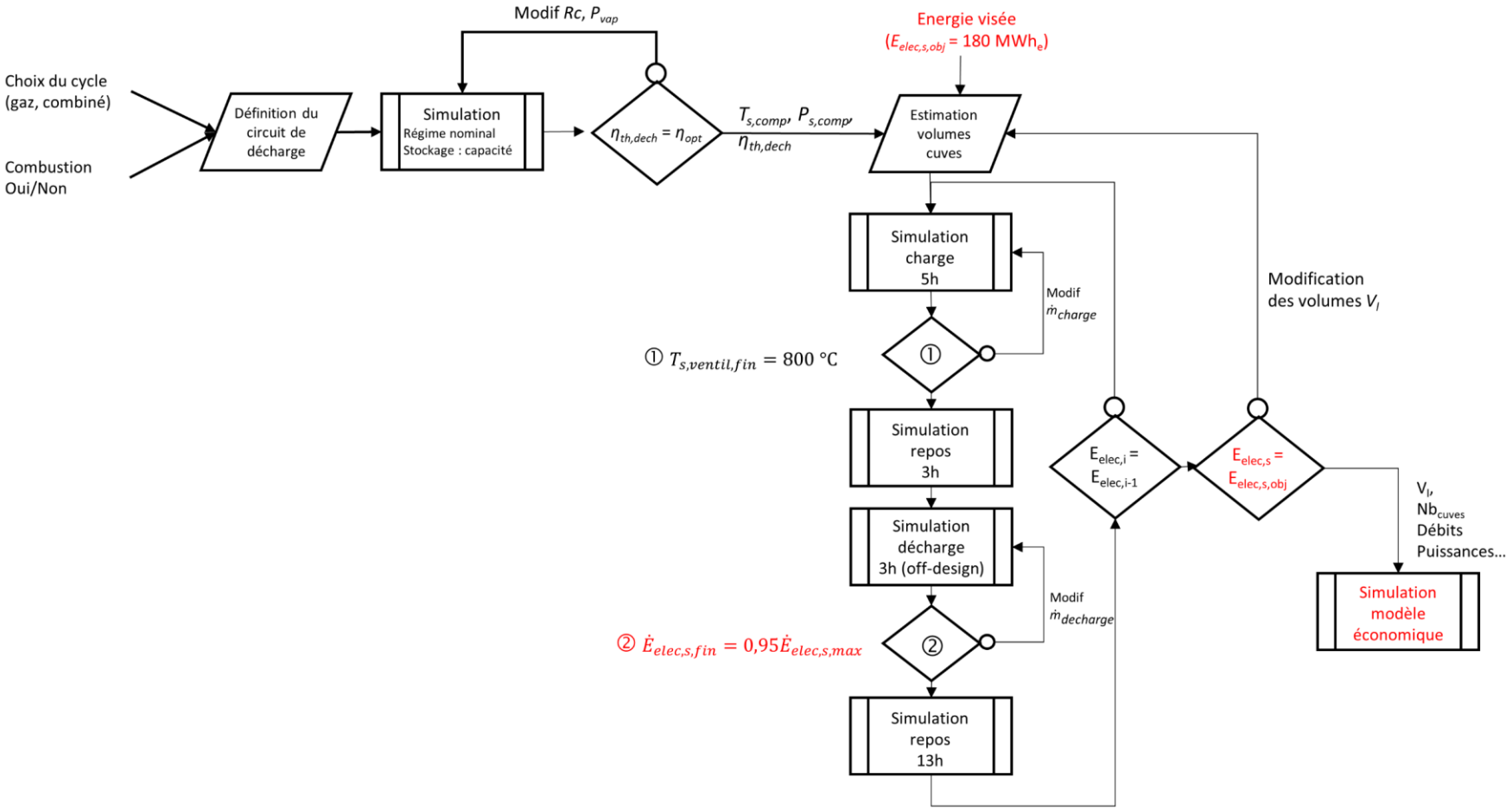


Figure 121. Logigramme de résolution de l'étude économique sur les systèmes à 60 MW_e restitués.

En particulier, le facteur de forme des cuves de stockage et le diamètre des particules solides sont assignés à leurs valeurs de base (H_l/D_l = 1 et D_{sol} = 3 cm), fixées à l'issue de l'étude bibliographique. Le chapitre III a montré que ces valeurs étaient pertinentes vis-à-vis du fonctionnement du stockage. Il a aussi montré que l'on peut améliorer la densité énergétique du stockage et son taux d'utilisation en modifiant ce dimensionnement. Cependant, certaines valeurs utilisées, comme les dimensions maximales des cuves sous pression, ont été fixées pour un facteur de forme égal à 1. De plus, il est probable que le modèle économique ne dispose pas du niveau de détail nécessaire pour évaluer précisément l'impact de la réduction sensible des volumes de stockage liés au design amélioré.

Comme précédemment, le ratio de pression du cycle combiné *Rc* est établi par itération pour optimiser le rendement énergétique du cycle combiné. Il ne peut pas être supérieur à 15 pour assurer la faisabilité des cuves de stockage. A ce stade, il est nécessaire de rappeler que les pré-dimensionnements du partenaire industriel limitent les cuves à 5,5 m de diamètre et de hauteur à 15 bar de pression, et à 11 m de diamètre et de hauteur pour 10 bar. Le chapitre III a montré que disposer plusieurs cuves en parallèle est une solution intéressante pour limiter les pertes de charge en phase de charge.

Les quatre principaux cas de cette analyse et leurs contraintes sont présentés dans le tableau 41. Chaque cas est analysé dans les paragraphes suivants. Au fil des cas, des variantes peuvent apparaître, par exemple autour de la température de combustion. Elles sont traitées dans les paragraphes concernés.

Paramètres	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
Type de cycle	Combiné	Combiné	Gaz (Brayton)	Gaz (Brayton)
Combustion	Non	Oui (1200 °C)	Non	Oui (1200 °C)
Rc	10	13	15	15
$\dot{E}_{elec,s}$	60 MW_e	60 MW_e	60 MW_e	60 MW_e
$Q_{stock,dech}$	418 MWh_{th}	155 MWh_{th}	532 MWh_{th}	198 MWh_{th}

Tableau 41. Cas étudiés pour l'analyse économique du système à 60 MW_e restitués.

IV.3.2 Cas 1 : décharge en cycle combiné sans combustion

Dans ce premier cas, la décharge du système est réalisée via un cycle combiné sans apport par combustion. Le chapitre III montre que pour respecter les contraintes de pertes de charge aux ventilateurs, le stockage doit être fractionné en cuves de dimensions raisonnables. Ce scénario nécessite plus de 400 MWh_{th} d'énergie disponible en décharge, le rendement du cycle combiné étant d'environ 43,1 % (cf chapitre III). Pour être en accord avec les contraintes de température et de pertes de charge du système, le stockage est fractionné en six cuves.

IV.3.2.1 Evaluation économique

Les caractéristiques du stockage sont exposées dans le tableau 42. Comme dans l'étude du chapitre III, H_l et D_l désignent la hauteur et le diamètre du lit fixe constitué par le matériau. Pour obtenir les dimensions totales des cuves, il faut y ajouter l'épaisseur d'isolant interne e_{isol} (40 cm).

Paramètres	Valeurs
H_l	6,77 m
D_l	6,77 m
Nombre de cuves	6 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	1462 m^3

Tableau 42. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné sans combustion.

Les principaux résultats thermiques de ce système, sur lesquels se base l'évaluation économique, sont fournis dans le tableau 43.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 79 mbar
$E_{elec,e}$	441 MWh_e
$\dot{m}_{charge}$	170 $kg.s^{-1}$
$\eta_{th,charge}$	0,969
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 15 mbar
$\dot{m}_{décharge}$	215 $kg.s^{-1}$
$\dot{m}_{TAV}$	19 $kg.s^{-1}$
$\eta_{elec,dech}$	0,431
$Q_{stock,dech}$	418 MWh_{th}
Q_{comb}	0 MWh_{th}
τ_{stock}	0,61
$\Delta T_{max,stock}$	585 °C
$E_{elec,s}$	180 MWh_e

Tableau 43. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné sans combustion.

Par rapport aux valeurs présentées dans le chapitre III pour la même architecture, la densité énergétique est inférieure de 14 % (123 kWh_e/m^3 au lieu de 143 kWh_e/m^3, cf partie III.2.3.3). Ceci est dû à la condition de fin de décharge considérée pour cette évaluation économique. Celle-ci est plus stricte car elle implique d'évacuer moins de gradient thermique du stockage (fin de décharge à environ 880 °C de température en sortie au lieu de 850 °C au chapitre III). Par conséquent, le taux d'utilisation des cuves est de 61 %, contre 71 % précédemment. Ici encore, l'influence majeure de l'environnement dans lequel le stockage est inséré sur son taux d'utilisation peut être soulignée (figure 122). Par ailleurs, seules les quantités d'énergie en jeu diffèrent de l'étude du chapitre III. Les conclusions de cette étude s'appliquent donc également sur ce système similaire. Les résultats du chapitre précédent ne sont pas détaillés à nouveau ici.

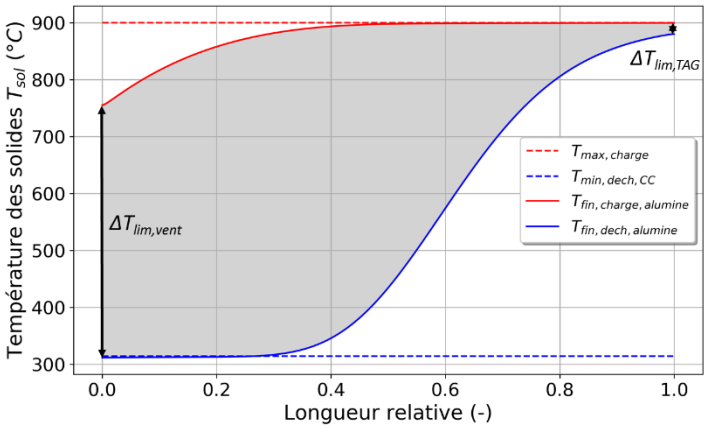


Figure 122. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage du cas 1.

Le coût total d'investissement associé à ce cas est d'environ 122 M$. La répartition de ce coût d'investissement en fonction des différents postes est représentée en figure 123. Le coût des équipements représente environ 76 M$, dont 21 M$ pour le stockage et sa boucle de charge. Le stockage seul représente environ 10 % du coût d'investissement total, soit 11,7 M$. Si l'on ramène ce coût à l'énergie thermique qu'il restitue (418 MWh_{th}), la valeur obtenue est de 28 $/$kWh_{th}$. Une première conclusion apparaît : vu le poids raisonnable du stockage dans le procédé global, il pourrait être intéressant d'ajouter le stockage et sa boucle de charge sur un cycle combiné existant.

De même, le cycle vapeur possède le coût le plus élevé. De nombreuses centrales à vapeur sont converties en cycle combiné en y ajoutant un cycle gaz (« repowering »). En y ajoutant le stockage et son réchauffeur, cela constitue une autre opportunité pour le système. En revanche, le réchauffeur est associé à un coût important (9 M$) à cause de la quantité d'énergie en jeu dans le stockage. Sa puissance maximale est en effet proche de 100 MW_e dans ce scénario (elle décroit au fil de la charge lorsque le gradient sort de la cuve et augmente la température de sortie du stockage).

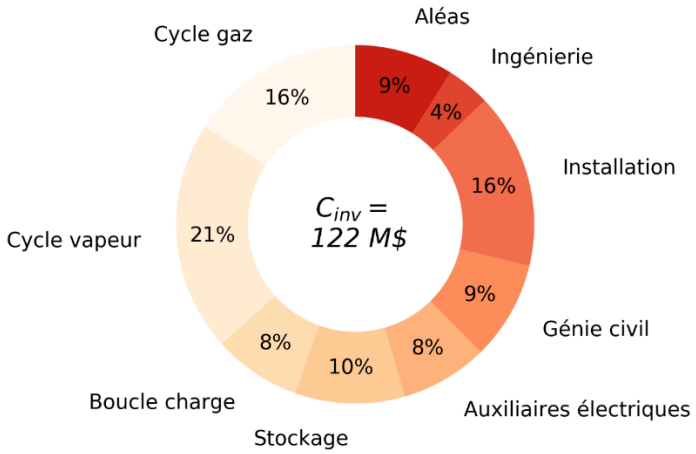


Figure 123. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle combiné sans combustion.

En termes de LCOE, le résultat de ce cas est égal à 255 \$/MWh$_e$. La combustion étant absente, les coûts de combustible et de taxe carbone sont nuls. Les frais de fonctionnement de ce système sont donc réduits. Cela se traduit par la distribution du LCOE de la figure 124, où le remboursement de l'investissement prédomine.

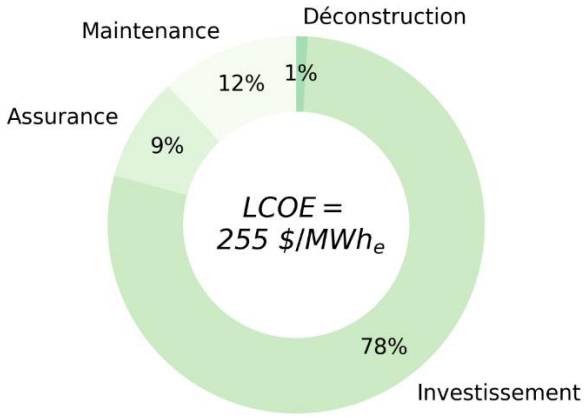


Figure 124. Composition du LCOE pour le cas avec cycle combiné sans combustion.

On peut imaginer que le système puisse effectuer deux cycles complets par jour. Il s'agit d'une possibilité peu évidente car cela suppose qu'il puisse se charger deux fois (équivalent à dix heures de charge quotidienne). Dans ce cas, le LCOE est divisé par deux en vertu de l'équation (135) car ce cycle n'implique pas de consommable (combustible ou taxe carbone). Le coût actualisé de l'énergie est donc ramené à 127 \$/MWh$_e$. Cette forte diminution montre que l'investissement associé à ce cas est probablement trop élevé pour un système étant prévu pour produire de l'énergie trois heures par jour, 300 jours par an. Pour être exhaustif, il faudrait également tenir compte sur la figure 124 du coût de la main d'œuvre sur le site (cf partie IV.2.6)

IV.3.2.2 Scénario 1B : changement du matériau de stockage (roches)

Dans la littérature, les roches sont fréquemment envisagées comme matériau pour le stockage régénératif fluide/solide. Bien que leurs performances thermiques soient inférieures à celles de certains matériaux manufacturés, elles présentent l'avantage d'être disponibles localement, à bas coût. L'étude thermodynamique a montré que la principale conséquence du choix des roches comme matériau de stockage est l'augmentation du volume nécessaire, due à leur plus faible produit ρc_p (partie III.4.1). La principale question associée au changement de matériau est donc de savoir s'il est intéressant de faire des économies sur le coût spécifique de matériau tout en augmentant le volume de stockage.

Les coûts de matériau considérés dans cette étude sont issus d'ordres de grandeur de la littérature scientifique : 1 \$/kg pour l'alumine [67] et 0,1 \$/kg pour les roches (cf Annexe C). Des valeurs inférieures (jusqu'à environ 0,01 \$/kg) sont parfois mentionnées pour ces dernières [61].

Une simulation thermique et économique a été réalisée sur ce cas à 60 MW$_e$ avec un empilement de roches comme matrice de stockage. Le dimensionnement du stockage associé est fourni dans le tableau 44. Le volume de stockage augmente de plus de 35 % par rapport aux sphères

d'alumine. L'énergie thermique accumulée et restituée par le stockage est la même que précédemment, puisqu'elle est contrainte par la puissance restituée du cycle combiné (60 MW_e pendant trois heures) et le rendement de ce cycle.

Paramètres	**Valeurs**
H_l	7,50 m
D_l	7,50 m
Nombre de cuves	6 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	1988 m^3
Variables	**Valeurs**
τ_{stock} *(alumine)*	0,61
τ_{stock} *(roches)*	0,62
Densité énergétique thermique (alumine)	291 kWh_{th}/m^3
Densité énergétique thermique (roches)	213 kWh_{th}/m^3

Tableau 44. Dimensionnement du stockage thermique (roches) du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné sans combustion.

Le taux d'utilisation est le même dans les deux cas. Ce point a été discuté en partie III.4.1 : pour un débit massique donné, les cuves remplies de roches ayant une section plus élevée, la vitesse du fluide qui y circule est réduite. Le temps de séjour plus long associé à cette vitesse réduite conduit à une stratification proche de celle des cuves remplies par de l'alumine, même si le coefficient d'échange est moins élevé pour les roches.

Le LCOE obtenu est de 245 $/MWh$_e$, soit 4 % de moins qu'avec de l'alumine pour matériau. Cette diminution provient principalement du coût du stockage. Les autres composants sont en effet de coût identique, les puissances et énergies en jeu étant les mêmes que précédemment. Le gain économique est donc sensible, même si l'ampleur de cette variation doit être considérée avec précaution à cause des incertitudes associées à cette évaluation économique. La décomposition du coût du stockage pour les deux matériaux est présentée sur la figure 125.

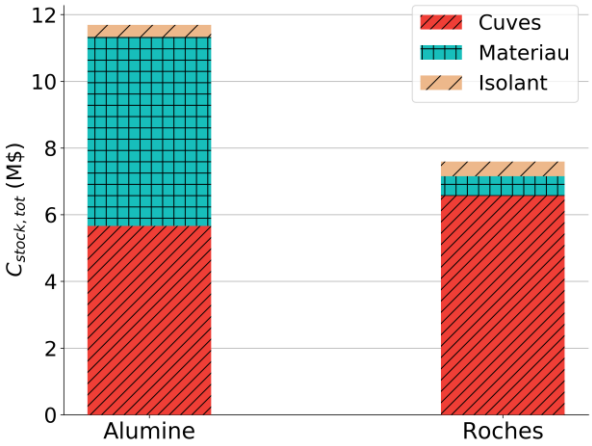


Figure 125. Composition du coût du stockage pour deux matériaux solides.

Le coût total du stockage passe de 11,7 M$ pour un remplissage en alumine à 7,6 M$ pour des roches (- 35 %). Ramené à l'énergie thermique déchargée, cela donne un coût du stockage seul de 28 $/kWh$_{th}$ dans le premier cas et de 18 $/kWh$_{th}$ dans le second. Dans un système tel que celui étudié ici, le stockage ne représente cependant pas une part importante de l'investissement total. L'influence sur le LCOE est donc limitée. Pour un stockage se greffant sur un cycle combiné existant en revanche, l'économie importante réalisée par le changement de matériau n'est pas à négliger.

La stabilité incertaine de ce matériau au fil des cyclages thermiques peut cependant entraîner un besoin de remplacement sur la durée de vie de la centrale. Il est intéressant de noter que l'on peut remplacer les roches huit fois (soit tous les trois ans environ) avant d'atteindre le coût du stockage associé à l'alumine. Cela ne concerne que le coût du matériau et peut être nuancé si l'on prend également en compte le coût de la main d'œuvre nécessaire à ces remplacements.

Les incertitudes liées à cette évaluation économique doivent être rappelées, en particulier pour ce test. Le coût des cuves a été établi en supposant une pression de 10 bar avec un matériau (inox 310) conseillé par le partenaire industriel. Cependant, il est probable qu'il soit sous-estimé et que l'influence des dimensions des cuves soit en réalité plus prononcée. De plus, les coûts de l'achat en gros des matériaux n'est pas connu (plus de cinq tonnes pour un remplissage). Ceux-ci ont été chiffrés à l'aide d'ordres de grandeur de la littérature, en estimant que les sphères d'alumine sont dix fois plus chères que les roches. Des coûts supérieurs pour l'alumine et inférieurs pour les roches sont parfois présentés. Les adopter aurait pour effet de renforcer les conclusions de ce paragraphe.

IV.3.3 Cas 2 : décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C)

Dans ce deuxième cas, un appoint par combustion permet d'augmenter la température de l'air entrant dans la turbine à gaz jusqu'à 1200 °C, un niveau de température modéré au regard des technologies actuelles. Cet appoint par combustion est également mis à profit pour autoriser des décharges complètes des modules de stockage. Il assure en effet une température d'entrée constante dans la turbine à gaz, quelle que soit la température de sortie du stockage.

IV.3.3.1 Evaluation économique

Le dimensionnement du stockage associé est fourni dans le tableau 45, les dimensions de cuves étant limitées par la pression de 13 bar à laquelle elles sont exposées en décharge.

Paramètres	Valeurs
H_l	4,56 m
D_l	4,56 m
Nombre de cuves	5 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	372 m^3

Tableau 45. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW$_e$ restitués avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C).

