



Modélisation dynamique et optimisation des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe

Youssef Mazloun

► To cite this version:

Youssef Mazloun. Modélisation dynamique et optimisation des systèmes de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe. Energie électrique. Université Paris sciences et lettres, 2016. Français. NNT : 2016PSLEM076 . tel-03510262

HAL Id: tel-03510262

<https://pastel.hal.science/tel-03510262>

Submitted on 4 Jan 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE DE DOCTORAT

de l'Université de recherche Paris Sciences et Lettres
PSL Research University

Préparée à MINES ParisTech

Modélisation dynamique et optimisation des systèmes de stockage
d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe

Ecole doctorale n°432

Sciences des Métiers de l'Ingénieur

Spécialité Energétique et Procédés

Thèse confidentielle décembre 2021

Soutenue par Youssef MAZLOUM
le 09 décembre 2016

Directeur de thèse : **Assaad ZOUGHAIB**
Maître de thèse : **Maroun NEMER**



COMPOSITION DU JURY :

M. Pierre NEVEU
Professeur
Université de Perpignan, Rapporteur

M. Pascal STOUFFS
Professeur
Université de Pau, Rapporteur

M. Michel FEIDT
Professeur émérite
Université de Lorraine, Président

M. Lionel NADAU
Docteur
Engie, Examineur

M. Assaad ZOUGHAIB
Professeur
Mines ParisTech, Examineur

M. Maroun NEMER
Docteur
Mines ParisTech, Examineur

Remerciements

Le temps met tout en lumière.

Thalès

Il est naturel de remercier à la fin d'un tel travail tous ceux qui, plus ou moins directement, m'ont permis d'arriver au bout de cette thèse.

D'abord, je souhaite exprimer ma profonde gratitude à mon encadrant de thèse, Maroun NEMER, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant d'encadrer ce travail doctoral et pour ses encouragements. Ses conseils avisés ont fait légion durant cette entreprise, et m'ont permis de découvrir les fabuleux plaisirs de la recherche sous ses apparences les plus diverses. Je n'oublierai jamais son soutien et sa disponibilité dans les moments de doute.

Mes remerciements vont également aux rapporteurs de ma thèse, Pierre NEVEU et Pascal STOUFFS pour le temps qu'ils ont accordé à la lecture de cette thèse et à l'élaboration de leur rapport. Je remercie les membres de jury Michel FEIDT et Lionel NADAU qui ont examiné mon travail avec précision et ont fait des remarques pertinentes et constructives.

Mention spéciale à Haytham SAYAH qui m'a supporté depuis le début de ma thèse et m'a permis de me lever motivé, le cœur léger et l'esprit tranquille. Je me dois également de le remercier pour ces multiples discussions informelles reflétant parfaitement sa disponibilité et son plaisir de partage. Ses conseils avisés, ses critiques pertinentes et ses qualités humaines m'ont été d'une très grande utilité pour aller de l'avant.

Je souhaiterais exprimer ma gratitude à l'équipe de FIVES, Ivan NOVIKOFF, Sébastien DEVROE, Alexandre GAUCHE et Roland RENEIR qui m'ont accompagné dans mon évolution scientifique et personnelle à travers ce travail. Je voudrais remercier également Claude FAVY et Thierry RENARD de la société STOREWATT pour leurs multiples conseils.

J'adresse un profond remerciement à mon directeur de thèse Assaad ZOUGHAIB pour ses conseils et ses encouragements. Je remercie tous mes collègues au Centre Efficacité énergétique des Systèmes pour le climat sympathique dans lequel ils m'ont permis de travailler. Les nombreuses discussions que j'ai pu avoir avec chacun m'ont beaucoup apporté. Je m'abstiens de les nommer tellement la liste est longue.

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements à mes amis Salim SAYSSOUK, Rani HANNA, Michel WAKIM, Matha DEGHEL, Amal ABDRAZAK, Hasan SALEH, Heba SALEH, Salah SALEH, Mohsen SALEH, Abbas BOUHAMDAN, Rim Berdkan, Hala Rameh et May Mustapha pour leur gentillesse, leur soutien et leur humour.

Enfin, les mots les plus simples étant les plus forts, ma reconnaissance va à ceux qui ont plus particulièrement assuré le soutien affectif de ce travail doctoral : ma famille. Une pensée profonde va directement vers ma sœur Taghrid car elle a toujours été un appui qui m'a souvent encouragé.

