

Conception, modélisation et analyse d'un cycle thermodynamique intégrant un stockage thermique massif à haute température.

Kévin ATTONATY^{1*}, Jérôme POUVREAU², Alexandre DEYDIER³, Jean ORIOL¹, Pascal STOUFFS⁴

¹CEA Tech Aquitaine, Cité de la Photonique – Bâtiment SIRAH, Allée des Lumières – 33600 Pessac

²CEA Tech, LITEN – DTBH, 17 rue des Martyrs – 38054 Grenoble

³Babcock Wanson, 7 boulevard Alfred Parent – BP 52 – 47600 Nérac

⁴Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP, EA 1932), IUT, Domaine Universitaire – 64000 Pau

*(auteur correspondant : kevin.attonaty@cea.fr)

Résumé - Une problématique majeure de l'intégration des énergies renouvelables dans le mix énergétique est liée à la fluctuation de la production. L'intégration de dispositifs de stockage dans les centrales de conversion d'énergie faisant appel à des sources renouvelables est donc devenue nécessaire. Ce travail concerne une solution de conversion Power-to-Power d'énergie électrique par le biais d'un stockage sensible à très haute température, pouvant atteindre des densités énergétiques élevées. Il convient de trouver le meilleur compromis entre la valorisation de l'énergie stockée et le fonctionnement optimal du cycle thermodynamique. Le système a été modélisé afin de pouvoir identifier et analyser ses performances d'un point de vue énergétique et exergetique. Dans cette étude, l'influence du stockage sur la phase de production électrique est évaluée. L'intégration du stockage dans un cycle combiné à un seul niveau de pression offre dans son principe des performances intéressantes, mais cette configuration de base présente encore de nombreux axes d'amélioration.

Nomenclature

E	exergie, J	η	rendement, %
H	enthalpie, J	<i>Indices et exposants</i>	
Q	quantité d'énergie thermique, J	<i>comb</i>	combustion
Rc	ratio de pression,-	<i>comp</i>	compresseur
S	entropie, $J.K^{-1}$	<i>pmp</i>	pompe
T	température, K	<i>stock</i>	stockage
W	travail, J	<i>TAG (TAV)</i>	turbine à gaz (vapeur)
<i>Symboles grecs</i>		<i>tot</i>	total

1. Introduction

La plupart des analyses prévoient une augmentation de la part d'énergies renouvelables dans le mix énergétique. Or, à cause de la fluctuation de leur production, les énergies renouvelables peuvent entraîner des déséquilibres entre production et besoins. En conséquence, la voie du stockage paraît prometteuse voire nécessaire [1]. Elle permet de stocker de l'énergie quand la ressource renouvelable est abondante et de la restituer plus tard.

Différents types de stockage existent, parmi lesquels le stockage thermique. Dans ce contexte, le projet EMR'Stock lancé par Babcock Wanson a pour but de développer une solution de stockage originale de type Power-to-Power d'énergie électrique sous forme thermique. Dans le cadre de ce projet, ce travail s'intéresse à des systèmes intégrant un stockage à très haute température permettant en théorie d'atteindre des densités énergétiques

élevées, et donc de stocker des quantités massives d'énergie. Le principe du système envisagé est d'utiliser une production électrique en excès, par exemple en sortie de centrale éolienne, pour stocker de l'énergie thermique produite par chauffe électrique. Quelques heures plus tard, lorsqu'un pic de consommation intervient, le module de stockage restitue son énergie à destination d'un cycle thermodynamique qui la reconvertit en énergie électrique.

La définition de ce système a tout d'abord été réalisée. Une fois son architecture générale établie, celui-ci a été modélisé afin d'évaluer ses performances énergétiques et exergetiques lors de la phase de décharge du stockage.