Avec un meilleur rendement de cycle combiné, (six points de gain par rapport au cas de base), la quantité d'énergie nécessaire pour assurer 60 MW_e de production pendant trois heures est réduite. De surcroit, une partie conséquente de cette énergie est apportée par la combustion qui chauffe le flux d'air sortant du stockage jusqu'à 1200 °C (cf partie III.2.4). La quantité d'énergie stockée est donc fortement diminuée (environ 60 %) par rapport au cas de base. Les principaux résultats du modèle thermique associé à ce cas sont présentés dans le tableau 46.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 40 mbar
$E_{elec,e}$	162 MWh_e
$\dot{m}_{charge}$	62 $kg.s^{-1}$
$\eta_{th,charge}$	0,969
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 15 mbar
$\dot{m}_{décharge}$	131 $kg.s^{-1}$
$\dot{m}_{TAV}$	17 $kg.s^{-1}$
$\eta_{elec,dech}$	0,495
$Q_{stock,dech}$	155 MWh_{th}
Q_{comb}	207 MWh_{th}
τ_{stock}	0,96
$\Delta T_{max,stock}$	538 °C
$E_{elec,s,tot}$	180 MWh_e
$E_{elec,s,stock}$	77,0 MWh_e

Tableau 46. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C).

Ce cycle combiné est de conception classique (si l'on exclut le passage de l'air dans le stockage entre le compresseur et la chambre de combustion). La proportion de travail au cycle gaz qui résulte du modèle est proche de la valeur usuelle de 2/3. L'investissement associé est de 106 M$, soit 13 % de moins que le cas précédent. La répartition de cet investissement est introduite sur la figure 126.

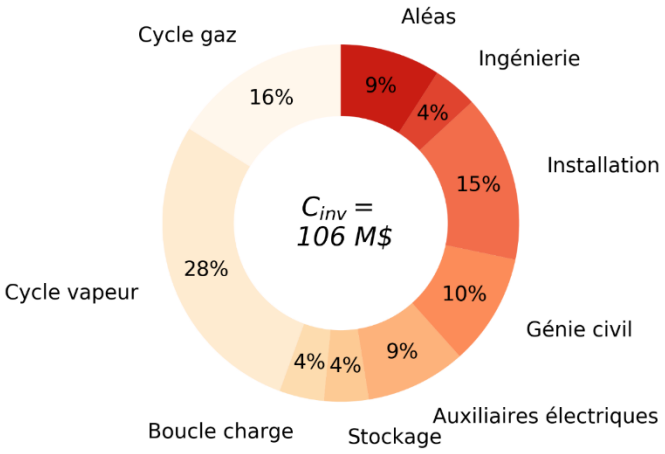


Figure 126. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle combiné et combustion à 1200 °C.

Celle-ci montre que le coût est réduit par la diminution du coût du réchauffeur électrique et du stockage (environ 4,4 M$ chacun), due aux moindres quantités d'énergie stockée en jeu. Le coût des composants du cycle est très proche du cas précédent. En effet, le meilleur rendement implique des débits réduits dans les turbomachines. D'un autre côté, les puissances sont équivalentes et la température est plus élevée. Il n'y a donc pas de grosse variation sur ce poste (-2 %), qui reste dans les coûts d'équipement classiques d'un cycle combiné à cette puissance (environ 1000 $/kW$_e$).

Le LCOE est légèrement supérieur au cas précédent (266 $/MWh$_e$, + 4 %). A l'investissement réduit s'oppose une consommation de combustible (associée à une taxe carbone) absente du cas précédent. La distribution du LCOE est présentée sur la figure 127. Pour une taxe carbone de 100 €/t$_{CO2}$, la dépense en fourniture de combustible est égale au coût engendré par cette taxe (environ 1,4 M$ chacun). Ces dépenses restent mesurées car un peu plus de 40 % de l'énergie apportée au cycle combiné provient de la décharge du stockage.

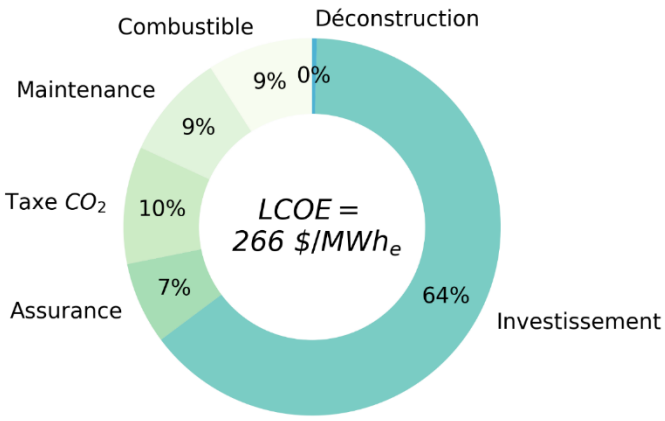


Figure 127. Composition du LCOE pour le cas du cycle combiné avec combustion.

Si l'on autorise deux charges-décharges par jour, le LCOE diminue de 40 % (159 $/MWh$_e$). Cette diminution est moins prononcée que pour le système sans combustion à cause des coûts opérationnels dus à la combustion. Ce deuxième cas offre cependant une possibilité absente du cas 1 : alimenter le cycle combiné par combustion de gaz uniquement, en dehors des plages de décharge du stockage.

IV.3.3.2 Scénario 2B : fonctionnement hybride stockage-production

Si un tel système est installé, il est probable que l'exploitant cherche à rentabiliser son investissement en profitant de l'installation d'une chambre de combustion pour étendre les plages de production électrique. Pour étudier cette possibilité, une alternative a été simulée. Elle consiste à atteindre un facteur de capacité annuel de 0,4, en incluant la décharge du stockage 300 jours par an. Les heures manquantes sont complétées avec un fonctionnement en combustion pure, avec le même matériel. Dans un tel cas, le LCOE chute à 138 $/MWh (-48 % par rapport au LCOE à une charge-décharge par jour). La figure 128 montre un LCOE équilibré entre remboursement de l'investissement, taxe carbone et consommation de combustible.

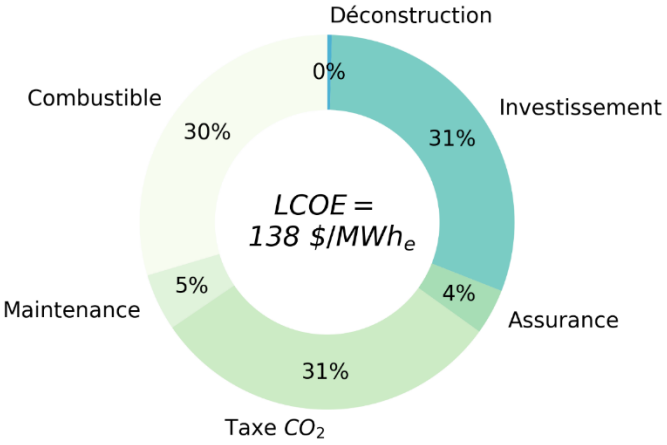


Figure 128. Composition du LCOE d'un système hybride centrale électrique et stockage

Ceci met en évidence le fait que le système, même en combustion pure et malgré la taxe carbone, génère des revenus supérieurs aux dépenses de fonctionnement qu'il engendre. L'un des principaux leviers pour assurer sa rentabilité est donc d'augmenter sa production. Ceci n'est pas une possibilité pour un système sans combustion, et constitue un avantage intéressant des cas avec combustion, plus flexibles.

Jusqu'ici, cette étude s'est focalisée sur une certaine température de combustion (1200 °C). Les résultats montrent que les frais liés à cette combustion conduisent à des résultats similaires à ceux d'un système sans combustion. Une température de combustion plus élevée ne sera pas traitée : à cause du parti pris sur le dimensionnement du système, elle conduirait à des quantités d'énergie stockée très faibles. En revanche, une simulation économique à un niveau de température plus faible a été réalisée : elle est présentée au paragraphe suivant.

IV.3.3.3 Scénario 2C : combustion à 1000 °C

Pour cette alternative au système avec décharge en cycle combiné avec combustion, la température de sortie du brûleur est diminuée à 1000 °C. Le tableau 47 présente le dimensionnement du stockage. Le ratio de pression optimal du cycle gaz est ici de 11. Les dimensions limites de cuve à une pression de 10 bar sont donc adoptées. Celles-ci sont limitées par les pertes de charge admissibles aux ventilateurs de charge. Quelques résultats du modèle thermique associé à un tel scénario sont présentés dans le tableau 48.

Paramètres	Valeurs
H_l	7,05 m
D_l	7,05 m
Nombre de cuves	2 (en parallèle)
$V_{l,tot}$	550 m^3

Tableau 47. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW$_e$ restitués avec décharge en cycle combiné avec combustion (1000 °C).

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 0,14 bar
$E_{elec,e}$	252 MWh_e
$\dot{m}_{charge}$	89,6 $kg.s^{-1}$
$\eta_{th,charge}$	0,969
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 55 mbar
$\dot{m}_{décharge}$	177 $kg.s^{-1}$
$\dot{m}_{TAV}$	19 $kg.s^{-1}$
$\eta_{elec,dech}$	0,451
$Q_{stock,dech}$	242 MWh_{th}
Q_{comb}	156 MWh_{th}
τ_{stock}	0,96
$\Delta T_{max,stock}$	569 °C
$E_{elec,s,tot}$	180 MWh_e
$E_{elec,s,stock}$	108 MWh_e

Tableau 48. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné avec combustion (1000 °C).

Le choix d'une température de combustion moins élevée entraîne des coûts de combustible et de taxe carbone réduits de 25 % environ. Les coûts totaux d'investissement sont proches, voire légèrement supérieurs pour ce système à température de combustion plus basse (+4 %). Ceci est principalement dû aux débits plus élevés dans les turbomachines pour assurer la même puissance, et au réchauffeur qui fournit plus d'énergie en charge. Le coût du stockage est sensiblement identique (environ 4 M$), malgré la capacité doublée de celui-ci par rapport au cas à 1200 °C. Le niveau de pression plus bas permet en effet de concentrer le volume de stockage en un nombre de cuves réduit, limitant avantageusement le coût du stockage. La distribution de ces coûts n'est pas illustrée à nouveau car elle rejoint celle du cas à 1200 °C. La distribution du LCOE associée est présentée sur la figure 129. Celui-ci est logiquement plus marqué par l'investissement que dans le cas à 1200 °C en raison de la plus faible consommation de combustible. Il est de 261 $/MWh$_e$ pour cette configuration, en légère amélioration par rapport au cas à 1200 °C mais toujours supérieur au cas sans combustion.

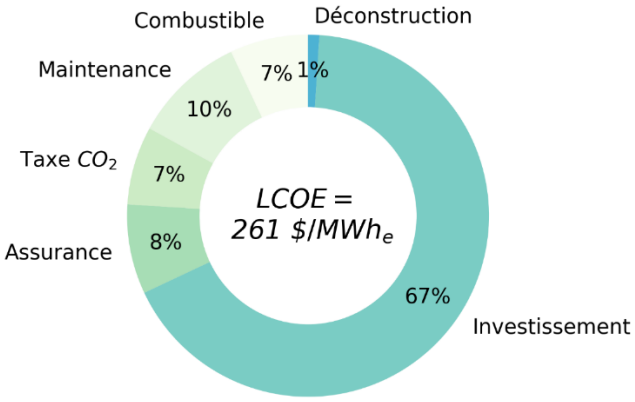


Figure 129. Composition du LCOE pour le cas avec cycle combiné avec combustion (1000 °C).

La conception avec combustion imaginée consiste à utiliser celle-ci pour décharger un maximum d'énergie du stockage. Cependant, il est possible que cela entraîne un coût de combustible important pour améliorer le taux d'utilisation du stockage. Il n'est donc pas certain que la diminution du coût du stockage associée soit supérieure à la consommation de combustible engendrée. Afin d'identifier cet aspect, un dernier cas de cycle combiné avec combustion a été traité. Dans celui-ci, la combustion ne sert qu'à augmenter le rendement du système et la condition de fin de décharge est celle du système sans combustion (cf figure 121).

IV.3.3.4 Scénario 2D : diminution de l'énergie apportée par combustion

Ce scénario correspond à une configuration où la combustion est utilisée pour atteindre un rendement plus élevé. L'énergie déchargée est ainsi mieux valorisée. En revanche, la décharge est stoppée lorsque la température diminue d'une vingtaine de degrés en sortie du stockage (comme dans le cas 1). La consommation élevée de combustible liée à la décharge complète des cuves est ainsi évitée. La quantité d'énergie apportée par combustion étant moins importante durant la décharge, la quantité de stockage augmente par rapport au cas traité dans le paragraphe IV.3.3.1. Les dimensions associées sont fournies dans le tableau 49. Le tableau 50 donne les principaux résultats permettant de situer ce scénario par rapport aux autres.

Paramètres	Valeurs
H_l	4,67 m
D_l	4,67 m
Nombre de cuves	11
$V_{l,tot}$	880 m^3

Tableau 49. Dimensionnement du stockage thermique du système à 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C - décharges partielles).

Variable	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 26 mbar
$E_{elec,e}$	230 MWh_e
$\dot{m}_{charge}$	99 $kg.s^{-1}$
$\eta_{th,charge}$	0,969
$\Delta P_{stock,dech}$	~3,3 mbar
$\dot{m}_{décharge}$	132 $kg.s^{-1}$
$\dot{m}_{TAV}$	17 $kg.s^{-1}$
$\eta_{elec,dech}$	0,451
$Q_{stock,dech}$	214 MWh_{th}
Q_{comb}	149 MWh_{th}
τ_{stock}	0,57
$\Delta T_{max,stock}$	538 °C
$E_{elec,s,tot}$	180 MWh_e
$E_{elec,s,stock}$	106 MWh_e

Tableau 50. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C - décharges partielles).

Le ratio de l'apport par combustion par rapport à l'apport de chaleur total du cycle combiné passe de 0,57 à 0,39. Le choix d'utiliser la combustion pour assurer des décharges complètes est donc significatif sur la quantité de combustible consommé et sur la philosophie du système. D'un autre côté, la densité énergétique du stockage chute de 42 % à cause des décharges partielles. L'investissement est ici de 114 M$. Il est plus élevé que dans le cas avec des décharges complètes, principalement à cause du coût du réchauffeur et du stockage (figure 130). Le stockage en particulier passe de 4,4 à 10 M$. A cause du fractionnement des cuves rendu obligatoire par leurs dimensions limites, augmenter la quantité d'énergie stockée implique en effet un coût important.

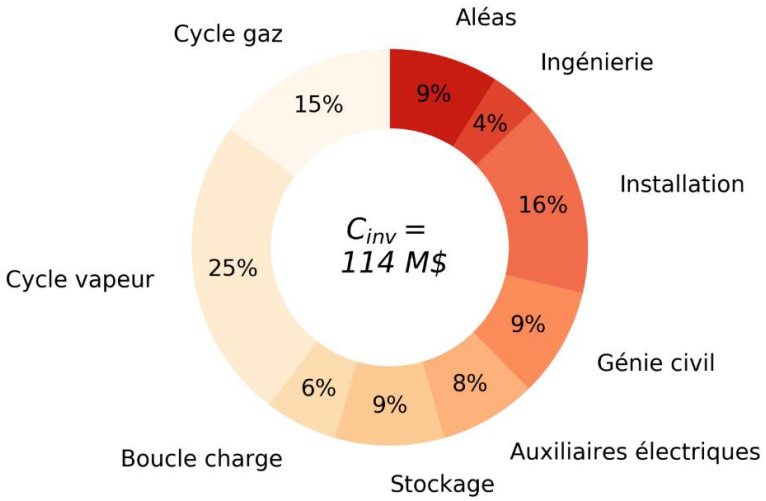


Figure 130. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle combiné et combustion à 1200 °C (décharges partielles).

Le LCOE vaut 275 $/MWh$_e$ (sa composition est donnée sur la figure 131). Il est légèrement supérieur à celui du cycle avec combustion et décharges complètes.

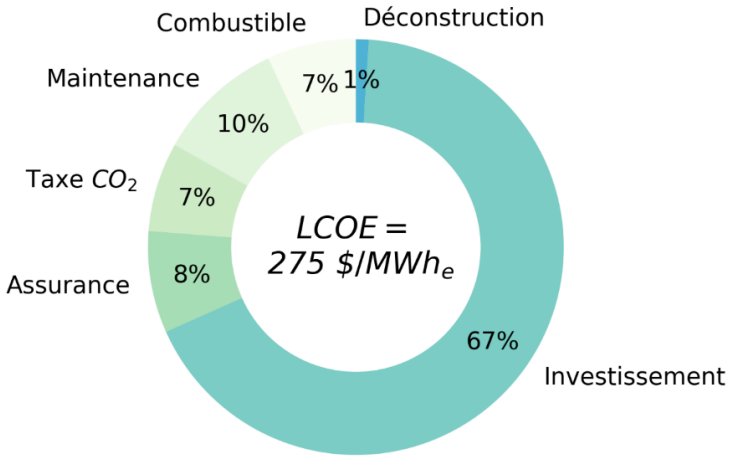


Figure 131. Composition du LCOE du cas avec cycle combiné et combustion à 1200 °C (décharges partielles).

L'objectif de réduction des coûts n'est donc pas atteint. Il s'agit d'une conséquence logique du faible poids du coût du combustible et de la taxe carbone sur le bilan économique du système. Celui-ci étant fortement marqué par l'investissement, il est plus intéressant d'agir sur cette composante du coût. Cela revient à diminuer le coût du cycle combiné, ou celui du stockage et de sa boucle de charge en diminuant l'énergie stockée.

Dans les configurations de cycle combiné traitées, la combustion ne semble pas apporter d'amélioration significative de rentabilité du système, principalement marqué par le coût d'investissement important. Avant de traiter des alternatives de coût d'investissement plus faible, l'influence de la taxe carbone sur les résultats obtenus est détaillée.

IV.3.3.5 Discussion sur la valeur de taxe carbone

L'adoption d'une taxe carbone élevée (100 €/t_{CO_2}) est argumentée en partie IV.2.7. Il est cependant envisageable que cette taxe n'atteigne pas les valeurs annoncées à l'horizon 2030. Le LCOE des systèmes avec combustion étudiés dans cette partie IV.3.3 a donc été recalculé avec une valeur de 50 €/t_{CO_2}.

Variables	Taxe carbone	Cas 2	Scénario 2B	Scénario 2C	Scénario 2D
Q_{comb}/Q_{tot}	-	0,57	0,89	0,39	0,41
LCOE ($/MWh$_e$)	100 €/t_{CO_2}	266	138	261	275
	50 €/t_{CO_2}	252 (-5 %)	117 (-15 %)	252 (-3 %)	265 (-4 %)

Tableau 51. Influence de l'hypothèse sur la taxe carbone sur les systèmes avec combustion.

Le tableau 51 montre que les scénarios étudiés sont plus ou moins affectés par la taxe carbone selon leur dépendance à la combustion. Cependant, il est intéressant d'observer qu'une taxe carbone divisée par deux ne modifie par les conclusions précédentes. Elle conduit en effet dans le meilleur des cas à un LCOE sensiblement égal à celui du système sans combustion. En réponse au fort impact des coûts d'investissement, une décharge dans un système moins coûteux est envisagée dans les parties suivantes.

IV.3.4 Cas 3 : décharge en cycle gaz sans combustion

Les coûts spécifiques élevés d'un cycle combiné à faible puissance réservent généralement cette application à des puissances supérieures à celle considérée ici. Il semblait donc inopportun de ne retenir que la piste du cycle combiné comme cycle de décharge du système EMR'Stock avec une puissance restituée de 60 MW_e. Cette étude de cas vise à établir si un cycle à gaz simple, sans cycle vapeur, permet d'obtenir une rentabilité plus intéressante. Pour cela, on imagine un système EMR'Stock dont le circuit de décharge ne serait qu'un cycle gaz alimenté par le stockage, dans un premier temps sans combustion.

IV.3.4.1 Evaluation économique

Cette configuration est étudiée dans le chapitre III pour une énergie injectée de 200 MWh_e. Pour ce scénario à 60 MW_e restitués, le dimensionnement du stockage est présenté dans le tableau 52.

Paramètres	Valeurs
H_l	4,67 m
D_l	4,67 m
Nombre de cuves	29
$V_{l,tot}$	2365 m^3

Tableau 52. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle gaz sans combustion.

A cause du faible rendement du cycle gaz alimenté par la décharge du stockage (0,34), la quantité d'énergie déchargée du stockage est particulièrement élevée (532 MWh_{th}). Les dimensions des cuves étant limitées par le niveau de pression du cycle gaz (15 bar), cela se traduit par un nombre important de modules en parallèle. Les résultats du modèle thermique de cette configuration sont fournis dans le tableau 53. Le taux d'utilisation est peu élevé (56 %), principalement à cause du nombre élevé de cuves.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 26 mbar
$E_{elec,e}$	571 MWh_e
$\dot{m}_{charge}$	257 $kg.s^{-1}$
$\eta_{th,charge}$	0,969
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 3 mbar
$\dot{m}_{décharge}$	312 $kg.s^{-1}$
$\eta_{elec,dech}$	0,339
$Q_{stock,dech}$	532 MWh_{th}
Q_{comb}	0 MWh_{th}
τ_{stock}	0,56
$\Delta T_{max,stock}$	514 °C
$E_{elec,s}$	180 MWh_e

Tableau 53. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle gaz sans combustion.

Le coût d'investissement total dans un tel système est d'environ 105 M$ d'après les résultats du modèle économique : il ne diminue que de 14 % par rapport au cycle combiné sans combustion. Ceci n'est pas dû aux éléments du cycle, les équipements du cycle gaz représentant environ 28 M$. En revanche, la quantité importante d'énergie stockée, associée aux dimensions des cuves limitées par leur pression et à un taux d'utilisation peu élevé, implique un coût du stockage important (figure 132). De même, l'énergie électrique à injecter en charge entraîne un coût de réchauffeur conséquent.