Table des matières

Introduction générale.....	1
Partie I. Etat de l'art: les technologies de stockage par air comprimé.....	5
1.1 Introduction: contextes et enjeux du stockage de l'énergie électrique.....	6
1.2 Technologies de stockage de l'énergie électrique.....	7
1.2.1 Besoins de stockage	7
1.2.2 Classification des formes de stockage de l'énergie électrique.....	8
1.2.3 Critères de choix d'une technologie de stockage	9
1.3 Stockage sous forme d'air comprimé (CAES).....	11
1.3.1 Introduction	11
1.3.2 Cavernes souterraines.....	12
1.3.3 Réservoirs artificiels sous pression	13
1.3.4 Accumulateur hydropneumatique	14
1.3.5 Réservoir de vapeur d'eau sous pression	15
1.3.6 Réservoir d'air comprimé sous-marin	16
1.3.7 Nouvelles solutions de stockage	17
1.3.8 Conclusions sur les formes des réservoirs d'air comprimé.....	19
1.4 Cycle de stockage NERIALIS	19
1.5 Optimisation de la densité énergétique.....	21
1.5.1 Introduction	21
1.5.2 Température et pression de stockage.....	22
1.5.3 Température d'admission d'air.....	24
1.5.4 Coefficient adiabatique γ	24
1.5.5 Conclusions sur l'amélioration de la densité énergétique	25
1.6 Revue des systèmes de stockage de l'énergie thermique	25
1.6.1 Introduction	25
1.6.2 Matériaux de stockage d'énergie thermique	26
1.6.3 Stockage thermique dans le liquide.....	28
1.6.4 Stockage thermique dans le solide	30
1.6.5 Conclusions sur les systèmes de stockage thermique	33
1.7 Architectures du système CAES.....	33
1.8 Conclusions	37
Partie II. Modélisation statique et analyses énergétique et exergétique de différentes architectures de stockage par air comprimé	39

2.1	Introduction générale	40
2.2	Etude bibliographique.....	40
2.3	Présentation du logiciel Dymola.....	42
2.4	Modélisation statique.....	42
2.4.1	Introduction	42
2.4.2	Compresseur	43
2.4.3	Turbine à gaz	43
2.4.4	Pompe.....	43
2.4.5	Turbine hydraulique	44
2.4.6	Echangeur de chaleur	44
2.4.7	Réservoir de stockage d'eau chaude	45
2.4.8	Réservoirs de stockage air/eau	45
2.4.9	Régénérateur de chaleur	45
2.4.10	Brûleur.....	46
2.5	Etude exergétique	46
2.5.1	Définition de l'exergie	46
2.5.2	Exergie thermomécanique d'un système ouvert	47
2.5.3	Calcul exergétique.....	49
2.6	Analyses énergétique et exergétique	51
2.6.1	Introduction	51
2.6.2	Cycles CAES adiabatiques.....	52
2.6.3	Cycles CAES non adiabatique	63
2.6.4	Cycles de stockage combiné avec une turbine à combustion.....	66
2.6.5	Synthèse des architectures de stockage	68
2.7	Analyse exergoéconomique.....	69
2.7.1	Introduction	69
2.7.2	Principes du combustible et du produit	71
2.7.3	Méthode SPECO	73
2.8	Conclusions	82
Partie III. Modélisation dynamique, validation composant par composant		84
3.1	Introduction générale	85
3.2	Etude bibliographique.....	86
3.3	Modélisation dynamique	87
3.3.1	Ecoulement dynamique	88

3.3.2	Echangeur de chaleur	99
3.3.3	Réservoirs d'eau chaude.....	103
3.3.4	Machines centrifuges.....	106
3.3.5	Vanne	120
3.3.6	Système de régulation	120
3.3.7	Bancs d'essais	126
3.4	Conclusions	133
Partie IV. Simulation en régime dynamique du fonctionnement du système IA-CAES		135
4.1	Introduction	136
4.2	Coup de bélier.....	136
4.2.1	Efficacité de la boucle d'eau.....	137
4.2.2	Influence de la durée de fermeture des vannes.....	140
4.2.3	Réservoirs air/eau	140
4.2.4	Conclusions sur le phénomène du coup de bélier	142
4.3	Scénarios de simulation du système IA-CAES	142
4.3.1	Introduction	142
4.3.2	Assurance de la réserve secondaire	144
4.3.3	Assurance de la réserve primaire	152
4.4	Conclusions	159
Conclusions Générales et Perspectives		160
Références bibliographiques		163
Annexes.....		176
Prix des réservoirs de stockage		177
Phénomène du coup de bélier.....		185
Bancs d'essais BP et HP		189