2. Système de stockage massif d'électricité sous forme thermique

L'énergie électrique d'origine renouvelable sert dans cette étude à alimenter un réchauffeur permettant de porter de l'air à une température proche de 1000 °C. La capacité calorifique de l'air étant très faible, stocker cet air chaud conduirait à des volumes de stockage irréalistes. L'air n'est par conséquent qu'un vecteur transférant l'énergie thermique produite par le réchauffeur vers le module de stockage rempli d'un matériau solide accumulateur de chaleur.

2.1. Stockage thermique sensible à haute température (phase de charge)

Les technologies de stockage peuvent être classées en trois catégories qui présentent des niveaux de maturité décroissants : sensible, latent et thermochimique [2]. Le stockage sensible est la voie la plus avancée, avec des applications commerciales existantes à des températures inférieures à 600 °C. Il repose sur l'élévation en température d'un fluide ou d'un solide, sans changement de phase.

Une des technologies permettant de stocker de l'énergie solaire sous forme sensible consiste à transférer la chaleur récupérée par le fluide qui traverse les récepteurs solaires dans une matrice solide. Ce système a été éprouvé à grande échelle sur la centrale de Solar One aux USA, avec de l'huile pour fluide caloporteur et des roches naturelles comme matrice solide [2]. Habituellement, le fluide caloporteur est introduit dans la cuve de stockage par le haut lors de la phase de charge et par le bas lors de la phase de décharge. Une zone de gradient thermique nommée thermocline se forme alors naturellement, séparant les zones chaude et froide de la cuve. Cette stratification thermique est souhaitable afin de maximiser le potentiel exergetique du dispositif.

Cette technologie a des inconvénients : la température maximale de l'huile est limitée, et ces fluides caloporteurs sont coûteux et nocifs pour l'environnement. En réponse à ces problèmes, la voie du stockage régénératif gaz/solide s'est dessinée. L'utilisation d'un fluide caloporteur gazeux permet en effet d'atteindre des températures nettement supérieures. De plus, dans le cas de l'air, ce fluide est gratuit, non toxique et de coût environnemental nul. La haute température permet d'une part d'augmenter le potentiel des cycles thermodynamiques utilisant l'énergie issue du déstockage. De plus, elle rend possible l'adoption de plages de variation de température larges qui permettent d'atteindre des densités énergétiques élevées.

Dans le cadre de cette étude, la température de stockage a été fixée à 900 °C afin de limiter les contraintes sur les composants liés au module de stockage. Plusieurs critères freinent en effet la conception de stockages à des températures plus élevées. On peut citer en premier lieu la stabilité de la matrice solide aux cyclages thermiques, ou la tenue mécanique de la cuve sous l'effet de la dilatation thermique. La limite de température des isolants ou circulateurs est également à prendre en compte. Une telle température permet d'envisager des matériaux de stockage spécifiques comme l'alumine ou les briques réfractaires, mais aussi des matériaux naturels et moins coûteux comme les roches basaltiques [3].

2.2. Cycle thermodynamique de production électrique (phase de décharge)

La chaleur accumulée en phase de charge peut être stockée pendant plusieurs heures, moyennant quelques pertes thermiques. Lorsqu'un besoin de production apparaît, le système doit ensuite être capable de restituer l'énergie sous forme électrique. Au vu des niveaux de puissance visés (plusieurs dizaines de MWe), les cycles thermodynamiques faisant appel à des turbomachines ont été sélectionnés. Une revue bibliographique a permis de balayer les cycles au potentiel le plus élevé (cycles gaz à récupération et/ou à injection d'eau, cycles combinés gaz/vapeur ou à deux vapeurs [4]...). Ces travaux s'inscrivant dans un contexte industriel, le critère de maturité technologique a dicté le choix d'un cycle combiné associant un cycle gaz (de type Joule ou Brayton) à un cycle vapeur (Rankine).

3. Modélisation du système

Le choix du système de stockage d'électricité sous forme thermique s'est donc orienté sur un cycle combiné intégrant un stockage sensible air/solide à 900 °C. L'architecture de principe du système est présentée sur la figure 1.