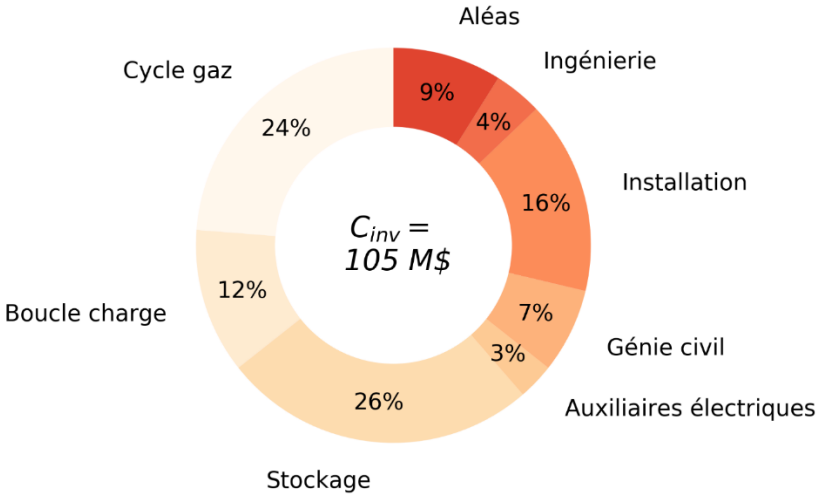


Figure 132. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle gaz sans combustion.

Ce système n'impliquant pas de combustion, le LCOE est logiquement marqué par le coût d'investissement (figure 133). Sa distribution est strictement identique à celle du cas avec cycle combiné sans combustion. Il est ici de 220 $/MWh$_e$ (- 14 % par rapport au cycle combiné sans combustion). L'investissement moins élevé associé au cycle gaz se traduit par une meilleure rentabilité.

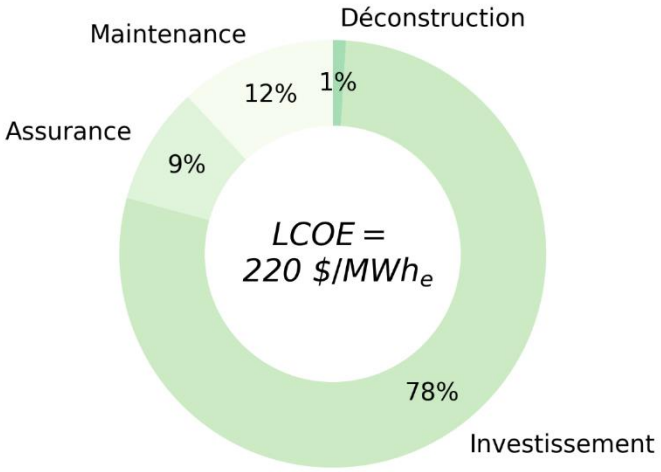


Figure 133. Composition du LCOE pour le cas avec cycle gaz sans combustion.

Le gain de rendement électrique associé au cycle vapeur (partie IV.3.2, + 10 points) est donc associé à un coût de 30 $/MWh$_e$ supplémentaires sur cette étude de cas à puissance restituée de 60 MW$_e$. Dans le cas du cycle combiné, ajouter un appoint par combustion à 1200 °C ne conduit pas à une meilleure rentabilité. Dans le paragraphe suivant, l'ajout d'un appoint par combustion sur le cycle gaz est traité pour en observer les conséquences.

IV.3.5 Cas 4 : décharge en cycle gaz avec combustion (1200 °C)

Pour ce dernier cas qui clôt l'analyse économique sur un système EMR'Stock permettant de délivrer 60 MW_e pendant 3h, une décharge en cycle gaz avec appoint par combustion est envisagée. Le ratio de pression au cycle gaz est de 15, et ce scénario compte six cuves de stockage. Celles-ci sont détaillées dans le tableau 54.

Paramètres	Valeurs
H_l	4,72 m
D_l	4,72 m
Nombre de cuves	6
$V_{l,tot}$	495 m^3

Tableau 54. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle gaz avec combustion (1200 °C).

IV.3.5.1 Evaluation économique

Le tableau 55 résume les résultats d'intérêt du modèle thermique pour cette analyse économique. Le rendement du cycle de décharge $\eta_{elec,dech}$ n'est qu'en légère augmentation par rapport au cas sans combustion (+ 1,8 points). Ceci est dû au ratio de pression limité par la faisabilité des cuves à une valeur de 15. Le ratio de pression optimal de ce cycle gaz est d'environ 33 ($\eta_{elec,dech}$ = 0,385). Les contraintes du système éloignent donc significativement ce cycle de son point optimal.

Variables	Valeurs
$\Delta P_{stock,charge}$	~ 46 mbar
$E_{elec,e}$	206 MWh_e
$\dot{m}_{charge}$	81,6 $kg.s^{-1}$
$\eta_{th,charge}$	0,971
$\Delta P_{stock,dech}$	~ 15 mbar
$\dot{m}_{décharge}$	188 $kg.s^{-1}$
$\eta_{elec,dech}$	0,357
$Q_{stock,dech}$	198 MWh_{th}
Q_{comb}	307 MWh_{th}
τ_{stock}	0,96
$\Delta T_{max,stock}$	514 °C
$E_{elec,s,tot}$	180 MWh_e
$E_{elec,s,stock}$	70,7 MWh_e

Tableau 55. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle gaz avec combustion (1200 °C)

Grâce au faible coût du cycle gaz associé à une énergie stockée de l'ordre de 200 MWh_{th}, ce système propose un investissement limité par rapport aux cas précédents : environ 55,5 M$. L'investissement est donc réduit d'environ 50 % par rapport à un système avec cycle combiné et

combustion (partie IV.3.2.1). La distribution de cet investissement est fournie par la figure 134. Les composants du cycle gaz représentent environ 19 M$. Cette valeur est en phase avec le coût d'un cycle gaz simple donné par le GTW Handbook (environ 300 $/kW$_e$) [95].

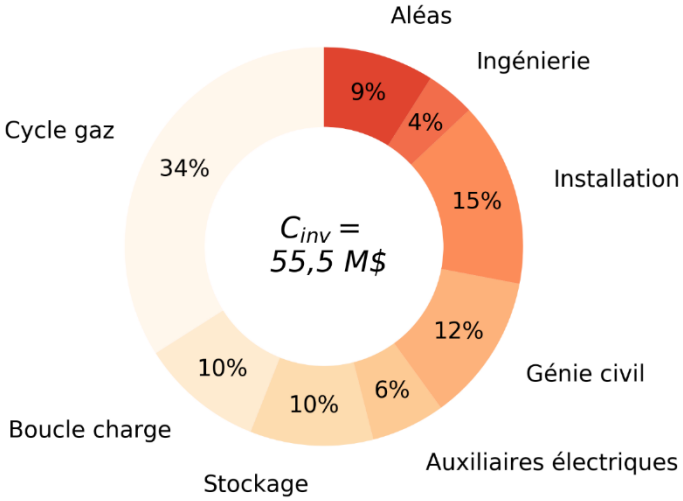


Figure 134. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle gaz avec combustion (1200 °C).

A nouveau, le stockage à lui seul ne représente pas une part majeure du coût du système. Du point de vue de la rentabilité économique, le LCOE est de 193 $/MWh$_e$. Il s'agit du coût de l'énergie le plus faible de tous les cas étudiés. Cette configuration implique des coûts liés à la combustion élevés (environ 2,1 M$/an chacun pour la taxe carbone et le coût de combustible). Leur poids dans la composition du LCOE est conséquent (figure 135). Ce scénario est donc plus sensible à la taxe carbone que le scénario de cycle combiné avec combustion : si cette taxe est fixée à 50 €/t$_{CO_2}$, le LCOE passe à 174 $/MWh$_e$ (-10 %).

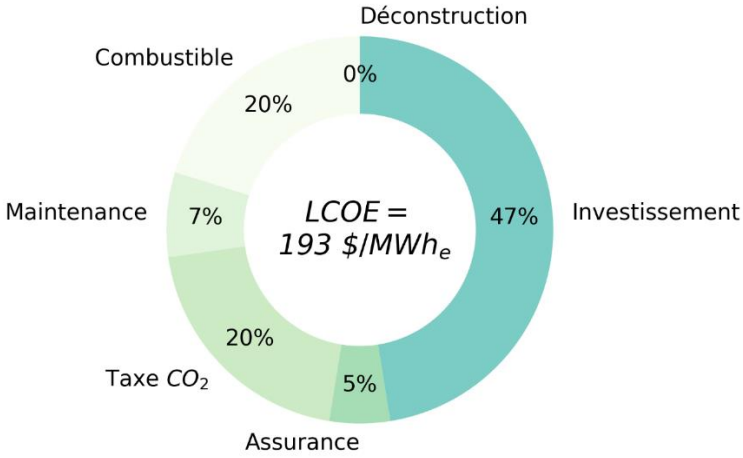


Figure 135. Composition du LCOE pour le cas avec cycle gaz avec combustion (1200 °C).

Le faible coût d'investissement rend ce système particulièrement attractif sur le plan financier. Le fait que le nombre d'heures de production annuel soit limité est donc moins problématique sur cette configuration. De tous les cas étudiés, celui-ci semble être optimal du point de vue économique.

IV.3.6 Discussion sur le coût de l'énergie chargée (LCOS)

Les résultats obtenus dans cette partie IV.3 montrent que les deux systèmes ayant le moins bon rendement (cycle gaz avec et sans combustion) sont les plus rentables. Cela fait ressortir un biais de cette étude. Sur un cycle thermodynamique classique, l'investissement réalisé pour construire une solution avec un meilleur rendement se traduit par un retour sur investissement réalisé sur les coûts opérationnels. Le passage d'un cycle gaz à un cycle combiné, par exemple, permet, contre un investissement supérieur, de réduire la consommation de combustible sur la durée de vie du projet (à puissance de sortie équivalente). Or ici augmenter le rendement du système ne réduit pas les coûts opérationnels. Ils sont même plus élevés lorsqu'on augmente le rendement, car cela implique plus de combustion (cas 2).

Ce constat est fortement lié à l'hypothèse considérée sur l'énergie électrique entrant dans le système. Celle-ci a été considérée gratuite par hypothèse. En considérant un coût associé à cette charge, le rendement électrique joue une influence plus grande sur la rentabilité du système. Pour l'illustrer, un coût du stockage d'électricité (LCOS) intégrant un coût opérationnel de charge peut être défini.

$$\mathrm{LCOS} = \mathrm{LCOE} + \frac{\mathrm{c_{elec,e}} \mathrm{E_{elec,e,annuel}}}{\mathrm{E_{elec,s,annuel}}} \tag{157}$$

On retrouve dans le terme ajouté le rendement électrique η_{elec} du système. Le coût de l'électricité chargée $c_{elec,e}$ est considéré égal à 30 \$/MWh$_e$. Ce coût de référence concerne les systèmes prévus pour assurer le passage de pics de consommations sur le réseau. Il s'agit du coût proposé par Lazard dans son étude annuelle sur le coût du stockage, ce qui permet la comparaison avec d'autres technologies [188] (partie IV.5). Cette valeur peut représenter le coût de l'électricité achetée sur le réseau lorsqu'elle est mal rémunérée. Il peut aussi représenter le manque à gagner entraîné par le choix de stocker l'énergie issue de la centrale renouvelable plutôt que de la revendre immédiatement à bas prix. Le tableau 56 résume les LCOS des scénarios étudiés précédemment, par rapport à leurs LCOE.

Variables	Cas 1	Cas 2 (1200 °C)	Cas 2 (1000 °C)	Cas 3	Cas 4 (1200 °C)
$E_{elec,e}$ (MWh$_e$)	441	162	252	571	206
Q_{comb} (MWh$_{th}$)	0	207	156	0	307
$E_{elec,s}$ (MWh$_e$)	180	180	180	180	180
LCOE (\$/MWh$_e$)	255	266	261	220	193
LCOS (\$/MWh$_e$)	328	293	303	314	227

Tableau 56. Tableau comparatif des LCOE et LCOS des scenarios étudiés.

Avec ce nouvel indicateur, les cycles à combustion deviennent plus intéressants. D'une part, ils diminuent la quantité d'électricité chargée car une portion variable des 180 MWh$_e$ produits vient de la combustion. Cependant, cet effet est limité car avec la taxe carbone, le coût d'un MWh$_{th}$ de combustion est du même ordre de grandeur que le coût d'un MWh$_e$ d'électricité chargée.

D'autre part, ils réduisent le rapport énergie chargée sur énergie déchargée par leur rendement thermique et électrique, ce qui minimise le LCOS (équation (157)). Le LCOS du cas le plus intéressant (cycle gaz avec combustion) est détaillé sur la Figure 136. Le coût de l'électricité chargée est voisin de celui du combustible (environ 2 M$ par an). Si l'on intègre la taxe carbone, la combustion devient plus influente que l'électricité chargée.

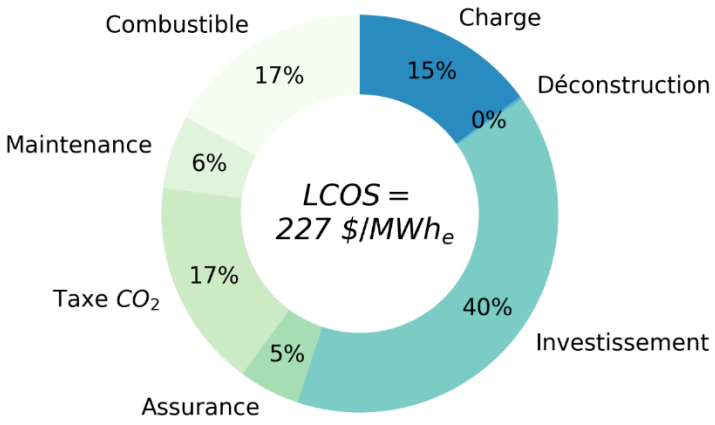


Figure 136. Composition du LCOS du cycle gaz avec combustion.

Considérer un coût de l'énergie électrique chargée montre que l'ajout de la combustion donne de la valeur à l'énergie stockée (le LCOS des systèmes avec combustion est meilleur que celui des systèmes sans combustion). Le tableau 56 montre d'ailleurs que même un faible appoint par combustion (1000 °C) donne plus de valeur au stockage qu'un cycle sans combustion.

IV.3.7 Conclusions de l'étude économique du système à 60 MW_e restitués

A l'aide de la modélisation économique décrite en partie IV.2, différentes solutions répondant aux attentes du système EMR'Stock à haute température ont été étudiées. Les résultats de cette étude sont synthétisés dans le tableau 57. La figure 137 situe ces configurations les unes par rapport aux autres.

Variables	Cas 1	Cas 2 (1200 °C)	Cas 2 (1000 °C)	Cas 3	Cas 4
$Q_{stock,dech}$ (MWh_{th})	418	155	242	532	198
$Q_{comb}/Q_{tot,dech}$	0	0,57	0,39	0	0,61
C_{inv} (M$)	122	106	110	105	55,5
C_{stock} (M$)	12	4,4	4,3	27	5,6
$C_{oper} + C_{CO2}$ (M$)	0	2,8	2,1	0	4,2
LCOE ($/$MWh_e$)	255	266	261	220	193
LCOS ($/$MWh_e$)	328	293	303	314	227

Tableau 57. Tableau récapitulatif des résultats de l'analyse économique.

Pour ce procédé qui ne vend que trois heures d'électricité par jour, 300 jours par an, le coût d'investissement est le principal facteur de la rentabilité du système. Ainsi, le système impliquant le coût d'investissement le plus faible (décharge en cycle gaz simple) entraîne la meilleure

rentabilité économique. Pour rentabiliser un système plus coûteux, il faut assurer plus de vente d'énergie, et donc autoriser plus d'heures de fonctionnement. Si le système se décharge sur les deux pics de consommation quotidiens (matin et soir), le LCOE des cycles combinés devient plus intéressant (moins de 150 $/MWh$_e$). Dans un tel scénario, le LCOE des systèmes avec cycles combinés est d'ailleurs réduit d'environ 50 %, alors que celui du cycle gaz avec combustion n'est réduit que de 36 %, à cause de ses dépenses de combustible plus élevées.

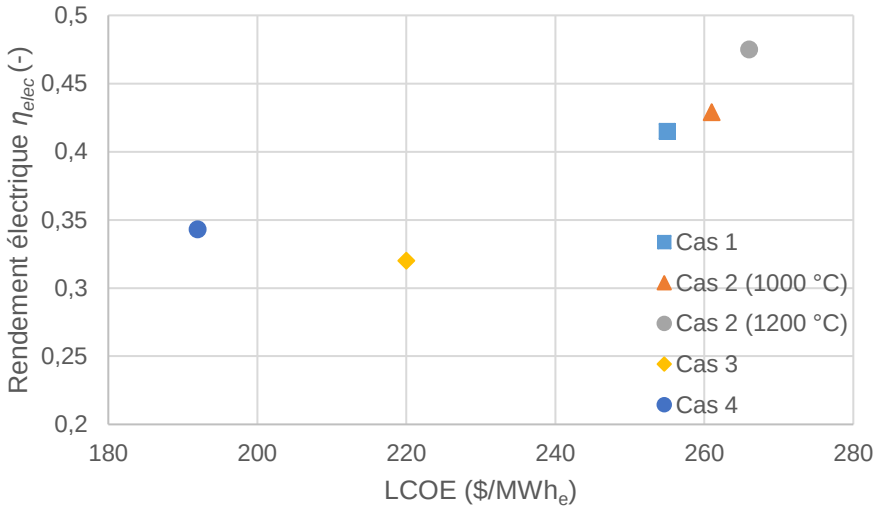


Figure 137. Rendement électrique des systèmes étudiés en fonction de leur LCOE.

Cela confirme que les cycles combinés offrent une meilleure utilisation de l'énergie stockée et brûlée, mais ne cumulent pas assez d'heures de fonctionnement pour être pertinents. Pour une charge-décharge par jour, le choix d'un cycle combiné semble donc être à écarter. Une autre possibilité est d'intégrer le stockage et sa boucle de charge dans une centrale combinée classique à combustion. Celle-ci assure une revente d'énergie plus conséquente qui justifie l'investissement associé, tout en bénéficiant de la réduction de consommation de gaz associée à la décharge du stockage (cf IV.3.3.2). Le chapitre III a également montré que cela ne conduit pas à une hausse de la destruction d'exergie globale dans le système.

Le cycle combiné sans combustion offre un LCOE supérieur de 30 % à celui du cycle gaz avec combustion. En revanche, un avantage indéniable de ce système est son insensibilité aux futures variations de taxe carbone et de coût du gaz. Dans un contexte économique et énergétique incertain, ceci peut être vu comme un aspect intéressant. Cependant, il faudrait augmenter la taxe carbone à 210 €/t_{CO_2} pour que ce cycle combiné sans combustion affiche un meilleur LCOE que le cycle gaz avec combustion.

De plus, l'introduction d'un coût de l'énergie chargée (LCOS) favorise nettement les systèmes avec combustion, qui proposent un meilleur rendement électrique. Avec cette hypothèse, l'ajout de combustion sur les cycles combinés améliore significativement leur rentabilité (-10 % sur le LCOS pour un cycle combiné avec combustion à 1200 °C).

On peut également noter que les coûts d'investissement dans ces systèmes relèvent de budgets conséquents. Cela pourrait limiter le nombre d'acteurs capables d'investir dans le procédé

proposé. Néanmoins, le faible coût du stockage quand on le compare aux coûts du reste du système montre qu'une piste à étudier pourrait être d'intégrer ce stockage et sa boucle de charge dans un cycle combiné existant. Une autre alternative serait de profiter du repowering d'une centrale à vapeur, opération consistant à lui ajouter une turbine à gaz pour former un cycle combiné, pour y ajouter les composants nécessaires au système EMR'Stock. Dans ce cas, il est intéressant de configurer le stockage avec des roches, qui réduisent nettement le coût de ce composant.

Enfin, les valeurs économiques données dans cette étude doivent être considérées avec précaution car elles comportent des incertitudes. Cette étude a néanmoins permis de confronter différents scénarios. Enfin, l'un des intérêts du calcul d'un indicateur tel que le LCOE (ou le LCOS) est de positionner ce système par rapport à d'autres technologies. Ceci est fait en partie IV.5, après une rapide discussion sur la sensibilité des valeurs de LCOS aux valeurs des paramètres du modèle économique.

IV.4 Analyse de sensibilité sur le LCOS

Pour cette analyse de sensibilité, le LCOS défini en partie IV.3.6 est utilisé car il est plus exhaustif que le LCOE. Cette analyse est réalisée sur le cycle gaz avec combustion, car il s'agit du système le plus intéressant du point de vue économique. Les résultats sont présentés dans le tableau 58.