Nomenclature

A	Surface, (m ²)	$\dot{m}$	Débit massique, (kg/s)
a	Vitesse du son, (m/s)	M	Masse, (kg)
an	Anergie, (W)	Mo	Masse molaire, (kg/mol)
c	Célérité de l'onde de pression, (m/s)	MP	Medium pressure
C	Couple, (N.m)	N_h	Nombre d'heures de fonctionnement du système par an, (h/an)
$\dot{C}$	Flux de coût, (€/s)	n	Pas de temps
CAES	Compressed air energy storage	N_m	Nombre de mailles
$\dot{C}_{ex,D}$	Coût de la destruction exergetique, (€/s)	p	Pression, (Pa)
C_p	Capacité thermique spécifique, (J/kg.K)	P	Puissance, (W)
CRF	Capital recovery factor	Per	Périmètre, (m)
c_u	Coût moyen par unité d'énergie, (€/J)	P_h	Périmètre hydraulique, (m)
D	Diamètre, (m)	Po	Nombre de paires de pôle
DT	Différence de température, (°C)	p_v	Pression de saturation, (Pa)
E	Energie, (J)	Q	Puissance de chaleur, (W)
e	Epaisseur, (m)	q	Densité de flux thermique, (W/m ²)
EM	Echelle maximale	q_v	Débit volumique, (m ³ /s)
Ex	Flux d'exergie, (W)	R	Constante universelle des gaz parfaits, (J/mol.K)
ex	Exergie spécifique, (J/kg)	R_f	Caractéristique de frottement, (m ⁻³)
Ex^P	Flux d'exergie mécanique, (W)	Ra	Nombre de Rayleigh
Ex^T	Flux d'exergie thermique, (W)	Re	Nombre de Reynolds
f	Fréquence, (Hz)	R_p	Rapport de pression
F	Coefficient de freinage	R_Ω	Résistance, (Ω)
$\vec{F}_V$	Forces de volume, (N/m ³)	S	Section, (m ²)
G	Module d'élasticité longitudinal, (Pa)	s	Entropie spécifique, (J/kg.K)
g	Accélération de pesanteur, (m/s ²)	SPECO	Specific exergy costing
GE	General Electric	STEP	Station de transfert d'énergie par pompage
g_G	Glissement	t	Temps, (s)
GVRC	Générateur de vapeur à récupération de chaleur	T	Température, (K)
H	Hauteur piézométrique, (m)	TAC	Turbine à combustion
h	Enthalpie spécifique, (J/kg)	U	Vitesse d'entraînement, (m/s)
h_{cv}	Coefficient d'échange convectif, (W/m ² .K)	u	Energie interne spécifique, (J/kg)
HEX	Heat exchanger	V	Volume, (m ³)
HP	High pressure	v	Vitesse, (m/s)
HR	Taux d'humidité	V_N	Tension, (V)
I	Inertie, (kg.m ²)	w	Travail, (J)
i	Numéro de maille ou de nœud	x	Abscisse, (m)
IA-CAES	Isobaric adiabatic compressed air energy storage	X	Réactance, (Ω)
		y	Durée de vie, (ans)

In	Intérêt, (%)	z	Hauteur, (m)
k_T	Constante	Z	Coût d'achat, (€)
L	Longueur, (m)	$\dot{Z}$	Charges appropriées, (€/s)
LP	Low pressure		

Symboles grecs

η	Rendement, (%)	ψ	Paramètre adimensionnel
ρ	Masse volumique, (kg/m ³)	ω	Vitesse de rotation angulaire, (rad/s)
$\bar{\tau}$	Tenseur des contraintes, (N/m ²)	Ω	Vitesse de rotation, (RPM)
ξ	Coefficient de frottement de Darcy	Δ	Différence entre la sortie et l'entrée
ε	Rugosité, (m)	σ	Coefficient de dilatation volumétrique, (1/K)
δ	Rapport temps/espace, (s/m)	σ_{adm}	Contrainte admissible, (MPa)
ν	Viscosité cinématique, (m ² /s)	ϕ	Facteur d'entretien
α_{th}	Diffusivité thermique, (m ² /s)	φ	Angle d'inclinaison, (rad)
λ	Conductivité thermique, (W/m.K)	γ	Exposant isentropique
μ	Viscosité dynamique, (Pa.s)		