3.1. Principe du système proposé

Le système repose sur l'architecture classique d'un cycle combiné Joule/Rankine. Une boucle indépendante intègre le stockage régénératif air/solide et un réchauffeur électrique permettant de chauffer l'air qui le traverse en phase de charge. En phase de décharge, l'air sortant du compresseur du cycle voit sa température augmenter en traversant le module de stockage. Il peut ensuite traverser une chambre de combustion afin d'être élevé à une température supérieure avant d'être détendu dans la turbine à gaz.

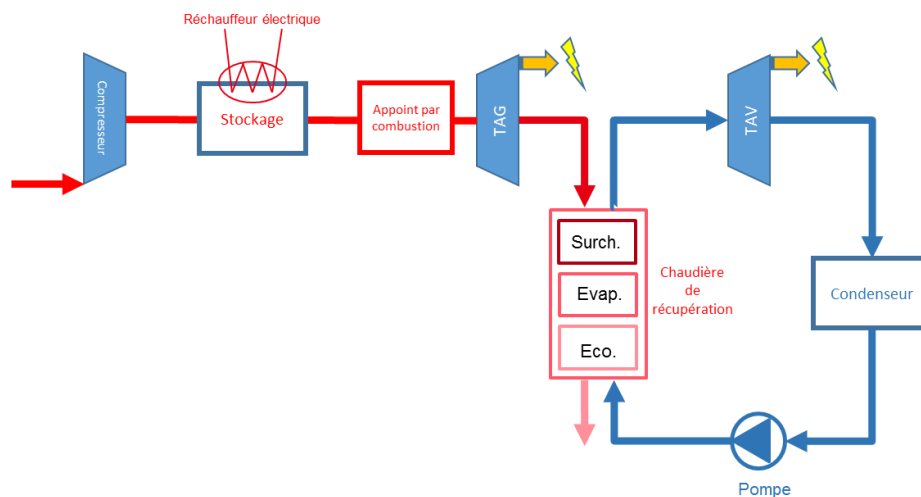


Figure 1 : Représentation schématique de l'architecture du système en phase de décharge (la boucle de charge du module de stockage n'est pas représentée).

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont à un niveau de température suffisamment élevé pour servir de source chaude au cycle vapeur. Celui-ci récupère l'énergie des fumées pour préchauffer, vaporiser et surchauffer de l'eau qui sera ensuite détendue dans une turbine à vapeur, avant d'entrer dans le condenseur et les organes de circulation.

L'analyse de ce type de système intégrant un module de stockage et éventuellement une chambre de combustion soulève de nombreuses questions sur le comportement du cycle. On peut également s'interroger sur le gain apporté par l'éventuel appoint de chaleur par

combustion avant la détente en turbine à gaz. Une modélisation a été mise en place afin de répondre à ces questions.

3.2. Modélisation du système thermodynamique

Un modèle permettant de simuler le comportement énergétique du système a été conçu avec le logiciel Dymola qui fait appel au langage orienté objet Modelica. Différentes hypothèses et approches simplificatrices ont dû être adoptées dans un premier temps.

L'approche par rendement isentropique est sélectionnée pour les turbomachines. Le modèle de la chambre de combustion permet de calculer le débit de combustible (CH_4) nécessaire pour atteindre une température adiabatique de consigne. Le générateur de vapeur ne comporte qu'un seul niveau de pression de vaporisation de l'eau. Les résultats obtenus sont thermiques et ne prennent pas en compte les pertes mécaniques. La pression et le débit du cycle vapeur sont calculés pour respecter les contraintes du générateur de vapeur et de la turbine (pincement, température de surchauffe, titre vapeur en sortie). Les pertes de charge subies par l'air traversant le module de stockage ont été évaluées à 0,15 bar en appliquant l'équation d'Ergun, reconnue comme référence pour quantifier les pertes de pression en milieu granulaire [3].