Paramètres	Valeurs	Variations (%)	LCOS ($/MWh$_e$)	Variations (%)
i (-)	0,05	-30 %	211	-7 %
(valeur de base : 0,07)	0,09	+30 %	245	+8 %
n_{op} (années)	20	-20 %	237	+4 %
(valeur de base : 25 ans)	30	+20 %	221	-3 %
k_{ins} (-)	0,005	-50 %	222	-2 %
(valeur de base : 0,01)	0,015	+50 %	232	+2 %
n_{con} (années)	1	-50 %	224	-2 %
(valeur de base : 2 ans)	3	+50 %	230	+1 %
c_{GN} ($/MWh$_{th}$)	17,9	-20 %	219	-4 %
(valeur de base : 22,4 $/MWh$_{th}$)	27	+20 %	235	+3 %
c_{CO_2} ($/t$_{CO_2}$)	94	-20 %	219	-4 %
(valeur de base : 118 ($/t$_{CO_2}$)	142	+20 %	235	+3 %
C_{inv} (M$)	45	-20 %	207	-9 %
(valeur de base : 56 M$)	67	+20 %	248	+9 %
$c_{elec,e}$ ($/MWh$_e$)	24	-20 %	220	-3 %
(valeur de base : 30 $/MWh$_e$)	36	+20 %	234	+3 %

Tableau 58. Analyse de sensibilité sur les principaux paramètres du LCOS.

Ce tableau montre que le LCOS n'affiche pas une sensibilité excessive à l'un de ses paramètres d'entrée. L'influence des coûts d'investissement est néanmoins marquée. Cela montre que les

résultats de cette étude doivent être considérés avec précaution, au-delà des ordres de grandeur présentés. En particulier, le réchauffeur électrique, qui est l'organe disposant du coût le plus incertain, doit être évalué avec précision pour obtenir des valeurs crédibles.

La valeur adoptée pour les frais annuels de maintenance liés aux équipements (2 % du coût de ces équipements, cf partie IV.2.5) peut également être questionnée. Les arrêts et redémarrages fréquents des turbomachines dans le concept proposé peuvent en effet entraîner une usure prématurée. Considérer une fraction de 3 % voire 4 % du coût des équipements pourrait être justifié pour ce poste. Dans ce cas, les LCOE et LCOS augmenteraient de 10 à 25 $/MWh$_e$ pour les cas étudiés, sans que cela modifie les conclusions précédentes.

Par ailleurs, le LCOS est peu sensible aux coûts de combustible et de taxe carbone, alors que la configuration étudiée dans cette analyse de sensibilité (cas 4) implique le plus fort taux de combustion des systèmes étudiés. L'apport énergétique du stockage permet en effet de réduire la dépendance du système aux coûts de combustion. Il s'agit d'un avantage intéressant du procédé EMR'Stock pour s'insérer dans un système à combustion existant ou nouveau.

IV.5 Comparaison avec d'autres technologies de stockage massif

De la même manière que dans l'étude thermodynamique du chapitre III, les ordres de grandeur obtenus peuvent être utilisés pour situer le procédé étudié par rapport à d'autres technologies. Pour compléter les résultats précédents, le coût d'investissement par kWh$_e$ stocké peut être évalué à partir de l'équation (140). Il peut être calculé à partir des kWh$_e$ restitués par le stockage uniquement ($C_{kWh,stock}$) ou produits par le stockage et la combustion ($C_{kWh,tot}$). Ces résultats sont présentés dans le tableau 59.

Système	Cas 1	Cas 2 (1200 °C)	Cas 2 (1000 °C)	Cas 3	Cas 4
$Q_{stock,dech}$ (MWh$_{th}$)	418	155	242	532	198
LCOS ($/MWh$_e$)	328	293	303	314	227
$C_{kWh,stock}$ ($/kWh$_e$)	678	1377	1018	583	785
$C_{kWh,tot}$ ($/kWh$_e$)	678	589	611	583	309

Tableau 59. Récapitulatif du coût d'investissement par kWh$_e$ restitué.

Les coûts $C_{kWh,stock}$ pour les systèmes avec combustion sont peu pertinents car l'investissement associé est lié à la puissance électrique totale de la centrale. D'après l'étude du cabinet Lazard utilisée pour valider la méthode de calcul du LCOE en partie IV.2.8, les caractéristiques économiques de quelques solutions de stockage massif sont celles données par le tableau 60.

Technologie	Rendement électrique (%)	LCOS ($/MWh$_e$)	$C_{kWh,stock}$ ($/kWh$_e$)
STEP	80-82	152-198	238-350
CAES	75-79	116-140	146-210
Batteries	67-86	200-400	400-800

Tableau 60. Performance économique de quelques solutions de stockage massif d'électricité [188], [189].

En termes de performance énergétique comme de LCOS, le stockage par pompage thermique et le CAES sont plus performants. Les avantages du système proposé par rapport à ces systèmes sont développés dans la partie III.6 du chapitre III. En revanche, qu'il soit avec ou sans combustion, le système proposé présente un LCOS du même ordre de grandeur que celui des batteries pour le stockage stationnaire. En termes de coût d'investissement par kWh_e, les valeurs sont également voisines. Le procédé proposé offre de plus la possibilité d'augmenter significativement la capacité installée par rapport aux ordres de grandeur envisagés dans cette étude. Par exemple, une simulation a été réalisée pour le cas 2 avec 600 MWh_e restitués (260 MWh_e attribuables au stockage). Le LCOS est égal à celui du cas à 180 MWh_e présenté précédemment. Ce potentiel d'augmentation des capacités n'est pas forcément partagé par les batteries.

Un regard complémentaire sur ces technologies de stockage pourrait être apporté par l'étude de l'analyse de cycle de vie. Celle-ci pourrait être menée en complément de ce travail. L'étude des impacts environnementaux dans leur ensemble pourrait constituer un avantage supplémentaire du système, surtout si le stockage repose sur des matériaux naturels comme les roches.

IV.6 Conclusions du chapitre IV

Dans ce dernier chapitre, différentes conceptions du système ont été confrontées du point de vue économique. Cette analyse est complémentaire à l'analyse thermodynamique réalisée dans le chapitre III. Celle-ci a mis en évidence plusieurs possibilités ayant plus ou moins d'influence sur les performances du procédé proposé. Le chapitre IV propose quelques indicateurs et outils de décision pour trier ces possibilités selon leur pertinence économique. En effet, de nombreuses solutions de stockage massif d'énergie coexistent et leur développement futur est conditionné par leur intérêt financier. Cette étude économique concerne un système capable de délivrer une puissance d'environ 60 MW_e pendant trois heures (soit 180 MWh_e de restitution).

Le système EMR'Stock est en effet conçu pour répondre à l'un des pics quotidiens de consommation sur le réseau électrique. Les résultats obtenus montrent que pour un tel système ayant une quantité d'énergie limitée à vendre, les coûts d'investissement doivent être limités. Les coûts opérationnels (combustible, taxe carbone) apparaissent en effet comme étant secondaires sur les configurations étudiées. Par conséquent, les solutions les plus rentables économiquement sont celles impliquant les coûts d'investissement les plus réduits. Les conclusions obtenues sont fortement dépendantes de l'hypothèse considérée sur l'énergie électrique entrante en phase de charge. Si elle est gratuite, les systèmes de meilleur rendement ne sont pas valorisés à cause de leur coût d'investissement élevé. Si elle est payante, le rendement électrique du système prend plus d'importance sur la rentabilité du système. Dans le premier cas, le cycle combiné avec combustion dispose du moins bon potentiel économique (LCOE = 266 $/$MWh_e$). Dans le second, il correspond au second système le plus performant (LCOS = 293 $/$MWh_e$). Cependant, quelle que soit l'hypothèse sur l'énergie chargée, le cycle gaz avec appoint par combustion offre la meilleure rentabilité par son coût d'investissement limité. Il atteint un LCOS de 227 $/MWhe. Cette valeur est intéressante si on la compare à d'autres technologies comme le stockage par pompage hydraulique (jusqu'à 200 $/$MWh_e$) ou les batteries (de 200 à 400 $/$MWh_e$).

Malgré son intérêt présenté au chapitre III, le cycle combiné est associé à un niveau d'investissement supérieur pour une même puissance (environ 50 % de plus par rapport au cycle gaz avec combustion). Il ne se justifie pas pour un système délivrant 180 MWh_e pendant 300 jours par an. En revanche, les résultats ont montré l'intérêt d'une configuration de centrale à cycle combiné classique sur laquelle le stockage et sa boucle de charge sont ajoutés. Pour un surcoût non excessif par rapport à l'investissement associé à la centrale, le stockage permet de réduire la consommation de la centrale et sa dépendance aux coûts de combustible. Un tel système permet également de valoriser l'énergie stockée à un rendement intéressant (jusqu'à environ 50 % dans cette étude). Le système à combustion est donc avantagé en ce qui concerne les cycles combinés : il permet d'étendre les plages de production de la centrale en ajoutant de la flexibilité au système. La quantité d'énergie délivrée par le stockage lors de sa phase de décharge limite l'impact des évolutions futures de la taxe carbone sur les systèmes étudiés.

Cette étude a également montré que le coût du stockage et de son réchauffeur étaient acceptables. Le réchauffeur peut cependant présenter un coût important lorsque des énergies importantes sont stockées (12 % du coût d'investissement pour 566 MWh_e chargés dans le cas du cycle gaz sans combustion). Il s'agit d'un organe clé du système dont le coût doit être

minimisé pour optimiser le potentiel économique du système. De plus, le coût du stockage est nettement réduit par l'adoption d'un matériau peu coûteux comme les roches. Grâce à la faible proportion du coût du stockage et de sa boucle de charge dans les systèmes étudiés, des possibilités de conversion d'une centrale gaz ou vapeur existante apparaissent.

Conclusions et perspectives

Le système EMR'Stock vise à répondre à l'intermittence de la production électrique d'origine renouvelable par le biais du stockage thermique. Le principe général est de stocker l'énergie thermique issue d'une chauffe électrique en période de forte production et de restituer l'énergie sous forme électrique lorsque la demande est élevée. Dans ce contexte, le travail présenté dans cette étude concerne une version de ce système intégrant un stockage thermique à très haute température. Il s'agit d'un travail prospectif visant à identifier le potentiel de ce système par l'analyse qualitative et quantitative de ses performances.

L'une des premières étapes de l'étude de ce système a été de définir son architecture générale. Pour cela, la recherche de la meilleure configuration possible du stockage a été effectuée. Le niveau de température visé de l'énergie stockée étant voisin de 1000 °C, le choix de la technologie de stockage thermique s'est porté sur le stockage sensible dit régénératif. Ce type de stockage associe un fluide caloporteur, chargé de transporter l'énergie, avec une matrice solide capable de l'accumuler. Au vu du niveau de température visé et de l'application concernée (décharge en cycle ouvert), le choix du fluide caloporteur s'est naturellement porté vers l'air. Concernant le matériau de stockage, l'étude bibliographique a révélé un large panel de possibilités étudiées dans la littérature. Le choix s'est porté sur un arrangement aléatoire de particules de géométrie sphérique ou assimilable à une sphère. Ce type de stockage en vrac est en effet abondant dans la littérature. Il offre des propriétés intéressantes pour le stockage thermique sensible, notamment à haute température. Deux matériaux en particulier ont été retenus. En premier lieu, les sphères d'alumine, conçues industriellement pour des applications à température élevée. Elles conjuguent une capacité thermique élevée et une stabilité éprouvée aux cyclages thermiques. Les roches constituent un matériau alternatif qui présente un intérêt certain par leur coût réduit, même si leur résistance aux cyclages thermiques peut être questionnée. Pour permettre l'utilisation de ces deux types de matériau, et en regard d'autres critères techniques comme l'isolation des cuves, la température maximale du stockage a été fixée à 900 °C.

Le stockage régénératif fluide/solide n'a été testé à grande échelle que sur quelques installations dans le monde. Il n'existe donc pas de consensus autour de la configuration optimale du stockage. Celle-ci est contrainte par de nombreux phénomènes : tenue mécanique de la cuve, stratification thermique satisfaisante, pertes thermiques limitées, coût… A cela s'ajoute la problématique des pertes de charge du fluide traversant la matrice solide, dont l'influence est particulièrement soulignée lorsque le fluide caloporteur est gazeux. Une revue des installations expérimentales a été réalisée afin d'identifier des paramètres optimaux ou caractéristiques de la configuration du stockage. Quelques recommandations générales, comme l'adoption d'un facteur de forme H_l/D_l proche de l'unité ou le choix d'une configuration verticale ont été proposées.

Le stockage étant défini, l'architecture de décharge permettant de valoriser au mieux la chaleur stockée à 900 °C a été étudiée. Parmi les alternatives possibles, le cycle combiné gaz/vapeur (ou

Joule/Rankine) a été retenu grâce à son rendement intéressant et sa maturité technologique. Cependant, les coûts spécifiques d'une telle solution à faible puissance sont importants. Une alternative avec une décharge en cycle gaz a donc également été retenue. L'un des principaux leviers pour améliorer le rendement de ces cycles étant d'augmenter la température d'entrée en turbine à gaz, l'intérêt d'ajouter un appoint par combustion au système a également été soulevé. L'ensemble de l'étude bibliographique a abouti à l'architecture de la figure 138.

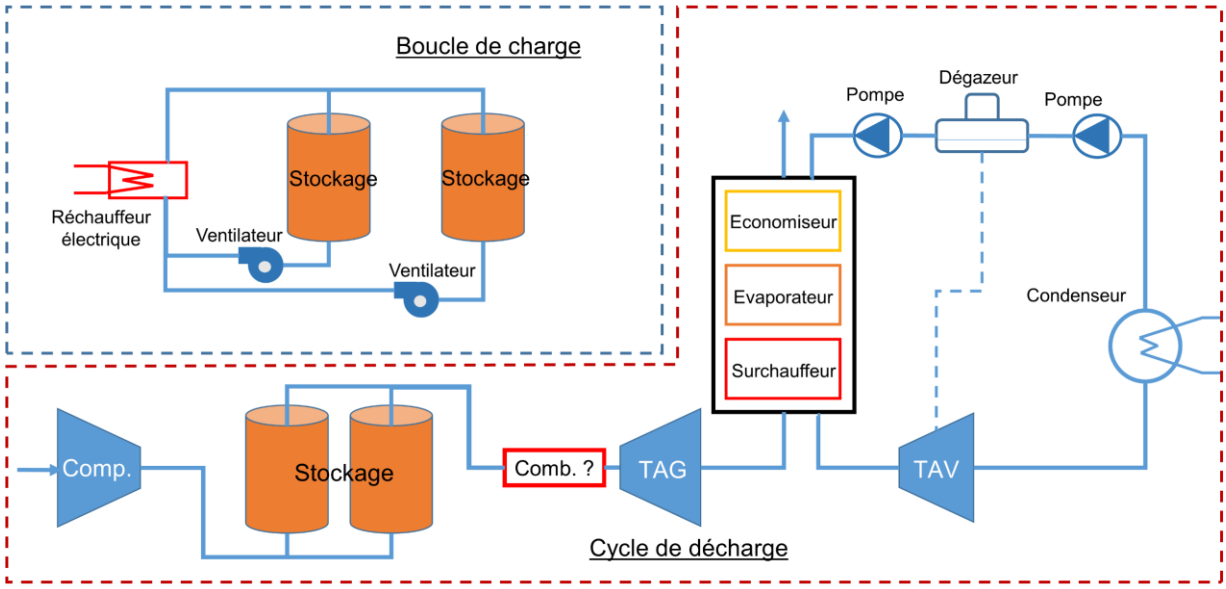


Figure 138. Architecture du système de stockage d'électricité.

Pour questionner la pertinence d'un tel système caractérisé par son caractère « massif », une modélisation numérique 0D/1D du système a été développée. Celle-ci est constituée par une modélisation de chaque composant du système (échangeurs, turbomachines, chambre de combustion, dégazeur, etc.). Le stockage en particulier est représenté à l'aide d'un modèle 1D relativement exhaustif représentant les nombreux phénomènes en jeu dans cet organe. A partir d'une modélisation relativement standard, ce modèle a été étendu pour prendre en compte les spécificités du stockage considéré. Les pertes de charge sont par exemple évaluées localement, et le rayonnement entre solides est pris en compte. Ce modèle permet également de modéliser un empilement de sphères parfaites ou un empilement de roches grâce à des corrections géométriques appropriées. Il a été validé sur deux configurations expérimentales représentatives. Le modèle global de cycle combiné a également été confronté à des données de la littérature.

Le stockage impose des variations transitoires liées par exemple à sa température de sortie décroissante lorsque le gradient thermique qui l'occupe est évacué. Afin d'approcher au mieux l'influence de ces phénomènes transitoires sur le système, des modèles de comportement off-design des turbomachines ont été implémentés. Ceux-ci reposent sur des méthodes génériques qui permettent d'approcher le comportement de machines réelles. La modélisation adoptée est à la fois suffisamment précise pour prédire le fonctionnement du système, mais aussi suffisamment générique pour ne pas introduire de nombreux paramètres spécifiques à un design particulier. Plusieurs analyses ont ainsi pu être menées.

Dans le chapitre III, ce modèle a été employé pour une analyse thermodynamique du système. Une analyse exergétique a notamment été menée sur différentes configurations possibles. Ces configurations sont principalement liées au cycle de décharge du stockage. L'analyse montre que la conversion de l'électricité en chaleur au réchauffeur électrique est associée à une forte destruction d'exergie. Dans le cas d'une décharge en cycle gaz, cette destruction d'exergie est du même niveau que la puissance restituée par le cycle. Néanmoins, le rendement exergétique du réchauffeur est du même ordre de grandeur que celui des procédés de combustion qui alimentent généralement ce type de cycle thermodynamique. L'apport de chaleur issu du réchauffeur conduit donc à des irréversibilités globales proches de celles d'un cycle combiné classique. En complément, l'ajout du stockage comme source de chaleur à l'amont de la chambre de combustion augmente de plusieurs points le rendement exergétique de la combustion, pour un coût énergétique quasi-nul. Les faibles performances du cycle gaz ont également été mises en évidence. Concernant les cycles combinés, l'apport d'un niveau de pression de vaporisation supplémentaire a été identifié. Il n'entraine qu'un gain de rendement de 1,3 point, conforme aux ordres de grandeur de la littérature. L'étude a également montré que l'ajout de combustion permet de restituer l'énergie électrique injectée avec un rendement plus intéressant. Cependant, même pour des températures de combustion modérée, la part de chaleur ajoutée par combustion devient rapidement majoritaire par rapport à l'énergie issue de la décharge du stockage.

Concernant le stockage, qui fait la spécificité du système étudié, l'analyse exergétique a montré que les irréversibilités de ce composant sont faibles en regard des irréversibilités totales du système. De plus, un bilan d'exergie détaillé du stockage a été établi pour aboutir au même niveau de détail que son bilan d'énergie. Ce bilan plus détaillé que celui généralement réalisé dans la littérature a notamment permis d'évaluer le poids de chaque contribution à la destruction d'exergie dans le stockage : convection fluide/solide, diffusion axiale au sein du fluide et des solides, dissipations thermiques vers l'extérieur, pertes de charge subies par le fluide.

Les analyses réalisées ont montré l'importance des destructions d'exergie liées aux pertes de charge et à l'échange convectif fluide/solide. En particulier, les pertes de charge sont apparues comme l'un des critères les plus contraignants du système. Etant limitées par la capacité des ventilateurs de la boucle de charge, elles dictent en effet le dimensionnement du stockage. Il a également été montré que le taux d'utilisation du stockage était avant tout dépendant des conditions d'opération dans lesquelles il est placé. La température admissible aux ventilateurs de charge est ainsi un facteur déterminant de la densité énergétique du stockage. Par ailleurs, l'étude exergétique du stockage montre qu'il est possible, par un dimensionnement optimisé, de réduire à la fois les irréversibilités de pertes de charge et de convection dans ce composant. Un dimensionnement alternatif proposé a par exemple permis de diminuer de 25 % la destruction globale d'exergie dans le stockage sur le procédé. Cela se traduit également du point de vue énergétique par un taux d'utilisation amélioré de 6 points.

A l'avenir, l'approche proposée sur les irréversibilités du stockage pourrait être étendue à des modèles plus complets. Dans [14], l'auteur propose par exemple un modèle à trois équations incluant les échanges thermiques avec la paroi de cuve. Celle-ci influence particulièrement le stockage lorsque sa capacité thermique est élevée. Le modèle présenté permettrait par exemple

de mesurer l'exergie détruite par échange entre le fluide et la paroi, et par conduction dans cette paroi. Il permettrait également, si le modèle est adapté, de calculer l'exergie détruite par mélange dans les organes de distribution en entrée et sortie du stockage.

Le travail réalisé présente plusieurs limites. Le comportement de la turbine à gaz soumise à une température décroissante en fin de décharge n'a pu être qu'approché. Des modèles plus précis seraient nécessaires pour évaluer l'ampleur des variations engendrées par ce phénomène. Par ailleurs, l'approche off-design adoptée n'a pas pu être validée sur des données expérimentales. Pour limiter les conséquences non maitrisées de cette variation de température, l'écart admis à la turbine à gaz par rapport à sa température d'entrée nominale est relativement faible (50 °C au chapitre III, 20 °C au chapitre IV).