La température de l'air sortant du stockage est considérée constante. En effet, le gradient thermique établi au sein du stockage permet de séparer les zones chaude et froide de celui-ci. En décharge, la température de sortie du stockage est quasi-constante tant qu'on n'évacue pas ce gradient thermique, comme cela a été constaté sur plusieurs installations expérimentales représentatives [5], [6]. Cette condition suppose un dimensionnement suffisant du stockage. Dans un scénario avec combustion, la diminution de cette température en cas d'évacuation du gradient thermique pourrait être compensée par le pilotage de la chambre de combustion.

Le cycle combiné modélisé a été validé en le confrontant au modèle « CC1P » issu de la documentation du logiciel ThermoOptim [7]. Cette étape a permis de retrouver le débit de combustible nécessaire avec un écart de 0,9 %, la puissance nette avec un écart de 1,1 %, et un rendement égal. Ce modèle étant validé, il peut être utilisé pour évaluer les performances du système.

3.3. Critères caractéristiques des performances

Les analyses permettant d'évaluer l'intérêt du dispositif ont été menées en comparant trois systèmes. Le premier système, dit de référence, est un cycle combiné classique avec des données d'entrée permettant de satisfaire l'application envisagée. Dans le deuxième système, seule la décharge du stockage permet d'alimenter le cycle combiné. Dans le dernier système, la décharge du stockage est complétée par un appoint par combustion permettant d'élever la température de l'air avant son entrée en turbine gaz.

Quel que soit le système envisagé, les modèles doivent obéir au même cahier des charges. La puissance thermique visée est de 60 MW, et la température en sortie de chambre de combustion est limitée à 1200 °C. La température dans le cycle vapeur ne doit pas dépasser 560 °C et celle des gaz en sortie de générateur de vapeur ne doit pas être inférieure à 140 °C.

3.3.1. Analyse énergétique

L'analyse énergétique repose sur la puissance thermique obtenue grâce à la détente des gaz du cycle combiné. Le rendement énergétique du système est calculé d'après l'équation (1). Le ratio de pression R_c du cycle gaz est ici optimisé par itération pour maximiser ce rendement.

$$\eta_{en} = \frac{(W_{TAG} - W_{comp}) + (W_{TAV} - W_{pmp})}{Q_{comb} + Q_{stock}} \quad (1)$$

3.3.2. Analyse exergetique

L'analyse exergetique est basée sur le second principe de la thermodynamique. Cette approche permet d'introduire un critère de qualité de l'énergie, absent du premier principe. Par exemple, elle valorise davantage une source de chaleur à haute température plutôt qu'à basse température. Cette approche permet également de quantifier la perfection des systèmes thermodynamiques, par l'intermédiaire du calcul des irréversibilités produites.

L'exergie se définit avec l'équation (2), les indices 0 renvoyant à un état de référence, défini dans ce travail à (15 °C, 1 atm), comme cela est généralement le cas [8].

$$E = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (2)$$

Cette définition permet de quantifier les irréversibilités d'un composant de la façon suivante, en supposant des termes d'énergies cinétique et potentielle nuls :

$$T_0 \Delta S = W + (1 - \frac{T_0}{T})Q - \Delta E \quad (3)$$

On peut également définir un rendement exergetique pour chaque composant, et de même, un rendement exergetique du cycle dans son ensemble :

$$\eta_{ex} = \frac{(W_{TAG} - W_{comp}) + (W_{TAV} - W_{pmp})}{E_{comb} + E_{stock}} \quad (4)$$

L'exergie du combustible est considérée égale au produit de son débit massique par son PCI. Le stockage étant ici représenté comme une source de chaleur à 900 °C transmettant l'intégralité de son énergie à l'air, son apport d'exergie est défini à l'aide du rendement de Carnot d'une source à 900 °C. Cela pose quelques hypothèses implicites et simplificatrices : le stockage est uniformément chargé, sans écart de température entre la matrice solide et le fluide sortant.

4. Résultats

Les différents outils évoqués dans les paragraphes précédents ont été appliqués sur les trois systèmes étudiés. Certaines variables calculées pour respecter le cahier des charges sont présentées dans le tableau 1, ainsi que les indicateurs des performances du système.

	Rc	\dot{m}_{CH_4}	η_{en}	η_{ex}
	-	kg.s ⁻¹	%	%
Cycle de référence	18	2,2	53	53
Avec stockage seul	10	0	42	56
Avec stockage et combustion	18	0,9	53	61

Tableau 1 : Principaux résultats de la simulation des trois cas d'étude.

4.1. Cycle combiné de référence

Ce cycle combiné présente un fonctionnement classique : il servira de référence pour comparer les systèmes. Les figures 2 et 3 présentent la répartition des irréversibilités produites dans le cycle et les rendements exergetiques de chaque composant. La majeure partie des irréversibilités est due au cycle gaz et en particulier à la chambre de combustion (58 % des irréversibilités totales). Celle-ci est d'ailleurs le composant disposant du rendement exergetique le plus faible. Viennent ensuite la chaudière de récupération comprenant trois échangeurs (économiseur, évaporateur, surchauffeur), qui représentent 14 % des irréversibilités totales.

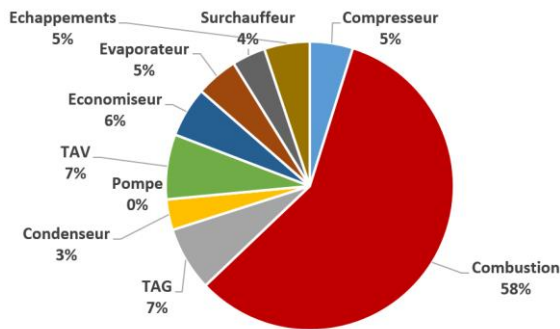


Figure 2 : Répartition des irréversibilités dans le cycle de référence.

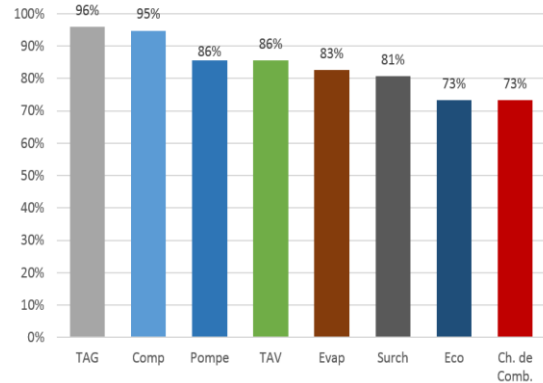


Figure 3 : Rendements exergetiques des composants du cycle de référence.

4.2. Cycle combiné avec stockage seul

Cette configuration repose uniquement sur la chaleur issue du stockage pour alimenter le cycle gaz (et indirectement le cycle vapeur). Son rendement énergétique est moins élevé. Le ratio de pression du cycle gaz est adapté pour optimiser le rendement énergétique du cycle combiné dans son ensemble. En effet, il faut veiller à ce qu'il reste suffisamment d'énergie dans les gaz d'échappement pour alimenter en énergie le cycle vapeur. Les figures 4 et 5 présentent la répartition des irréversibilités et les rendements exergetiques des composants de ce cas. On peut y voir qu'en plus d'améliorer le rendement exergetique du cycle (cf tableau 1), ce cas introduit un procédé (le stockage) moins exergetique que la chambre de combustion. Dans ce scénario, la chaudière de récupération devient l'organe avec le rendement exergetique le moins élevé, et son poids dans les irréversibilités totales augmente (25 %).

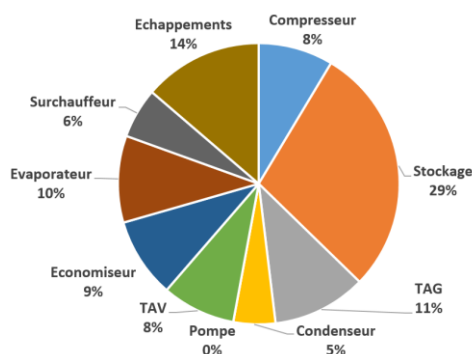


Figure 4 : Répartition des irréversibilités dans le cycle avec stockage seul.