De plus, l'analyse de sensibilité sur les résultats du cycle combiné a montré que le modèle est particulièrement sensible aux rendements isentropiques des turbomachines. Or ceux-ci ont été posés par hypothèse et sont considérés constants (sauf pour le compresseur). Pour aller plus loin, des modèles plus fins descriptifs de machines commerciales pourraient être implémentés. Des discussions avec des fabricants seraient également nécessaires afin de définir quelles conditions d'entrées sont acceptables dans une turbomachine quittant son point de design. Cette problématique est en effet inhabituelle car généralement la combustion assure une température quasi-constante en entrée de turbine à gaz. De tels cas avec appoint par combustion ont d'ailleurs été envisagés. Le domaine des turbines à gaz adaptées pour les centrales solaires à tour est néanmoins en développement et cette problématique de variation de la température d'entrée pourrait se développer dans les années à venir.

Concernant le stockage, les résultats ont montré que la plage de nombre de Reynolds de l'air circulant dans le stockage dépasse les valeurs usuelles des prototypes de laboratoire. En particulier, cela se traduit par une contribution de conductivité effective liée aux turbulences locales élevée. A défaut d'avoir à disposition des données de validation sur une plage de Reynolds représentative, un prototype réduit de stockage proche des conditions thermohydrauliques du procédé pourrait être construit. Cela permettrait de valider le modèle sur certaines spécificités liées à l'application considérée. L'étude a également mis en évidence le caractère parfois décisif des pertes de charge sur le dimensionnement d'un stockage régénératif air/solide. Pour cette raison, la possibilité d'utiliser des briques comme matrice de stockage ne devrait pas être écartée. Une discussion sur ce point est réalisée au chapitre III car les avantages et inconvénients d'un tel choix ne sont pas facilement évaluables. Le modèle proposé est en mesure de répondre à certaines de ces questions. Enfin, les aspects mécaniques liés à la dilatation des matériaux cyclés sur des larges plages de température n'ont pas pu être vérifiés.

Dans le dernier chapitre, une étude économique a été menée afin de répondre à certaines interrogations. L'ajout d'un appoint par combustion ou le choix d'un cycle gaz ou combiné sont des questions qui ne trouvent une réponse que par leur pertinence économique. Différentes configurations ont été étudiées pour une même puissance restituée au réseau électrique (60 MW_e pendant trois heures). L'étude montre que le système ne vend pas de grandes quantités d'énergie et qu'en conséquence, il doit limiter les coûts d'investissement pour être rentable. Que l'énergie entrante en phase de charge soit payante ou pas, le cycle gaz avec appoint par

combustion présente le meilleur potentiel économique. Le cycle combiné avec appoint par combustion peut être intéressant si l'énergie entrante est payante car il valorise mieux l'énergie stockée par son rendement plus élevé. De plus, il peut allonger sa plage de production par un fonctionnement en combustion pure. Ceci améliore l'intérêt économique de la solution et justifie l'investissement dans un cycle combiné, plus important que pour un cycle gaz.

Enfin, les coûts actualisés du stockage sont notamment proches des coûts actuels des batteries pour le stockage stationnaire. Le système présente une flexibilité d'utilisation qui le distingue d'autres solutions comme le pompage hydraulique ou le stockage par air comprimé. Celles-ci disposent en revanche d'un meilleur rendement électrique et d'une rentabilité, en théorie, plus intéressante. L'analyse de cycle de vie de la solution proposée par rapport aux technologies concurrentes est une piste de travail complémentaire. Par sa flexibilité, ses performances et son niveau de maturité, le procédé EMR'Stock peut répondre à certaines attentes laissées vacantes par les autres technologies de stockage massif d'électricité.

Liste des figures

Figure 1. Principe général du projet EMR'Stock. 2
Figure 2. Graphique représentant l'accroissement du stockage d'énergie dans le monde, par technologie [3]. 6
Figure 3. Représentation de différentes technologies de stockage en fonction de leurs puissances et du temps de décharge [5]. 7
Figure 4. Fonctionnement d'un stockage thermique actif à deux cuves [14]. 9
Figure 5. Fonctionnement d'un stockage thermique passif régénératif [14]. 10
Figure 6. Schéma et photo de chantier du stockage de la centrale d'Ait Baha [24]. 14
Figure 7. Vue 3D représentant le prototype KBA-Clean Air de la centrale de Jülich [29]. 16
Figure 8. Schéma de l'installation expérimentale conçue par Meier et al. [30]. 17
Figure 9. Schéma représentatif de l'installation expérimentale de Klein et al. [21]. 18
Figure 10. Evolution des températures dans les rangées de briques en charge/décharge [32]... 19
Figure 11. Evolution des températures dans les rangées de briques en charge/standby [32]. 19
Figure 12. Porosité du milieu poreux en fonction du diamètre des particules solides pour les installations expérimentales du tableau 4. 21
Figure 13. Energie stockée dans les dispositifs expérimentaux du tableau 4 en fonction de leur température maximale. 21
Figure 14. Schéma représentant différentes qualités de stratification dans un stockage : élevée à gauche et modérée à droite [45]. 23
Figure 15. Graphique représentant les profils spatiaux de température en fin de charge et de décharge pour un stockage avec zone thermocline [46]. 23
Figure 16. Profils des isothermes de température dans une cuve horizontale, à sept instants différents de relaxation thermique [49]. 24
Figure 17. Facteur de forme de la cuve en fonction du volume du stockage pour les installations expérimentales du tableau 4. 27
Figure 18. Figure représentant le réarrangement des roches au bout de 5 cycles (à gauche) et les contraintes moyennes radiales exercées sur la cuve (à droite) [56]. 28
Figure 19. Matériau réfractaire envisagé pour le projet PHOEBUS [77]. 35
Figure 20. Diagramme (T,s) du cycle de Hirn [79]. 38
Figure 21. Schéma représentant les organes du cycle vapeur, modifié d'après [79]. 38
Figure 22. Diagramme (T,s) du cycle de Hirn avec une resurchauffe [81]. 39
Figure 23. Diagramme (T,s) du cycle de Joule idéal [85]. 40
Figure 24. Schéma présentant les organes du cycle gaz [79]. 40
Figure 25. Cycle de Brayton avec refroidissement. 41
Figure 26. Cycle de Brayton avec réchauffe. 41
Figure 27. Cycle de Brayton avec refroidissement, réchauffe et régénération. 41
Figure 28. Schéma représentatif du cycle de Cheng [90]. 42
Figure 29. Schéma représentatif du cycle Humid Air Turbine [92]. 43
Figure 30. Schéma représentatif d'un cycle combiné classique gaz/vapeur [79]. 44

Figure 31. Représentation schématique des échanges thermiques au sein de la chaudière de récupération d'un cycle combiné à un niveau de pression. 44
Figure 32. Coût spécifique d'un cycle combiné en fonction de sa puissance nette, d'après [95]. 45
Figure 33. Schéma représentant la chaleur récupérée au générateur de vapeur des cycles de Rankine et Kalina [96]. 45
Figure 34. Schéma représentatif d'un triple cycle combiné Joule/Rankine/Kalina [105]. 47
Figure 35. Schéma représentatif d'un cycle combiné Joule/Joule avec compression étagée [106]. 47
Figure 36. Cartographie du rendement de différents cycles thermodynamiques en fonction de la température à la source chaude [108]. 48
Figure 37. Cartographie de différents cycles gaz en fonction de leur puissance électrique. 49
Figure 38. Schéma représentant le fonctionnement de la centrale d'Ait Baha [25]. 51
Figure 39. Schéma représentant le système régénératif de la centrale à tour de Jülich [29]. 52
Figure 40. Schéma représentant le cycle SUNDISC [110]. 53
Figure 41. Vue artistique du projet de Future Energy Storage de Siemens. 53
Figure 42. Schéma représentant le procédé SEPT en phase de stockage [7]. 54
Figure 43. Schéma représentant le procédé SEPT en phase de déstockage [7]. 54
Figure 44. Diagramme (T,s) de deux cycles de stockage par pompage thermique [8]. 54
Figure 45. Schéma représentant le cycle hybride gaz-solaire avec stockage de [10]. 55
Figure 46. Schéma représentant un exemple de réservoir à double peau [10]. 56
Figure 47. Schéma représentant une centrale hybride gaz-solaire [21]. 56
Figure 48. Schéma de principe d'un système AA-CAES [115]. 57
Figure 49. Principe général des systèmes du projet EMR'Stock. 64
Figure 50. Architecture de base du système de stockage d'électricité (les connexions entre les circuits de charge et de décharge ne sont pas représentées). 64
Figure 51. Schéma représentant les composants du cycle gaz, reproduit d'après [79]. 65
Figure 52. Evolution du facteur d'excès d'air en fonction de la température de fin de combustion pour une combustion complète de CH_4. 68
Figure 53. Modèle simplifié de turbine à gaz avec refroidissement [122]. 69
Figure 54. Fractions de débit d'air de refroidissement de TAG calculées avec deux jeux de coefficients différents. 71
Figure 55. Schéma représentant les composants du cycle vapeur, reproduit d'après [79]. 72
Figure 56. Schéma d'une installation de production de vapeur avec dégazeur thermique [125]. 73
Figure 57. Diagramme (T,s) du cycle vapeur (évolution réelle en pointillés), issu de [126]. 74
Figure 58. Diagramme représentant l'échange d'énergie à la chaudière de récupération [79]. ... 76
Figure 59. Diagramme représentant l'échange d'énergie dans une chaudière de récupération à deux niveaux de pression, d'après [79]. 79
Figure 60. Schéma représentant une chaudière de récupération à deux niveaux de pression, modifié d'après [128]. 79
Figure 61. Cycle combiné à un niveau de pression de vaporisation. 81
Figure 62. Courbe de performances caractéristique d'un compresseur quelconque [137]. 83
Figure 63. Cône des régimes de débit-pression possibles en turbine, d'après [127]. 85
Figure 64. Courbes de performances caractéristique pour une turbine à gaz, d'après [142]. 85

Figure 65. Quelques phénomènes thermiques impactant le comportement du stockage régénératif, adapté d'après [33]. 88
Figure 66. Evolution du nombre de Nusselt calculé avec différentes corrélations en fonction du nombre de Reynolds, pour Pr = 0,7 et ε = 0,37. 93
Figure 67. Evolution du rapport entre le Nusselt effectif et le Nusselt en fonction du nombre de Biot, d'après l'équation (76). 94
Figure 68. Contributions impactant la conductance effective, d'après [7]. 96
Figure 69. Evolution du rapport λsol/λf pour de l'alumine et de l'air en fonction de leur température. 97
Figure 70. Poids relatif du terme lié au rayonnement sur la conductivité effective des solides (roches) en fonction de la température (référence : D_{sol} = 3 cm, λ_{sol} = 1,5 $W.m^{-1}.K^{-1}$, ε = 0,37). .. 99
Figure 71. Evolution des contributions à la résistance équivalente des parois latérales, pour Pr = 0,7, H_l = 8,0 m, e_{isol} = 0,4 m et λ_{isol} = 0,15 $W.m^{-1}.K^{-1}$. 100
Figure 72. Pertes de charge calculées avec différentes corrélations en fonction du nombre de Reynolds, à 900 °C pour ε = 0,37, et D_{sol} = 0,03 m. 102
Figure 73. Profils spatiaux de température de fluide expérimentaux et numériques pour l'installation de Cascetta et al., 2016 [42] (charge). 104
Figure 74. Profils spatiaux de température de fluide expérimentaux et numériques pour l'installation de Cascetta et al., 2016 [42] (décharge). 105
Figure 75. Comparaison des profils expérimentaux et numériques de température dans les solides pour différents instants de charge de l'expérience CLAIRE. 106
Figure 76. Comparaison des profils expérimentaux et numériques de température dans les solides pour différents instants de décharge de l'expérience CLAIRE. 106
Figure 77. Logigramme de résolution de l'étude des systèmes à 200 MWh_e d'énergie chargée. 122
Figure 78. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage pour le cas avec décharge en cycle gaz. 125
Figure 79. Profils de température à différents instants de charge en cycle gaz. 125
Figure 80. Profils de température à différents instants de décharge en cycle gaz. 125
Figure 81. Conservation d'énergie sur le procédé du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz. 126
Figure 82. Evolution de la pression moyenne dans le stockage au cours du procédé complet. 126
Figure 83. Profil de température en entrée de TAG durant la décharge en cycle gaz. 127
Figure 84. Evolution de la puissance nette en sortie durant la décharge en cycle gaz. 127
Figure 85. Diagramme de Grassmann exergétique avec décharge en cycle gaz. 128
Figure 86. Contributions à la destruction d'exergie en charge (à gauche) et en décharge (à droite) du cas de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz. 128
Figure 87. Profil spatial de vitesse interstitielle u dans le stockage en début et en fin de charge (la flèche indique le sens de circulation du fluide). 129
Figure 88. Conservation d'énergie sur un cycle entier pour un système de 200 MWh_e avec cycle combiné sans combustion. 132
Figure 89. Comparaison des volumes et taux d'utilisation du stockage pour les cas avec décharge en cycle gaz et combiné. 133
Figure 90. Profil de température en entrée de TAG durant la décharge en cycle combiné. 134

Figure 91. Evolution de la puissance nette en sortie durant la décharge en cycle combiné. 134
Figure 92. Variation des conditions en entrée de TAV durant la décharge en cycle combiné. .. 134
Figure 93. Variation du rendement thermique durant la décharge en cycle combiné. 134
Figure 94. Diagramme de Grassmann exergétique avec décharge en cycle combiné sans combustion. 135
Figure 95. Contributions à la destruction d'exergie en charge (à gauche) et en décharge (à droite) du cas de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné. 135
Figure 96. Comparaison des destructions d'exergie totales au stockage, en cycle gaz et combiné. 136
Figure 97. Diagramme de Grassmann exergétique avec décharge en cycle combiné sans combustion à deux niveaux de pression de vaporisation. 137
Figure 98. Conservation d'énergie sur un cycle entier pour un système de 200 MWh_e avec combustion. 139
Figure 99. Profils de température à différents instants de charge en cycle combiné avec combustion. 140
Figure 100. Profils de température à différents instants de décharge en cycle combiné avec combustion. 140
Figure 101. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage pour le cas avec décharge en cycle combiné avec combustion. 140
Figure 102. Evolution des puissances transmises par le stockage et la combustion en décharge. 141
Figure 103. Evolution des fractions massiques des produits de combustion en décharge. 141
Figure 104. Diagramme de Grassmann de l'utilisation de l'exergie dans le système de 200 MWhe avec combustion. 142
Figure 105. Destruction d'exergie à la chambre de combustion au cours de la décharge. 143
Figure 106. Contributions à la destruction d'exergie en charge (à gauche) et en décharge (à droite) du cas de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné avec combustion. 143
Figure 107. Comparaison des contributions à la destruction d'exergie totale dans le stockage. 144
Figure 108. Comparaison des contributions à la destruction d'exergie totale dans le stockage pour l'analyse paramétrique. 147
Figure 109. Influence du facteur de forme sur l'épaisseur de la zone thermocline en fin de charge et de décharge. 149
Figure 110. Influence du facteur de forme sur le volume occupé par la zone thermocline en fin de charge et de décharge..... 149
Figure 111. Profils de température en charge pour trois diamètres de particules solides. 150
Figure 112. Profils de température en décharge pour trois diamètres de particules solides. 150
Figure 113. Evolution de la puissance électrique restituée pour trois valeurs de D_{sol}. 151
Figure 114. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage pour $T_{max,vent}$ = 600 °C (décharge en cycle combiné). 152
Figure 115. Destruction d'exergie dans le stockage pour le cas amélioré. 153
Figure 116. Profil de température en entrée de TAG pour une décharge en série de deux cuves chargées en parallèle. 154
Figure 117. Représentation schématique de la décharge en série de deux cuves chargées en parallèle. 155

Figure 118. Répartition des coûts pour un cycle combiné de référence. 169
Figure 119. Composition du LCOE pour le cas minimum du tableau 40. 170
Figure 120. Composition du LCOE pour le cas maximum du tableau 40. 170
Figure 121. Logigramme de résolution de l'étude économique sur les systèmes à 60 MW_e restitués. 173
Figure 122. Influence des températures de fin de charge et de décharge sur le taux d'utilisation du stockage du cas 1. 176
Figure 123. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle combiné sans combustion. 176
Figure 124. Composition du LCOE pour le cas avec cycle combiné sans combustion. 177
Figure 125. Composition du coût du stockage pour deux matériaux solides. 178
Figure 126. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle combiné et combustion à 1200 °C. 180
Figure 127. Composition du LCOE pour le cas du cycle combiné avec combustion. 181
Figure 128. Composition du LCOE d'un système hybride centrale électrique et stockage 182
Figure 129. Composition du LCOE pour le cas avec cycle combiné avec combustion (1000 °C). 183
Figure 130. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle combiné et combustion à 1200 °C (décharges partielles). 185
Figure 131. Composition du LCOE du cas avec cycle combiné et combustion à 1200 °C (décharges partielles). 185
Figure 132. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle gaz sans combustion. .. 188
Figure 133. Composition du LCOE pour le cas avec cycle gaz sans combustion. 188
Figure 134. Répartition des coûts d'investissement du cas avec cycle gaz avec combustion (1200 °C). 190
Figure 135. Composition du LCOE pour le cas avec cycle gaz avec combustion (1200 °C). 190
Figure 136. Composition du LCOS du cycle gaz avec combustion. 192
Figure 137. Rendement électrique des systèmes étudiés en fonction de leur LCOE. 193
Figure 138. Architecture du système de stockage d'électricité. 200
Figure 139. Evolution des températures d'entrée dans le stockage de l'expérience [42]..... 216
Figure 140. Débits en entrée du dispositif expérimental CLAIRE (corrigés dans [14]). 217
Figure 141. Températures en entrée du dispositif expérimental CLAIRE (remplissage en graviers). 217

Liste des tableaux

Tableau 1. Principaux ordres de grandeur définissant le système EMR'Stock à haute température. 5
Tableau 2. Comparaison de différentes technologies de stockage thermique (d'après [17], complété avec deux applications sensibles à haute température issues de [21] et [13]). 13
Tableau 3. Résumé des différentes configurations de stockage autour du projet d'Ait Baha. 15
Tableau 4. Tableau récapitulatif d'installations de stockage régénératif gaz/solide, complété à partir de [33] (classement chronologique). 20
Tableau 5. Influence de la variation de H_l/D_l pour une cuve d'1 m^3 [38]. 26
Tableau 6. Tableau répertoriant les caractéristiques de différents matériaux pour le stockage sensible gaz/solide à haute température. 32
Tableau 7. Estimation des capacités thermiques massiques de quelques roches (extrait de [73]). 34
Tableau 8. Critères de configuration du stockage du système EMR'Stock. 37
Tableau 9. Tableau récapitulatif d'applications de stockage régénératif gaz/solide dans des cycles de production électrique. 59
Tableau 10. Validation du modèle de Jonsson et al.,2005 [122] à l'aide du cas d'application proposé par les auteurs. 70
Tableau 11. Paramètres de contrainte pour le modèle de dégazeur thermique, d'après des données issues du site web du fabricant Spirax Sarco [125]. 73
Tableau 12. Valeurs fixées pour les pertes de charge dans la chaudière de récupération. 78
Tableau 13. Paramètres du cycle combiné à un niveau de pression de la référence [136]. 81
Tableau 14. Validation du modèle de cycle combiné à l'aide des résultats de [136]. 81
Tableau 15. Valeur des coefficients de Zhang & Cai pour deux types de compresseur. 86
Tableau 16. Spécifications techniques des ventilateurs sur la base d'un appareil commercial [144]. 88
Tableau 17. Paramètres représentatifs d'un module de stockage d'EMR'Stock. 90
Tableau 18. Corrélations utilisées pour les propriétés physiques des matériaux solides. 91
Tableau 19. Corrélations pour le calcul des pertes de charge dans un milieu granulaire. 102
Tableau 20. Principales contraintes de dimensionnement du cycle combiné. 120
Tableau 21. Paramètres de dimensionnement de la boucle de charge. 120
Tableau 22. Paramètres de dimensionnement du stockage thermique. 120
Tableau 23. Conditions de fin des différentes phases du procédé EMR'Stock. 121
Tableau 24. Point de fonctionnement optimal du cycle gaz considéré. 123
Tableau 25. Dimensionnement du stockage thermique du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz. 123
Tableau 26. Principaux résultats du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle gaz. 124
Tableau 27. Point de fonctionnement optimal du cycle combiné considéré. 131
Tableau 28. Dimensionnement du stockage thermique du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné sans combustion. 132

Tableau 29. Principaux résultats du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné. 132
Tableau 30. Point de fonctionnement optimal du cycle combiné à deux niveaux de pression... 137
Tableau 31. Point de fonctionnement optimal du cycle combiné avec combustion. 138
Tableau 32. Dimensionnement du stockage thermique du système de 200 MWhe avec décharge en cycle combiné avec combustion. 139
Tableau 33. Principaux résultats du système de 200 MWh_e avec décharge en cycle combiné avec combustion. 139
Tableau 34. Récapitulatif des principaux résultats de l'étude à iso-énergie. 144
Tableau 35. Paramètres les plus influents sur les résultats du cycle combiné avec combustion (sans stockage, classé selon l'influence sur $\eta_{elec,dech}$). 146
Tableau 36. Résultats de l'étude paramétrique sur les grandeurs associées au stockage (cas de base : cycle combiné, sphères d'alumine, D_{sol} = 3 cm, H_l/D_l = 1, ε = 0,37, $T_{max,vent}$ = 800 °C). ... 147
Tableau 37. Coûts de référence pour le génie civil en fonction du cycle considéré [184]..... 163
Tableau 38. Valeur des paramètres financiers du calcul du LCOE. 166
Tableau 39. Test de validation du modèle économique sur un cycle combiné de 60 MWe..... 168
Tableau 40. Test de validation du calcul du LCOE sur un cycle combiné de 550 MW_e. 170
Tableau 41. Cas étudiés pour l'analyse économique du système à 60 MW_e restitués. 174
Tableau 42. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné sans combustion. 175
Tableau 43. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné sans combustion. 175
Tableau 44. Dimensionnement du stockage thermique (roches) du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné sans combustion. 178
Tableau 45. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C). 179
Tableau 46. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C). 180
Tableau 47. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné avec combustion (1000 °C). 182
Tableau 48. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné avec combustion (1000 °C). 183
Tableau 49. Dimensionnement du stockage thermique du système à 60 MW_e restitués avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C - décharges partielles). 184
Tableau 50. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle combiné avec combustion (1200 °C - décharges partielles). 184
Tableau 51. Influence de l'hypothèse sur la taxe carbone sur les systèmes avec combustion.. 186
Tableau 52. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle gaz sans combustion. 187
Tableau 53. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle gaz sans combustion. 187
Tableau 54. Dimensionnement du stockage thermique du système de 60 MW_e restitués avec décharge en cycle gaz avec combustion (1200 °C). 189
Tableau 55. Principaux résultats du système de 60 MW_e avec décharge en cycle gaz avec combustion (1200 °C). 189

Tableau 56. Tableau comparatif des LCOE et LCOS des scenarios étudiés. 191
Tableau 57. Tableau récapitulatif des résultats de l'analyse économique. 192
Tableau 58. Analyse de sensibilité sur les principaux paramètres du LCOS. 194
Tableau 59. Récapitulatif du coût d'investissement par kWh_e restitué. 195
Tableau 60. Performance économique de quelques solutions de stockage massif d'électricité [188], [189]. 195
Tableau 61. Grandeurs caractéristiques des deux dispositifs expérimentaux associés aux tests de validation. 215
Tableau 62. Données permettant la modélisation de l'expérience de Cascetta et al., 2016 [42], telles que recueillies dans [14]. 215
Tableau 63. Données permettant la modélisation du dispositif expérimental CLAIRE rempli de roches [14]. 216
Tableau 64. Valeurs des indices de Marshall & Swift utilisés dans l'étude économique. 221
Tableau 65. Fonctions de coût pour l'estimation économique des équipements du système EMR'Stock. 224

Annexes

Annexe A : Données de simulation des dispositifs expérimentaux

Les deux dispositifs expérimentaux décrits ci-dessous ont été modélisés sur le logiciel Dymola, avec le solveur radau réglé sur une tolérance de 1e-6.