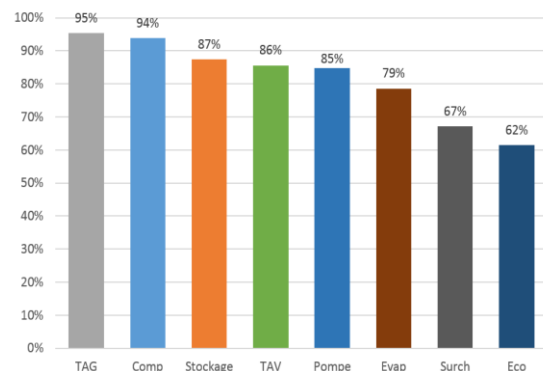


Figure 5 : Rendements exergetiques des composants du cycle avec stockage seul.

4.3. Cycle combiné avec stockage et appoint par combustion

Dans ce troisième scénario, on considère que le cycle est alimenté par le stockage qui fournit de l'air à 900 °C et par un appoint par combustion qui permet d'élever la température de l'air à 1200 °C. Comme cela est illustré sur le tableau 1, cet appoint permet d'augmenter le rendement énergétique du cycle, avec une consommation de combustible réduite de 60 % par rapport au cycle de référence. On remarque également que cette configuration conduit au meilleur rendement exergetique. Les figures 6 et 7 présentent les irréversibilités par poste ainsi que les rendements exergetiques par composant de cette configuration. Le cycle gaz présente de fortes irréversibilités (la chambre de combustion pesant pour 29 % du total). En revanche, on observe que cette configuration permet d'augmenter le rendement exergetique du stockage et de la chambre de combustion, dont la valeur est respectivement de 91 et 77 %.

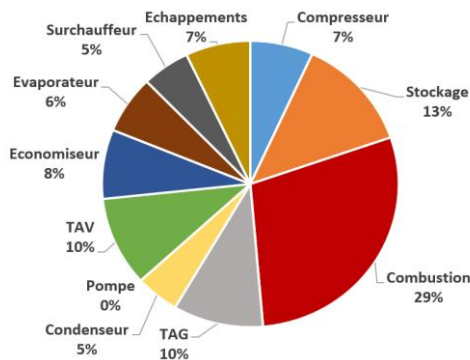


Figure 6 : Répartition des irréversibilités dans le cycle avec stockage et combustion.

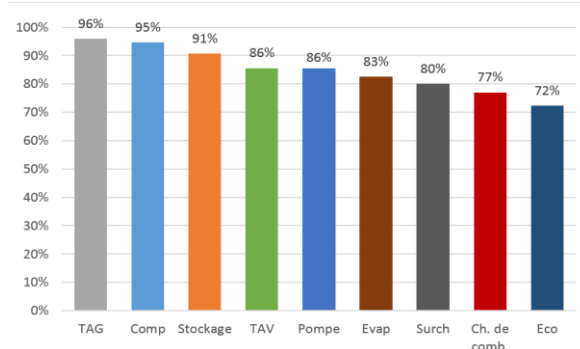


Figure 7 : Rendements exergetiques des composants du cycle avec stockage et combustion.

4.4. Interprétation des résultats

On peut observer que l'intégration du stockage conduit à une amélioration du rendement exergetique du système de production électrique. Dans le cas sans combustion, le rendement énergétique perd cependant 10 points par rapport à celui du cas de référence. Cette configuration a toutefois l'avantage de ne pas consommer de combustible.

Le scénario avec stockage et combustion permet d'obtenir un rendement énergétique proche de celui des centrales classiques. D'une certaine façon, ce scénario permet de mieux valoriser l'énergie issue du stockage. Moyennant une faible consommation de combustible, on peut en effet atteindre un rendement supérieur à 50 %, tout en ayant une empreinte environnementale réduite par rapport à une centrale classique. Le concepteur doit donc choisir entre une approche « tout renouvelable » où l'énergie primaire est valorisée de manière limitée, et une approche avec combustion qui valorise mieux l'énergie primaire au détriment des émissions de gaz à effet de serre.