Grandeurs caractéristiques des deux dispositifs étudiés

Grandeurs	Cascetta et al., 2016	CLAIRE (CEA)
Bi	0,005 – 0,006	0,05 – 0,1
Re	236 – 307	90 – 227
Pr	0,7	0,7 – 0,8

Tableau 61. Grandeurs caractéristiques des deux dispositifs expérimentaux associés aux tests de validation.

Expérience de Cascetta et al., 2016 [42]

Sous-système	Paramètres
Cuve	L_l = 1,80 m D_l = 0,58 m U = 0,55 W.m^{-2}.K^{-1} T_∞ = 25 °C ε = 0,39
Fluide	Air
Solides (alumine)	D_{sol} = 0,008 m ρ_{sol} = 3550 kg.m^{-3} c_{psol} = 902 J.kg^{-1}.K^{-1} λ_{sol} = 30 W.m^{-1}.K^{-1} ϵ_{sol} = 0,8
Conditions de charge/décharge	$\dot{m}_f$ = 0,2 kg.s^{-1} T_f variable (cf figure 139)
Critères d'arrêt de la simulation	T_f = 120 °C à z = 0,40 m en charge T_f = 120 °C à z = 1,40 m en décharge

Tableau 62. Données permettant la modélisation de l'expérience de Cascetta et al., 2016 [42], telles que recueillies dans [14].

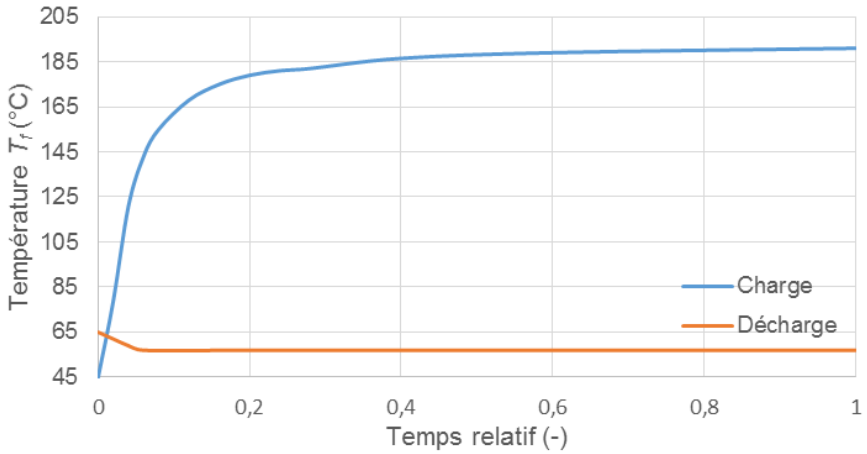


Figure 139. Evolution des températures d'entrée dans le stockage de l'expérience [42].

Expérience CLAIRE du CEA (remplissage graviers, essais « bas débit ») [14]

Sous-système	Paramètres
Cuve	L_l = 3 m l_l x l_l = 1,09 m x 1,09 m U = 0,19 W.m^{-2}.K^{-1} T_∞ = 20 °C ε = 0,37
Solides (basalte)	$D_{eq,V}$ = 0,0171 m ρ_{sol} = 2950 kg.m-3 c_{psol} = 1,3193.10^{-6}T(°C)^3 - 2,3594.10^{-3}T(°C)^2 + 1,5697T(°C) + 747,166 J.kg^{-1}.K^{-1} λ_{sol} = 1,5 W.m^{-1}.K^{-1} ϵ_{sol} = 0,7 ψ = 0,7
Parois (isolant réfractaire)	e_p = 0.043 m ρ_p = 2200 kg.m-3 c_{pp} = 1000 J.kg^{-1}.K^{-1} λ_p = 2,9.10^{-4} T(°C) + 1,202 W.m^{-1}.K^{-1}
Fluide	Charge : gaz de combustion ρ_f =101325 M / (8,3145 T(K)) kg.m^{-3} (M = 0,0297 kg.mol^{-1}) c_{pf} = -2,0832.10^{-7} T(K)^3 + 4,9188.10^{-4} T(K)^2 -0,093549 T(K) + 1078,41532 J.kg^{-1}.K^{-1} λ_f = 5,3424.10^{-12} T(K)^3 - 2,0605.10^{-8} T(K)^2 + 8,3753.10^{-5} T(K) - 1,42685.10^{-3} W.m^{-1}.K^{-1} μ_f = 7,6324.10^{-15} T(K)^3 - 2,7249.10^{-11} T(K)^2 + 6,04167.10^{-8} T(K) + 1,8356.10^{-6} Pa.s Décharge : air
Conditions de charge/décharge	$\dot{m}_f$ variable (Figure 140) T_f variable (Figure 141)
Critères d'arrêt de la simulation	T_{sol} = 460 °C à z = 0,25 m en charge T_{sol} = 367 °C à z = 1,75 m en décharge

Tableau 63. Données permettant la modélisation du dispositif expérimental CLAIRE rempli de roches [14].

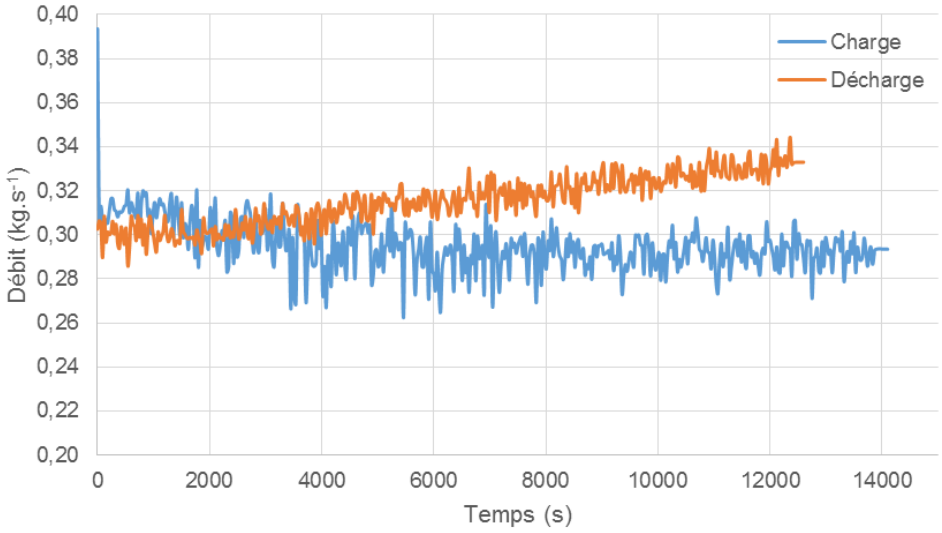


Figure 140. Débits en entrée du dispositif expérimental CLAIRE (corrigés dans [14]).

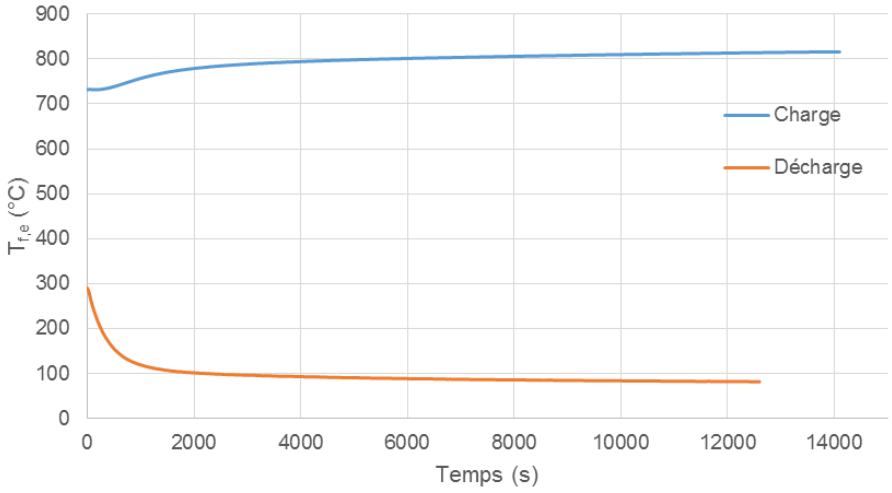


Figure 141. Températures en entrée du dispositif expérimental CLAIRE (remplissage en graviers).

Annexe B : Paramètres de l'analyse de sensibilité du cycle combiné

Paramètres	Valeurs de base	Plages de variation	Plages de variation (%)
$\eta_{is,comp}$	0,88	[0,8 ; 0,95]	[- 9 % ; + 8 %]
$\eta_{is,TAG}$	0,89	[0,8 ; 0,95]	[- 10 % ; + 7 %]
$\eta_{is,pompe}$	0,85	[0,8 ; 0,95]	[- 6 % ; + 12 %]
$\eta_{is,TAV}$	0,85	[0,75 ; 0,95]	[- 12 % ; + 12 %]
$T_{e,comp}$	15 °C	[-5 °C ; 40 °C]	[- 133 % ; + 167 %]
$P_{e,comp}$	1,013 bar	[0,963 bar ; 1,064 bar]	[- 5 % ; + 5 %]
$T_{e,CH4}$	15 °C	[-5 °C ; 40 °C]	[- 133 % ; + 167 %]
$T_{bl,max}$	880 °C	[850 °C ; 920 °C]	[- 3 % ; + 5 %]
b_{cool}	0,154	[0,1 ; 0,3]	[- 35 % ; + 95 %]
ΔP_{comb}	5 %	[0 % ; 15 %]	[- 100 % ; + 200 %]
$\Delta P_{gaz,HRSG}$	0,021 bar	[0,009 bar ; 0,045 bar]	[- 57 % ; + 114 %]
$\Delta P_{eau,eco}$	2 bar	[1 bar ; 5 bar]	[- 50 % ; + 150 %]
$\Delta P_{eau,evap}$	3 bar	[1 bar ; 5 bar]	[- 67 % ; + 67 %]
$\Delta P_{eau,surch}$	2,5 bar	[1 bar ; 5 bar]	[- 60 % ; + 100 %]
$T_{max,vap}$	560 °C	[500 °C ; 600 °C]	[- 11 % ; + 7 %]
$\Delta T_{ap,surch}$	20 °C	[10 °C ; 50 °C]	[-50 % ; + 150 %]
$\Delta T_{pp,eco}$	10 °C	[5 °C ; 25 °C]	[-50 % ; + 150 %]
$P_{e,TAV}$	72 bar	[48 bar ; 108 bar]	[-33 % ; + 50 %]
$P_{e,vap,degaz}$	5 bar	[2 bar ; 15 bar]	[-60 % ; +200 %]
$P_{s,TAV}$	0,04 bar	[0,02 bar ; 0,08 bar]	[-50 % ; + 100 %]
$P_{op,degaz}$	1,2 bar	[1 bar ; 2,5 bar]	[- 17 % ; + 108 %]
$P_{e,eau,degaz}$	2 bar	[1,2 bar ; 5 bar]	[-40 % ; + 150 %]
η_{meca}	0,98	[0,95 ; 1]	[-3 % ; + 2 %]
η_{alt}	0,98	[0,95 ; 1]	[-3 % ; + 2 %]

Annexe C : Coût des équipements du système EMR'Stock à haute température

Dans cette annexe, les fonctions de coût de la littérature sont explicitées pour chaque composant du système EMR'Stock. Ces fonctions de coût sont issues de plusieurs références qui ont été croisées afin d'aboutir à des résultats satisfaisants, donnant des coûts représentatifs des systèmes actuels. La plupart de ces fonctions ont été établies il y a plusieurs années ; beaucoup découlent des travaux de Frangopoulos dont les premières publications remontent à 1991. Pour tenir compte de l'inflation, ces coûts sont actualisés avec le facteur de Marshall & Swift. De nombreux autres facteurs d'actualisation existent, mais celui-ci semble courant dans la littérature et son utilisation est recommandée dans des guides sur l'évaluation économique de systèmes énergétiques tels que [185]. Ce facteur s'exprime de la manière suivante :

$$f_{M\&S(2017,an\ x)} = \frac{f_{M\&S,2017}}{f_{M\&S,an\ x}} \quad (158)$$

$f_{M\&S,an\ x}$ étant l'indice de Marshall & Swift de l'année x, publié chaque année dans la revue Chemical Engineering et dont les valeurs sont, pour les années dont il est question ici, données dans le tableau 64. La valeur de 2017 a été considérée comme la plus récente pour cette étude, car les données de 2018 n'étaient pas disponibles à l'heure de la rédaction.

Années	Index de Marshall & Swift [185]
1985	790
1987	840
1991	931
1996	1039
1998	1062
2001	1093
2017	1594

Tableau 64. Valeurs des indices de Marshall & Swift utilisés dans l'étude économique.

Le tableau 65 donne les coûts individuels des équipements inclus dans le système EMR'Stock et ses éventuelles variantes évoquées au fil de l'étude. Il est possible d'obtenir le coût des sous-systèmes en regroupant les coûts individuels par famille. Ainsi on définit le coût du cycle combiné (le coût du générateur électrique est ici intégré au coût du cycle gaz C_{CG}) :

$$C_{CC} = C_{CG} + C_{CV} + C_{aux,elec} \quad (159)$$

Dans cette expression, C_{CV} désigne le coût du cycle de Rankine (cycle vapeur) :

$$C_{CV} = C_{TAV} + C_{eco} + C_{evap} + C_{surch} + C_{pompes} + C_{cond} + C_{degaz} + C_{trt,eau} + C_{aux,vap} \quad (160)$$

C_{CG} désigne le coût du cycle Joule (cycle gaz). Pelster propose dans ses travaux de pondérer le coût des équipements de ce cycle par un facteur de 0,7 pour refléter la réalité économique. Cette approche a été conservée ici car elle mène à des résultats cohérents quand on les compare avec les données du GTW Handbook [95].

$$C_{CG} = 0{,}7\left(C_{TAG} + C_{comp} + C_{comb}\right) + C_{aux,TAG} + C_{gen,elec} \quad (161)$$

Si l'on ajoute le coût des auxiliaires électriques de l'équation (159) à cette expression, on aboutit à des coûts de cycle gaz excessifs par rapport aux données de référence. L'expression du coût de ces auxiliaires est calibrée pour un cycle combiné, elle n'est donc appliquée que dans l'équation (159). Pour le cycle gaz, on considère que ce coût est inclus dans celui du générateur électrique.

Concernant le réchauffeur électrique, une estimation préliminaire de 4 M€ pour une puissance électrique de 40 MW_e a été admise. Pour représenter l'évolution de ce coût par rapport à la puissance, une loi du même type que celle utilisée pour les coûts des équipements électriques est proposée. Elle permet d'inclure des effets d'échelle sur le prix grâce à la prise en compte d'un exposant 0,7 sur le rapport entre la puissance considérée et la puissance de référence. Ainsi, un réchauffeur de 80 MW_e est estimé à environ 6,5 M€.

Enfin, l'intégralité des coûts est présentée en dollars américains ($ ou USD), par souci de cohérence avec la majeure partie des fonctions de coût utilisées.

Composants	Modèles économiques ([10], [179], [181], [190])	Paramètres
Compresseur	$C_{comp} = c_{ref,comp}\dot{m}_{comp,ref}\left(\dot{m}_{comp}/\dot{m}_{comp,ref}\right)^{0,7} Rc_{ref}\ln(Rc) f_{\eta_p,comp} f_{M\&S(2017,1991)}$ $f_{\eta_p,comp} = 1/(0,96 - \eta_{p,comp})$	$c_{ref,comp}$ = 27,7 \$/(kg/s)$^{0.7}$ $\dot{m}_{comp,ref}$ = 515 kg.s^{-1} Rc_{ref} = 15
Stockage thermique	$C_{stockage} = (C_{cuve} + C_{isol} + C_{mat})$ $C_{cuve} = 557,5\ (V_{cuve}/0,0038)^{0,512} f_{mat} f_{M\&S(2017,1998)}$ $C_{isol} = c_{ref,isol}(\pi(e_{isol}^2 + 2D_b e_{isol})/4)H_l + 2(\pi(D_l + 2e_{isol})^2 e_{isol}/4)) f_{M\&S(2017,1985)}$ $C_{mat} = c_{ref,mat}\rho_{sol}V_{sol}$	f_{mat} = 3,3 (inox 310S) e_{isol} = 0,8 m $c_{ref,isol}$ = 310 \$/m^3 $c_{ref,mat}$ = 0,1 \$/kg (roches) $c_{ref,mat}$ = 1 \$/kg (alumine)
Chambre de combustion	$C_{comb} = c_{ref,comb}\dot{m}_{TAG,ref}\left(\dot{m}_{TAG}/\dot{m}_{TAG,ref}\right)^{0,7} f_{\Delta P,comb} f_{T,comb} f_{M\&S(2017,1991)}$ $f_{T,comb} = 1 + \exp(0,015(T_{ad} - 1600))$ $f_{\Delta P,comb} = 1/(0,995 - P_{s,comb}/P_{e,comb})$	$c_{ref,comb}$ = 25.6 \$/(kg/s)$^{0.7}$, $\dot{m}_{TAG,ref}$ = 460 kg.s^{-1}
Turbine à gaz	$C_{TAG} = c_{ref,TAG}\dot{m}_{TAG,ref}\left(\dot{m}_{TAG}/\dot{m}_{TAG,ref}\right)^{0,7}\ln(PR_{TAG}) f_{\eta_p,TAG} f_{T,TAG} f_{M\&S(2017,1991)}$ $f_{\eta_p,TAG} = 1/(0,94 - \eta_{p,TAG})$ $f_{T,TAG} = 1 + \exp(0,025(T_{e,TAG} - 1700)$	$c_{ref,TAG}$ = 266.3 \$/(kg/s)$^{0.7}$ $\dot{m}_{TAG,ref}$ = 460 kg.s^{-1}
Auxiliaires turbine à gaz	$C_{aux,TAG} = c_{ref,aux,TAG}\left(\lvert\dot{W}_{TAG}\rvert/\lvert\dot{W}_{TAG,ref}\rvert\right)^{0,7} f_{M\&S(2017,1996)}$	$c_{ref,aux,TAG}$= 6 M\$ $\lvert\dot{W}_{TAG,ref}\rvert$ = 160 MW
Echangeur de la chaudière de récupération	$C_{ech} = c_{ref,ech} f_{p,ech} f_{T,eau,ech} f_{T,gaz,ech} \left(\frac{\dot{Q}_{ech}}{\Delta T_{LMTD}}\right)^{0,8} f_{M\&S(2017,1991)}$ $f_{p,ech} = 0,0971\left(P_{e,ech}/P_{ref,ech}\right) + 0,9029$ $f_{T,eau,ech} = 1 + \exp\left((T_{s,eau} - 830)/500\right)$ $f_{T,gaz,ech} = 1 + \exp\left((T_{e,gaz} - 990)/500\right)$	$c_{ref,ech}$ = 3650 \$/(kW/K)$^{0.8}$ $P_{ref,ech}$ = 30 bar
Turbine à vapeur	$C_{TAV} = c_{ref,TAV}\left(\dot{W}_{net,TAV}/\dot{W}_{net,TAV,ref}\right)^{0,67}\dot{W}_{net,TAV} f_{T,TAV}$ $f_{T,TAV} = 1 + \exp\left(0,096\left(T_{e,TAV} - 866\right)\right)$	$c_{ref,TAV}$ = 508 \$/kW $\dot{W}_{net,TAV,ref}$ = 20 MW
Auxiliaires installation vapeur	$C_{aux,vap} = c_{ref,aux,vap}\left(\dot{W}_{net,TAV}/\dot{W}_{net,TAV,ref}\right)^{0,7} f_{M\&S(2017,1998)}$	$c_{ref,aux,vap}$ = 10 M\$ $\dot{W}_{net,TAV,ref}$ = 75 MW

Condenseur	$C_{cond} = C_{cond,vap} + C_{cond,tour}$ $C_{cond,vap} = \left(248\left(\frac{\dot{Q}_{cond}}{2{,}2\Delta T_{LMTD}}\right) + 659\left(\frac{\dot{Q}_{cond}}{4{,}185 \times 11{,}5}\right)\right) f_{M\&S(2017,1991)}$ $C_{cond,tour} = 2{,}35 \times 72000\left(\frac{\dot{Q}_{cond}}{3600}\right)\left(-0{,}6936\ln\left(\frac{T_{eau,e} + T_{eau,s}}{2} - T_{wb,amb}\right) + 2{,}1898\right)(-0{,}0013(11{,}5)^3 + 0{,}0144(11{,}5)^2 + 0{,}0929(11{,}5) + 0{,}501) f_{M\&S(2017,1987)}$	$T_{wb,amb}$ = 9,75 °C $T_{eau,e}$ = 12 °C $T_{eau,s}$ = 24 °C $\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{cond,e} - T_{eau,s})}{\log\left(\frac{(T_{cond,e} - T_{eau,s})}{(T_{cond,s} - T_{eau,e})}\right)}$
Pompes	$C_{pmp} = c_{ref,pmp}(W_{pmp})^{0,71} 1{,}41 f_{\eta,pmp} f_{M\&S(2017,1991)}$ $f_{\eta,pmp} = 1 + (0{,}2/(1 - \eta_{is,pompe}))$	$C_{ref,pmp}$ = 623 \$/kW$^{0.71}$
Traitement d'eau	$C_{trt,eau} = c_{ref,trt}(W_{net,TAV}/W_{net,TAV,ref})^{0,8}$	$c_{ref,trt}$ = 2,03 M\$ $W_{net,TAV,ref}$ = 110 MW
Dégazeur thermique	$C_{degaz} = c_{ref,degaz}(\dot{m}_{eau,TAV}/\dot{m}_{eau,TAV,ref})^{0,78}$	$c_{ref,degaz}$ = 0,067 M\$ $\dot{m}_{eau,TAV,ref}$ = 2.78 kg/s^{-1}
Ventilateurs	$C_{ventil} = 10^{(3{,}5391 - 0{,}3533\log(\dot{v}_{air}) + 0.4477\log^2(\dot{v}_{air}))} f_{\Delta P,ventil} f_{mat} f_{M\&S(2017,2001)}$ $f_{\Delta P,ventil} = 10^{(0{,}20899\log(\Delta P) - 0{,}0328\log^2(\Delta P))}$	f_{mat} = 5,8 (inox)
Auxiliaires électriques	$C_{aux,elec} = c_{ref,aux,elec}(\dot{W}_{net,CC}/\dot{W}_{net,CC,ref})^{0,7} f_{M\&S(2017,1996)}$	$c_{ref,aux,elec}$ = 10 M\$ $\dot{W}_{net,CC,ref}$ = 120 MW
Générateur électrique	$C_{gen,elec} = c_{ref,gen,elec}(\dot{W}_{net,CC}/\lvert\dot{W}_{TAG,ref}\rvert)^{0,7} f_{M\&S(2017,1996)}$	$c_{ref,gen,elec}$ = 4 M\$ $\lvert\dot{W}_{TAG,ref}\rvert$ = 160 MW
Réchauffeur électrique	$C_{rech} = c_{ref,rech}(\dot{E}_{elec,rech}/\dot{E}_{elec,rech,ref})^{0,7}$	$c_{ref,rech}$ = 4 M€ $\dot{E}_{elec,rech,ref}$ = 40 MW$_e$

Tableau 65. Fonctions de coût pour l'estimation économique des équipements du système EMR'Stock.

Références bibliographiques

[1] REN21. 2017., *Renewables 2017 Global Status Report*. Paris: REN21 Secretariat.
[2] Bloomberg New Energy Finance, "Global Storage Market to Double Six Times by 2030," *Bloomberg New Energy Finance - Blog*, 20-Nov-2017. .
[3] Sandia Corporation, "The DOE Global Energy Storage Database," 16-Aug-2016. .
[4] 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," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 39, no. 4, pp. 285–319, 2013.
[5] C. Ponsot-Jacquin and J.-F. Bertrand, "Le stockage massif de l'énergie," in *Stockage massif de l'énergie - Un impératif pour réussir le mix énergétique de demain ?*, Paris, 2013.
[6] B. Multon, J. Aubry, P. Haessig, and H. Ben Ahmed, "Systèmes de stockage de l'énergie électrique," *Tech. Ing. Energ. - Ressour. Énergétiques Stock.*, no. BE8100, 2013.
[7] T. Desrues, "Stockage massif d'électricité sous forme thermique," Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2011.
[8] J. D. McTigue, "Analysis and optimisation of thermal energy storage," Cambridge, St. Catherine's College, 2016.
[9] S. Zavattoni, M. Barbato, L. Geissbühler, A. Haselbacher, G. Zanganeh, and A. Steinfeld, "CFD modeling and experimental validation of the TES system exploited in the Pollegio AA-CAES prototype," presented at the SCCER Heat and Electricity Storage – 5° Symposium, PSI, Villigen, 2017.
[10] J. D. Spelling, "Hybrid solar gas-turbine power plants: a thermoeconomic analysis," KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2013.
[11] U. Herrmann and D. W. Kearney, "Survey of Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 124, no. 2, p. 145, 2002.
[12] L. F. Cabeza, *Advances in thermal energy storage systems: Methods and applications*. Elsevier, 2015.
[13] A. Gil *et al.*, "State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1, pp. 31–55, 2010.
[14] T. Esence, "Étude et modélisation des systèmes de stockage thermique de type régénératif solide/fluide," Université Grenoble Alpes, Grenoble, 2017.
[15] M. Liu *et al.*, "Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 53, pp. 1411–1432, Jan. 2016.
[16] T. Fasquelle, "Modélisation et caractérisation expérimentale d'une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline," Université de Perpignan Via Domitia, Perpignan, 2017.
[17] A. Soupart-Caron, "Stockage de chaleur dans les matériaux à changement de phase," Université Grenoble Alpes, 2015.
[18] G. Zanganeh, R. Khanna, C. Walser, A. Pedretti, A. Haselbacher, and A. Steinfeld, "Experimental and numerical investigation of combined sensible–latent heat for thermal energy storage at 575°C and above," *Sol. Energy*, vol. 114, pp. 77–90, 2015.
[19] J.-P. Bedecarrats, E. Franquet, S. Gibout, and D. Haillot, "Matériaux à changement de phase pour le stockage d'énergie," presented at the Journées Nationales sur l'Energie Solaire, Perpignan, 2016.
[20] A. I. Fernández, C. Barreneche, M. Belusko, M. Segarra, F. Bruno, and L. F. Cabeza, "Considerations for the use of metal alloys as phase change materials for high temperature applications," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 171, pp. 275–281, Nov. 2017.

[21] P. Klein, T. H. Roos, and T. J. Sheer, "Experimental Investigation into a Packed Bed Thermal Storage Solution for Solar Gas Turbine Systems," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 840–849, 2014.
[22] G. Zanganeh, A. Pedretti, A. Haselbacher, and A. Steinfeld, "Design of packed bed thermal energy storage systems for high-temperature industrial process heat," *Appl. Energy*, vol. 137, pp. 812–822, 2015.
[23] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. Zavattoni, M. Barbato, and A. Steinfeld, "Packed-bed thermal storage for concentrated solar power – Pilot-scale demonstration and industrial-scale design," *Sol. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 3084–3098, 2012.
[24] G. Zanganeh, A. Pedretti, S. A. Zavattoni, M. C. Barbato, A. Haselbacher, and A. Steinfeld, "Design of a 100 MWhth Packed-bed Thermal Energy Storage," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1071–1077, 2014.
[25] G. Zanganeh *et al.*, "A 3 MWth parabolic trough CSP plant operating with air at up to 650 C," in *Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC), 2014 International*, 2014, pp. 108–113.
[26] P. Good, G. Zanganeh, G. Ambrosetti, M. C. Barbato, A. Pedretti, and A. Steinfeld, "Towards a Commercial Parabolic Trough CSP System Using Air as Heat Transfer Fluid," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 381–385, 2014.
[27] S. A. Zavattoni, M. C. Barbato, A. Pedretti, G. Zanganeh, and A. Steinfeld, "High Temperature Rock-bed TES System Suitable for Industrial-scale CSP Plant – CFD Analysis Under Charge/Discharge Cyclic Conditions," *Energy Procedia*, vol. 46, pp. 124–133, 2014.
[28] S. A. Zavattoni, M. C. Barbato, A. Pedretti, and G. Zanganeh, "Single-tank TES System – Transient Evaluation of Thermal Stratification According to the Second-law of Thermodynamics," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1068–1077, 2015.
[29] S. Zunft, M. Hänel, M. Krüger, V. Dreissigacker, F. Göhring, and E. Wahl, "Jülich solar power tower—experimental evaluation of the storage subsystem and performance calculation," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 133, no. 3, p. 031019, 2011.
[30] A. Meier, C. Winkler, and D. Wuillemin, "Experiment for modelling high temperature rock bed storage," *Sol. Energy Mater.*, vol. 24, no. 1–4, pp. 255–264, 1991.
[31] M. Hänchen, S. Brückner, and A. Steinfeld, "High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks – Heat transfer analysis and experimental validation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 10, pp. 1798–1806, 2011.
[32] S. Kuravi, J. Trahan, Y. Goswami, C. Jotshi, E. Stefanakos, and N. Goel, "Investigation of a high-temperature packed-bed sensible heat thermal energy storage system with large-sized elements," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 135, no. 4, p. 041008, 2013.
[33] T. Esence, A. Bruch, S. Molina, B. Stutz, and J.-F. Fourmigué, "A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems," *Sol. Energy*, vol. 153, pp. 628–654, Sep. 2017.
[34] A. Shitzer and M. Levy, "Transient behavior of a rock-bed thermal storage system subjected to variable inlet air temperatures: Analysis and experimentation," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 105, no. 2, pp. 200–206, 1983.
[35] D. E. Beasley and J. A. Clark, "Transient response of a packed bed for thermal energy storage," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 27, no. 9, pp. 1659–1669, Sep. 1984.
[36] E. C. Nsofor, "Investigations on the Packed Bed for High-Temperature Thermal Energy Storage," *Int. J. Green Energy*, vol. 2, no. 4, pp. 337–351, Oct. 2005.
[37] R. Daschner, S. Binder, and M. Mocker, "Pebble bed regenerator and storage system for high temperature use," *Appl. Energy*, vol. 109, pp. 394–401, 2013.
[38] L. Mongibello, M. Atrigna, and G. Graditi, "Parametric analysis of a high temperature sensible heat storage system by numerical simulations," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 135, no. 4, p. 041010, 2013.
[39] D. Okello, O. J. Nydal, and E. J. K. Banda, "Experimental investigation of thermal de-stratification in rock bed TES systems for high temperature applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 86, pp. 125–131, Oct. 2014.

[40] R. Anderson, S. Shiri, H. Bindra, and J. F. Morris, "Experimental results and modeling of energy storage and recovery in a packed bed of alumina particles," *Appl. Energy*, vol. 119, pp. 521–529, Apr. 2014.
[41] A. L. Avila-Marin, M. Alvarez-Lara, and J. Fernandez-Reche, "A Regenerative Heat Storage System for Central Receiver Technology Working with Atmospheric Air," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 705–714, 2014.
[42] M. Cascetta, G. Cau, P. Puddu, and F. Serra, "A comparison between CFD simulation and experimental investigation of a packed-bed thermal energy storage system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 98, pp. 1263–1272, Apr. 2016.
[43] C. Odenthal and W.-D. Steinmann, "Proof-of-concept and advancement of the CellFlux concept," *AIP Conf. Proc.*, vol. 1734, no. 1, p. 050034, May 2016.
[44] Q. Li *et al.*, "Dynamic simulations of a honeycomb ceramic thermal energy storage in a solar thermal power plant using air as the heat transfer fluid," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, pp. 636–645, 2018.
[45] M. Y. Haller, C. A. Cruickshank, W. Streicher, S. J. Harrison, E. Andersen, and S. Furbo, "Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes – Review and theoretical comparison," *Sol. Energy*, vol. 83, no. 10, pp. 1847–1860, Oct. 2009.
[46] A. Bruch, J. F. Fourmigué, and R. Couturier, "Experimental and numerical investigation of a pilot-scale thermal oil packed bed thermal storage system for CSP power plant," *Sol. Energy*, vol. 105, pp. 116–125, Jul. 2014.
[47] V. A. Salomoni *et al.*, "Thermal storage of sensible heat using concrete modules in solar power plants," *Sol. Energy*, vol. 103, pp. 303–315, May 2014.
[48] D. Laing, W.-D. Steinmann, R. Tamme, and C. Richter, "Solid media thermal storage for parabolic trough power plants," *Sol. Energy*, vol. 80, no. 10, pp. 1283–1289, Oct. 2006.
[49] C. Odenthal, "Analyse und Demonstration des CellFlux-Speichersystems," Universität Stuttgart, Stuttgart, 2016.
[50] N. Mertens, F. Alobaid, L. Frigge, and B. Epple, "Dynamic simulation of integrated rock-bed thermocline storage for concentrated solar power," *Sol. Energy*, vol. 110, pp. 830–842, Dec. 2014.
[51] K. G. T. Hollands, H. F. Sullivan, and E. C. Shewen, "Flow uniformity in rock beds," *Sol. Energy*, vol. 32, no. 3, pp. 343–348, 1984.
[52] I. González, C. D. Pérez-Segarra, O. Lehmkuhl, S. Torras, and A. Oliva, "Thermo-mechanical parametric analysis of packed-bed thermocline energy storage tanks," *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 1106–1122, Oct. 2016.
[53] G. A. Adebiyi, E. C. Nsofor, W. G. Steele, and A. A. Jalalzadeh-Azar, "Parametric study on the operating efficiencies of a packed bed for high-temperature sensible heat storage," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 120, no. 1, pp. 2–13, 1998.
[54] E. John, M. Hale, and P. Selvam, "Concrete as a thermal energy storage medium for thermocline solar energy storage systems," *Sol. Energy*, vol. 96, pp. 194–204, Oct. 2013.
[55] F. Motte, S. L. Bugler-Lamb, Q. Falcoz, and X. Py, "Numerical Study of a Structured Thermocline Storage Tank Using Vitrified Waste as Filler Material," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 935–944, 2014.
[56] V. Dreissigacker, H. Müller-Steinhagen, and S. Zunft, "Thermo-mechanical analysis of packed beds for large-scale storage of high temperature heat," *Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 10, pp. 1199–1207, Nov. 2010.
[57] H. Yin, J. Ding, and X. Yang, "Experimental research on thermal characteristics of a hybrid thermocline heat storage system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 62, no. 1, pp. 293–301, Jan. 2014.
[58] H. W. Fricker, "High-temperature heat storage using natural rock," *Sol. Energy Mater.*, vol. 24, no. 1–4, pp. 249–254, Dec. 1991.
[59] A. Gutierrez *et al.*, "Advances in the valorization of waste and by-product materials as thermal energy storage (TES) materials," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 59, pp. 763–783, Jun. 2016.

[60] A. Kere, N. Sadiki, X. Py, and V. Goetz, "Applicability of thermal energy storage recycled ceramics to high temperature and compressed air operating conditions," *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 113–119, Dec. 2014.
[61] J.-F. Hoffmann, "Stockage thermique pour centrale solaire thermodynamique à concentration mettant en oeuvre des matériaux naturels ou recyclés," Université de Perpignan, 2015.
[62] E. C. Robertson, "Thermal Properties of Rocks," United States Department of the Interior, Virginia, USA, Geological Survey 88–441, 1988.
[63] I. Ortega-Fernández, N. Calvet, A. Gil, J. Rodríguez-Aseguinolaza, A. Faik, and B. D'Aguanno, "Thermophysical characterization of a by-product from the steel industry to be used as a sustainable and low-cost thermal energy storage material," *Energy*, vol. 89, pp. 601–609, Sep. 2015.
[64] Y. Jemmal, N. Zari, and M. Maaroufi, "Study of rock suitability for high temperature thermal energy storage in concentrated solar tower power plants," in *2015 3rd International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, 2015, pp. 1–6.
[65] R. Tamme, "Thermal Energy Storage for Industrial Applications," DLR Institute of Technical Thermodynamics, 08-Nov-2011.
[66] X. Py *et al.*, "Recycled material for sensible heat based thermal energy storage to be used in concentrated solar thermal power plants," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 133, no. 3, p. 031008, 2011.
[67] P. Klein, T. H. Roos, and T. J. Sheer, "Parametric analysis of a high temperature packed bed thermal storage design for a solar gas turbine," *Sol. Energy*, vol. 118, pp. 59–73, Aug. 2015.
[68] F. Opitz and P. Treffinger, "Packed bed thermal energy storage model – Generalized approach and experimental validation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 73, no. 1, pp. 245–252, Dec. 2014.
[69] A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca, and S. Tamburrino, "Thermal energy storages analysis for high temperature in air solar systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 1, pp. 130–141, Oct. 2014.
[70] B. Grange, C. Dalet, Q. Falcoz, A. Ferrière, and G. Flamant, "Impact of thermal energy storage integration on the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 105, pp. 266–275, Jul. 2016.
[71] S. Khare, M. Dell'Amico, C. Knight, and S. McGarry, "Selection of materials for high temperature sensible energy storage," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 115, pp. 114–122, Aug. 2013.
[72] G. Dejean, "Valorisation de laitiers sidérurgiques comme matériaux de stockage thermique pour procédés énergétiques durables : application au CSP et au CAES," Perpignan, Perpignan, 2014.
[73] K. G. Allen, T. W. von Backström, D. G. Kröger, and A. F. M. Kisters, "Rock bed storage for solar thermal power plants: Rock characteristics, suitability, and availability," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 126, pp. 170–183, Jul. 2014.
[74] A. Mawire, M. McPherson, R. R. J. van den Heetkamp, and S. J. P. Mlatho, "Simulated performance of storage materials for pebble bed thermal energy storage (TES) systems," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 7–8, pp. 1246–1252, Jul. 2009.
[75] M. Cascetta, G. Cau, P. Puddu, and F. Serra, "A Study of a Packed-bed Thermal Energy Storage Device: Test Rig, Experimental and Numerical Results," *Energy Procedia*, vol. 81, pp. 987–994, Dec. 2015.
[76] V. Sardeshpande, R. Anthony, U. N. Gaitonde, and R. Banerjee, "Performance analysis for glass furnace regenerator," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 12, pp. 4451–4458, Dec. 2011.
[77] A. Glück, R. Tamme, H. Kalfa, and C. Streuber, "Investigation of high temperature storage materials in a technical scale test facility," *Sol. Energy Mater.*, vol. 24, no. 1–4, pp. 240–248, 1991.