La destruction d'exergie à la chambre de combustion est importante. Pour la réduire, on peut par exemple préchauffer les flux entrants (combustible ou air comprimé). C'est précisément sur ce point qu'agit le stockage, fonctionnant comme une préchauffe à haute température de l'air avant combustion. Cela explique l'amélioration du rendement exergetique du cycle dans son ensemble et de la chambre de combustion en particulier lors de l'ajout du stockage. Cependant, la représentation du stockage dans ce modèle est très simplifiée dans cette première approche et sera complexifiée dans la suite des travaux à l'aide d'un modèle 1D intégrant l'écoulement du fluide, les échanges fluide/solide, la conduction (au sein du fluide et du solide) et le rayonnement.

La part d'exergie perdue dans les gaz d'échappement est de l'ordre de 10 % des irréversibilités du cycle. Cette faible valeur était prévisible dans la mesure où le cycle combiné a précisément pour but de valoriser l'exergie des gaz détendus. Finalement, on peut observer que la chaudière de récupération représente 15 à 25 % des irréversibilités du cycle. Intégrer une vaporisation à plusieurs niveaux de pression au cycle de Rankine serait souhaitable, cela permettant classiquement d'optimiser l'échange entre les gaz et l'eau.

5. Conclusion

L'intégration d'un stockage chargé par une source électrique alimentée par des énergies renouvelables dans un cycle combiné a été étudiée en phase de production électrique. On peut par exemple imaginer un système ne fonctionnant qu'avec l'énergie issue de la décharge du stockage, ayant cependant un rendement énergétique limité. Lorsqu'on ajoute un appoint par combustion, on peut rapidement arriver à un système aux performances énergétiques concurrentes de celles des cycles à combustion actuels, valorisant mieux l'énergie renouvelable. La chaudière de récupération reste une source d'irréversibilités non négligeable du système qui doit être traitée. Enfin, il faut garder à l'esprit que le bilan exergétique global sera diminué par la prise en compte de la phase de charge, dans laquelle de l'énergie électrique est dégradée en énergie thermique. De même, l'intégration en pratique d'un stockage sensible à très haute température au sein d'un cycle combiné présente encore de nombreuses problématiques, par exemple vis-à-vis de l'évolution de son comportement en régime transitoire, auxquelles la poursuite de ce travail tentera de répondre.

Références

- [1] A. Obadia, "Le stockage de l'énergie électrique : une dimension incontournable de la transition énergétique," Conseil Economique, Social et Environnemental, France, CESL1100016X, 2015.
- [2] 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.
- [3] T. Desrues, "Stockage massif d'électricité sous forme thermique," Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2011.
- [4] M. A. Korobitsyn, "New and advanced energy conversion technologies: analysis of cogeneration, combined and integrated cycles," University of Twente, Pays-Bas, 1998.
- [5] 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.
- [6] D. Schlipf, E. Faust, G. Schneider, and H. Maier, "First Operational Results of a High Temperature Energy Storage with Packed Bed and Integration Potential in CSP Plants," presented at the SolarPaces 2016, Abu Dhabi, United Arab Emirates, 2016.
- [7] R. Gicquel, *Systèmes Energétiques, Tome 2 : applications*. Presses de l'Ecole des Mines de Paris, 2001.
- [8] J. Martin and P. Wauters, *Installations thermiques motrices analyse énergétique et exergétique*. Louvain-la-Neuve: UCL-Presses universitaires de Louvain, 2011.

Remerciements

Ce travail s'inscrit dans le cadre du projet EMR'Stock, issu du programme FUI 17 financé par la Banque Publique d'Investissement (BPI). Les auteurs souhaitent également exprimer leur gratitude à la région Nouvelle Aquitaine et à Babcock Wanson, qui ont participé au financement du projet.