[78] I. Ortega, A. Faik, A. Gil, J. Rodríguez-Aseguinolaza, and B. D'Aguanno, "Thermo-physical Properties of a Steel-making by-product to be used as Thermal Energy Storage Material in a Packed-bed System," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 968–977, May 2015.
[79] J. Martin and P. Wauters, *Installations thermiques motrices analyse énergétique et exergétique*. Louvain-la-Neuve: UCL-Presses universitaires de Louvain, 2011.
[80] A. Lallemand, "Convertisseurs thermomécaniques: Cycles moteurs à vapeur et combinés. Cogénération," *Tech. Ing. Génie Énergétique*, no. BE8053, 2007.
[81] R. I. Crane, *Thermodynamics of combined cycle plant*, Von Karmen Institute for Fluid Dynamics. Lecture Series 1993, 1993.
[82] A. Arabkoohsar and G. B. Andresen, "Design and analysis of the novel concept of high temperature heat and power storage," *Energy*, vol. 126, pp. 21–33, May 2017.
[83] S. Sánchez-Orgaz, A. Medina, and A. Calvo Hernández, "Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 11, pp. 2134–2143, Nov. 2010.
[84] M. Edris, "Comparison between single-shaft and mutli-shaft gas fired 800 MWel combined cycle power plant," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 16, pp. 2339–2346, Nov. 2010.
[85] J.-M. Monteil, "Centrale à cycle combiné. Théorie, performances, modularité," *Tech. Ing. Génie Énergétique*, vol. 3, no. BE8905, pp. BE8905–1, 2003.
[86] J.-M. Monteil, "Centrale à cycle combiné. Théorie, performances, modularité," *Tech. Ing. Génie Énergétique*, vol. 3, no. BE8905, pp. BE8905–1, 2003.
[87] A. L. Polyzakis, C. Koroneos, and G. Xydis, "Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 4, pp. 551–563, Apr. 2008.
[88] M. Thern, "Humidification processes in gas turbine cycles," Lund University, Lund, Sweden, 2005.
[89] Siemens, "Wet Compression," *Siemens Sustainable Energy*. [Online]. Disponible sur : http://www.energy.siemens.com/hq/en/services/fossil-power-generation/modernization-upgrades/wet-compression.htm. [Consulté le : 29 février 2016].
[90] A. Poullikkas, "An overview of current and future sustainable gas turbine technologies," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 9, no. 5, pp. 409–443, Oct. 2005.
[91] M. Jonsson and J. Yan, "Humidified gas turbines—a review of proposed and implemented cycles," *Energy*, vol. 30, no. 7, pp. 1013–1078, Jun. 2005.
[92] M. A. Korobitsyn, "New and advanced energy conversion technologies: analysis of cogeneration, combined and integrated cycles," University of Twente, Enschede, 1998.
[93] M. Bartlett, "Developing humidified gas turbine cycles," Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2002.
[94] "Flexible 7HA.02 gas turbines for Colorado Bend and Wolf Hollow," *Gas Turbine World*, vol. 45, no. 6, Nov-2015.
[95] *Gas Turbine World 2010 GTW Handbook*, vol. 28. Pequot, 2010.
[96] A. L. Kalina and H. M. Leibowitz, "Applying Kalina technology to a bottoming cycle for utility combined cycles," in *ASME 1987 International Gas Turbine Conference and Exhibition*, 1987, p. V004T10A012–V004T10A012.
[97] O. K. Singh and S. C. Kaushik, "Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 787–800, Mar. 2013.
[98] H. Mlcak, M. Mirolli, H. Hjartarson, O. Húsavíkur, and M. Ralph, "Notes from the North: a Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle® Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland," *Trans.-Geotherm. Resour. Counc.*, pp. 715–718, 2002.
[99] S. S. Stecco and U. Desideri, "A thermodynamic analysis of the Kalina cycles: comparisons, problems and perspectives," in *ASME 1989 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1989, p. V004T09A016–V004T09A016.
[100] M. B. Ibrahim and R. M. Kovach, "A Kalina cycle application for power generation," *Energy*, vol. 18, no. 9, pp. 961–969, Sep. 1993.

[101] T. Knudsen, L. R. Clausen, F. Haglind, and A. Modi, "Energy and Exergy Analysis of the Kalina Cycle for Use in Concentrated Solar Power Plants with Direct Steam Generation," *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 361–370, 2014.
[102] B. Liu, "Modélisation d'un cycle de production d'électricité bi-étagé à aéro-réfrigérant sec," Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014.
[103] S.-C. Yu, L. Chen, Y. Zhao, H.-X. Li, and X.-R. Zhang, "A brief review study of various thermodynamic cycles for high temperature power generation systems," *Energy Convers. Manag.*, vol. 94, pp. 68–83, Apr. 2015.
[104] I. O. Marrero, A. M. Lefsaker, A. Razani, and K. J. Kim, "Second law analysis and optimization of a combined triple power cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 43, no. 4, pp. 557–573, Mar. 2002.
[105] S. Peng, H. Hong, and H. Jin, "Triple cycle for solar thermal power system adapted to periods with varying insolation," *Energy*, vol. 60, pp. 129–138, Oct. 2013.
[106] Y. S. H. Najjar and S. Z. Zaamout, "Performance Analysis Of Gas Turbine Air-Bottoming Combined System," *Energy Convers. Manag.*, vol. 37, no. 4, pp. 399–403, 1996.
[107] R. Sandoz, "Thermoeconomic analysis and optimisation of air-based bottoming cycles for water-free hybrid solar gas-turbine power plants," 2012.
[108] N. Tauveron, S. Colasson, and J.-A. Gruss, "Conversion of waste heat to electricity cartography of possible cycles due to hot source characteristics," in *Proceedings of ECOS 2015*, Pau, France, 2015.
[109] S. M. Flueckiger, Z. Yang, and S. V. Garimella, "Thermomechanical simulation of the solar one thermocline storage tank," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 134, no. 4, p. 041014, 2012.
[110] L. Heller and J. Hoffmann, "Comparison of Different Configurations of a Combined Cycle CSP Plant," *Proc SASEC*, 2014.
[111] M. Prenzel, V. Danov, S. Will, L. Zigan, T. Barmeier, and J. Schäfer, "Thermo-fluid dynamic model for horizontal packed bed thermal energy storages," *Energy Procedia*, vol. 135, pp. 51–61, 2017.
[112] A. J. White, "Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 11, pp. 4150–4159, Nov. 2011.
[113] T. Desrues, J. Ruer, P. Marty, and J. F. Fourmigué, "A thermal energy storage process for large scale electric applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 5, pp. 425–432, Apr. 2010.
[114] K.-Y. Wang, R. E. West, F. Kreith, and P. Lynn, "High-temperature sensible-heat storage options," *Energy*, vol. 10, no. 10, pp. 1165–1175, 1985.
[115] S. Zunft, M. Krüger, V. Dreissigacker, P.-M. Mayer, C. Niklasch, and C. Bertsch, "Adiabate Druckluftspeicher für die Elektrizitätsversorgung – der ADELE-Wärmespeicher," in *Kraftwerkstechnik*, Dresden, Deutschland, 2012, vol. 4, pp. 749–757.
[116] H. Agalit, N. Zari, M. Maalmi, and M. Maaroufi, "Numerical investigations of high temperature packed bed TES systems used in hybrid solar tower power plants," *Sol. Energy*, vol. 122, pp. 603–616, Dec. 2015.
[117] J. Martin and P. Wauters, *Eléments de thermodynamique technique*. Louvain-la-Neuve: UCL-Presses universitaires de Louvain, 2014.
[118] A. Lallemand, "Thermodynamique appliquée. Premier principe. Energie. Enthalpie," *Tech. Ing. Génie Énergétique*, vol. 1, no. BE8005, pp. BE8005–1, 2004.
[119] D. Descamps, *Aide-mémoire de thermodynamique*, Arts et Métiers ParisTech. ENSAM centre de Lille, 2015.
[120] A. Rovira, C. Sánchez, and M. Muñoz, "Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation," *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp. 1097–1108, Dec. 2015.
[121] M. Molière, "Turbines à gaz stationnaires: Avancées technologiques," presented at the Conférence à l'Université Pierre & Marie Curie, Paris, 08-Oct-2013.
[122] M. Jonsson, O. Bolland, D. Bücker, and M. Rost, "Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles," *Proc. ECOS*, pp. 20–22, 2005.

[123] P. P. Walsh and P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, 2nd Edition. Blackwell Science, 2004.
[124] A. M. Bassily, "Enhancing the efficiency and power of the triple-pressure reheat combined cycle by means of gas reheat, gas recuperation, and reduction of the irreversibility in the heat recovery steam generator," *Appl. Energy*, vol. 85, no. 12, pp. 1141–1162, Dec. 2008.
[125] Spirax Sarco, "Pressurised Deaerators," *Steam Engineering Tutorials - The Boiler House*, 2018, disponible sur : http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/Steam-Engineering-Tutorials/the-boiler-house/pressurised-deaerators.aspx. [Consulté le : 22 octobre 2018].
[126] O. Cleynen, *Thermodynamique de l'ingénieur*. Framasoft, 2015.
[127] M. De Vlaminck and P. Wauters, *Thermodynamique et turbines*, Ciaco éditeur. 1988.
[128] J.-M. Monteil, "Centrale à cycle combiné. Composants potentiels," *Tech. Ing. Génie Énergétique*, vol. 3, no. BE8906, pp. BE8906-1, 2003.
[129] A. Rezaie Navaie, "Thermal design and optimization of heat recovery steam generators and waste heat boilers," Technische Universität Berlin, Berlin, 2017.
[130] D. R. Logeais, "Design of a heat recovery steam generator," presented at the ASME 1984 International Gas Turbine Conference and Exhibit, 1984, vol. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power.
[131] A. Franco and N. Giannini, "A general method for the optimum design of heat recovery steam generators," *Energy*, vol. 31, no. 15, pp. 3342–3361, Dec. 2006.
[132] A. Franco and A. Russo, "Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 41, no. 9, pp. 843–859, Jul. 2002.
[133] J. H. Peterseim and K. Huschka, "Optimised Heat Recovery Steam Generators For Integrated Solar Combined Cycle Plants," presented at the 22nd SolarPACES Conference, Abu Dhabi, 2016.
[134] M. Nadir and A. Ghenaiet, "Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures," *Energy*, vol. 86, pp. 685–695, Jun. 2015.
[135] A. Rovira, C. Sánchez, M. Muñoz, M. Valdés, and M. D. Durán, "Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 4, pp. 1840–1849, Apr. 2011.
[136] P. Aref, "Development of a Framework for Thermoeconomic Optimization of Simple and Combined Gas-Turbine Cycles," Cranfield University, 2012.
[137] P. Kiameh, *Power Generation Handbook*, 2nd ed. McGraw-Hill Professional, 2011.
[138] S. E. Turie, "Gas Turbine Plant Modeling for Dynamic Simulation," Master Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, Sweden, 2011.
[139] F. Casella and P. Colonna, "Dynamic modeling of IGCC power plants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 35, pp. 91–111, Mar. 2012.
[140] R. Gicquel, *Systèmes Energétiques, Tome 3 : cycles avancés, systèmes innovants à faible impact environnemental*. Presses de l'Ecole des Mines de Paris, 2009.
[141] N. Zhang and R. Cai, "Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration," *Energy Convers. Manag.*, vol. 43, no. 9, pp. 1323–1337, 2002.
[142] H. I. H. Saravanamuttoo, H. Cohen, and G. F. C. Rogers, *Gas Turbine Theory*, 5th Edition. Pearson Education, 2013.
[143] W. Wang, R. Cai, and N. Zhang, "General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, no. 13, pp. 1851–1863, Sep. 2004.
[144] VentMeca Fans SAS, "Ventilateurs industriels - Brochure." Date Inconnue, disponible sur : http://www.ventmeca.fr/medias/documents_textes/documents_et_outils/ventmeca_fans.pdf. [Consulté le 22 octobre 2018]

[145] K. A. R. Ismail and R. Stuginsky Jr, "A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 19, no. 7, pp. 757–788, Jul. 1999.
[146] L. Geissbühler, M. Kolman, G. Zanganeh, A. Haselbacher, and A. Steinfeld, "Analysis of industrial-scale high-temperature combined sensible/latent thermal energy storage," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 101, pp. 657–668, May 2016.
[147] B. J. McBride, M. J. Zehe, and S. Gordon, "NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species," NASA, NASA/TP—2002-211556, 2002.
[148] R. G. Munro, "Evaluated Material Properties for a Sintered alpha-Alumina," *J. Am. Ceram. Soc.*, vol. 80, no. 8, pp. 1919–1928, 1997.
[149] N. Wakao, S. Kaguei, and T. Funazkri, "Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 34, no. 3, pp. 325–336, 1979.
[150] B. Stuke, "Berechnung des Wärmeaustausches in Regeneratoren mit zylindrischem und kugelförmigem Füllmaterial," *Angew. Chem.*, vol. 20, no. 10, pp. 262–268, 1948.
[151] A. G. Dixon and D. L. Cresswell, "Theoretical prediction of effective heat transfer parameters in packed beds," *AIChE J.*, vol. 25, no. 4, pp. 663–676, 1979.
[152] B. Xu, P.-W. Li, and C. L. Chan, "Extending the validity of lumped capacitance method for large Biot number in thermal storage application," *Sol. Energy*, vol. 86, no. 6, pp. 1709–1724, Jun. 2012.
[153] H. Wadell, "Volume, Shape, and Roundness of Rock Particles," *J. Geol.*, vol. 40, no. 5, pp. 443–451, 1932.
[154] N. Wakao and S. Kagei, *Heat and Mass Transfer in Packed Beds*. Taylor & Francis, 1982.
[155] Y. Reboussin, "Optimisation énergétique des régénérateurs de four de verrerie : Etude expérimentale et numérique," Université Grenoble Alpes, 2003.
[156] C. T. Hsu, P. Cheng, and K. W. Wong, "Modified Zehner-Schlunder models for stagnant thermal conductivity of porous media," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 17, pp. 2751–2759, 1994.
[157] P. Zehner and E. U. Schlünder, "Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen bei mäßigen Temperaturen," *Chem. Ing. Tech.*, vol. 42, no. 14, pp. 933–941, Jul. 1970.
[158] G. Breitbach and H. Barthels, "The radiant heat transfer in the high temperature reactor core after failure of the afterheat removal systems," *Nucl. Technol.*, vol. 49, no. 3, pp. 392–399, 1980.
[159] A. G. Dixon, M. A. DiCostanzo, and B. A. Soucy, "Fluid-phase radial transport in packed beds of low tube-to-particle diameter ratio," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 27, no. 10, pp. 1701–1713, Oct. 1984.
[160] S. Ergun, "Fluid flow through packed columns," *Chem. Eng. Prog.*, vol. 48, no. 2, pp. 89–94, 1952.
[161] K. G. Allen, T. W. von Backström, and D. G. Kröger, "Packed bed pressure drop dependence on particle shape, size distribution, packing arrangement and roughness," *Powder Technol.*, vol. 246, pp. 590–600, Sep. 2013.
[162] E. Achenbach, "Heat and flow characteristics of packed beds," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 10, no. 1, pp. 17–27, 1995.
[163] J. Yu, M. Zhang, W. Fan, Y. Zhou, and G. Zhao, "Study on performance of the ball packed-bed regenerator: experiments and simulation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, no. 6, pp. 641–651, 2002.
[164] J. P. du Plessis and S. Woudberg, "Pore-scale derivation of the Ergun equation to enhance its adaptability and generalization," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 63, no. 9, pp. 2576–2586, May 2008.
[165] R. Tilagone and B. Lecointe, "Gaz naturel – Énergie fossile," *Tech. Ing. Mécanique - Mach. Hydraul. Aérodynamiques Therm.*, no. BM2591 v2, p. 14, 2014.
[166] A. Bejan, "Two Thermodynamic Optima in the Design of Sensible Heat Units for Energy Storage," *J. Heat Transf.*, vol. 100, no. 4, pp. 708–712, Nov. 1978.

[167] R. J. Krane, "A Second Law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 1, pp. 43–57, Jan. 1987.
[168] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran, *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc., 1995.
[169] F. Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, and A. Carassai, "Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant," *Energy*, vol. 41, no. 1, pp. 146–152, May 2012.
[170] I. Ortega-Fernández, S. A. Zavattoni, J. Rodríguez-Aseguinolaza, B. D'Aguanno, and M. C. Barbato, "Analysis of an integrated packed bed thermal energy storage system for heat recovery in compressed air energy storage technology," *Appl. Energy*, vol. 205, pp. 280–293, Nov. 2017.
[171] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 2nd Edition. John Wiley & Sons, Inc., 1997.
[172] A. White, G. Parks, and C. N. Markides, "Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 53, no. 2, pp. 291–298, May 2013.
[173] A. De Waele, P. P. Steijaert, and J. Gijzen, "Thermodynamical aspects of pulse tubes," *Cryogenics*, vol. 37, no. 6, pp. 313–324, 1997.
[174] P. V. Trevizoli, D. P. Alcalde, and J. R. Barbosa Jr, "Entropy generation minimization analysis of passive regenerators," in *Proc. 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)*, Brazil, 2013, pp. 1385–1396.
[175] S. C. Gülen, "A Simple Parametric Model for the Analysis of Cooled Gas Turbines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 133, no. 1, p. 011801, 2011.
[176] H. Chen, T. N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li, and Y. Ding, "Progress in electrical energy storage system: A critical review," *Prog. Nat. Sci.*, vol. 19, no. 3, pp. 291–312, Mar. 2009.
[177] A. Benato, "Performance and cost evaluation of an innovative Pumped Thermal Electricity Storage power system," *Energy*, vol. 138, pp. 419–436, Nov. 2017.
[178] C. A. Frangopoulos, "Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem," *Energy*, vol. 19, no. 3, pp. 323–342, 1994.
[179] S. Pelster, "Environomic modeling and optimization of advanced combined cycle cogeneration power plant including CO2 separation options," EPFL, Lausanne, 1998.
[180] P. Roosen, S. Uhlenbruck, and K. Lucas, "Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 42, no. 6, pp. 553–560, Jun. 2003.
[181] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz, and D. Bhattacharyya, *Analysis, Synthesis and Design Of Chemical Processes*, 4th ed. Prentice Hall, 2012.
[182] "Fiscalité carbone," *Ministère de la Transition écologique et solidaire*, 09-Jan-2017. [Online], disponible sur : https://www.ecologique-solidaire.gouv.fr/fiscalite-carbone. [Consulté le 09 juillet 2018].
[183] M. S. Peters, K. D. Timmerhaus, and R. E. West, *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*, 5th ed. University of Colorado: McGraw-Hill, 2003.
[184] "Updated capital cost estimates for electricity generation plants," U.S. Energy Information Administration, Washington, DC, 2016.
[185] H. P. Loh, J. Lyons, and C. W. White III, "Process equipment cost estimation, final report," National Energy Technology Lab., Pittsburgh, PA (US); Morgantown, WV (US), DOE/NETL-2002/1169, 2002.
[186] P. F. Navarrete and W. C. Cole, *Planning, estimating, and control of chemical construction projects*, 2nd edition. New-York: Marcel Dekker, Inc., 2001.
[187] Lazard, "Lazard's Levelized Cost Of Energy Analysis - Version 10.0," Oct-2016.
[188] Lazard, "Lazard's Levelized Cost Of Storage Analysis - Version 3.0," Nov-2017.
[189] Lazard, "Lazard's Levelized Cost Of Storage Analysis - Version 2.0," Dec-2016.
[190] A. Omar, M. Saghafifar, and M. Gadalla, "Thermo-economic analysis of air saturator integration in conventional combined power cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 107, pp. 1104–1122, Aug. 2016.

Résumé/abstract

Cette étude concerne un système de stockage d'électricité basé sur le stockage thermique. Le principe est de convertir de l'électricité issue d'énergies renouvelables en chaleur lorsque la production est supérieure à la demande, de conserver cette chaleur puis de la reconvertir en électricité lorsqu'un besoin se présente. Le système proposé s'appuie sur une technologie de stockage sensible à haute température : le stockage régénératif gaz/solide. Ce stockage est associé à une boucle de charge et à un cycle thermodynamique de restitution électrique. Dans cette étude, deux architectures sont étudiées pour ce dernier : la première est basée sur un cycle gaz, la seconde sur un cycle combiné Joule/Rankine. Un modèle global du système est développé sur la base d'une modélisation de chaque composant à un niveau de détail approprié. Sur la base de ce modèle, une analyse thermodynamique est menée. Celle-ci identifie le rendement exergétique global du procédé, proche de celui d'un cycle à combustion. Une analyse exergétique détaillée du stockage identifie les principaux postes d'irréversibilités dans ce composant. Elle montre qu'il est possible d'optimiser de manière relativement simple ses performances en jouant sur son dimensionnement. Par la suite, une analyse économique montre qu'en dépit de ses performances inférieures, le cycle gaz est associé à des coûts d'investissement limités qui rendent son utilisation pertinente. En termes de coût du stockage, le système étudié est compétitif avec des solutions comme les batteries.

Mots-clés : stockage d'électricité, stockage thermique, cycle combiné, exergie, modélisation, analyse économique

This study concerns an electricity storage system based on thermal energy storage. Its overall purpose is to convert electricity produced by renewable energies into heat when the supply exceeds the demand. This heat is stored for a few hours and converted back to electricity when there is a need for it. The proposed system relies on a high temperature sensible thermal energy storage technology known as the gas/solid packed bed thermal storage. This storage comes with a charging loop and a thermodynamic cycle to carry out the heat to electricity conversion. In this study, two main architectures are considered for this cycle: a simple gas cycle and a Joule/Rankine combined cycle. Each component is modeled with an appropriate level of detail in order to create a global model of the system. This model is used to carry out a thermodynamic analysis. This study calculates the global exergy efficiency of the whole process, which is close to exergy efficiency of a combustion cycle. A detailed exergy analysis of the storage allows to identify the main phenomena behind the availability losses of this component. It shows that it is possible to increase the efficiency of the storage by modifying its sizing. Apart from this study, an economic analysis shows that regardless of its low energy and exergy efficiencies, the gas cycle comes with limited investment costs which insure an interesting profitability. In terms of storage cost, the proposed system is close to other electricity storage solutions like batteries.

Keywords: electricity storage, thermal energy storage, combined cycle, exergy, modelling, economic analysis.

ECOLE DOCTORALE :
Ecole Doctorale Sciences Exactes et leurs Applications
ED 211

LABORATOIRE :
CEA Tech en Nouvelle-Aquitaine, Pessac
Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP), Pau