Indices

a	Ambiant	iso	Isotherme
C	Cinétique	k	Composant
CC	Chambre de combustion	L	Liquide
con	Consigne	out	Output
$elec$	Electrique	P	Potentielle
ex	Exergétique	p	Produit
F	Fuel	q	Chaleur
G	Gaz	Re	Réel
hyd	Hydraulique	rev	Réversible
Id	Idéal	SP	Set point (consigne)
Im	Impeller (roue)	St	Stockage
in	Input	T	Thermique
$irre$	Irréversibilité	t	Total
ise	Isentropique	W	Wall (paroi)

Introduction générale

La croissance continue de la contribution des sources d'énergie renouvelables dans le mix de la production d'électricité menace l'équilibre offre/demande nécessaire au bon fonctionnement du système électrique. En effet, le marché des énergies renouvelables croît pour des raisons écologiques. Par exemple, la France vise à augmenter la contribution d'énergies renouvelables pour atteindre 23% de la consommation finale d'électricité d'ici 2020. Par contre, ces énergies sont intermittentes et fluctuent avec le temps selon les aléas météorologiques indépendamment de la consommation. De plus, les heures de pointe de consommation imposent des contraintes lourdes sur le réseau électrique. Pour ces motifs, les systèmes de stockage d'énergie électrique semblent intéressants afin de rendre flexible le contrôle de la production pour s'adapter à la consommation, reporter et lisser la production des sources renouvelables et soutenir la qualité du réseau (adaptation tension/fréquence). Le concept de stockage (voir Fig. 1) constitue donc un outil pour améliorer la capacité du réseau électrique (moyen de transport) à répondre au bon moment à une demande d'énergie.

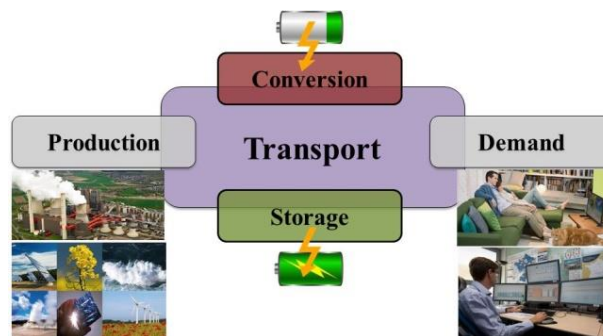


Fig. 1. Concept de contrôle du réseau électrique intégrant des systèmes de stockage

Le stockage de l'énergie électrique existe depuis longtemps notamment pour gérer les périodes de demandes intenses au cours de la journée. Ainsi, des technologies de stockage à grande échelle, en termes d'énergie et de puissance, et de longue durée de stockage ont été développées. Parmi ces technologies, le pompage turbinage hydraulique (STEP) et le stockage par air comprimé (CAES classique) sont des systèmes matures et largement opérationnels. Cependant, les systèmes adiabatiques de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe sont en cours de développement. Ces derniers font l'objet de la thèse.

Le système CAES classique a un coût d'investissement élevé, des impacts environnementaux négatifs et nécessite des sites géologiques adaptés. L'originalité de cette thèse réside dans le développement d'un système de stockage ayant des effets négatifs faibles sur l'environnement et sans nécessité de sites adaptés. Le système développé permet un stockage quotidien de quelques heures d'une grande quantité d'énergie de l'ordre de quelques centaines de MWh. Le mode de fonctionnement de ce système est schématisé dans la Fig. 2. L'air est comprimé et stocké sous 120 bars durant les heures creuses de consommation en profitant de l'énergie électrique excédentaire disponible sur le réseau. L'air est ensuite détendu à travers des turbines afin de restituer l'énergie stockée durant les heures de pics de consommation et supporter le réseau. L'air comprimé est stocké sous pression constante dans des réservoirs en acier. La pression est maintenue fixe dans les réservoirs de stockage grâce à une contre

pression hydraulique en faisant varier le volume d'eau dans les réservoirs. Le fonctionnement adiabatique du système est assuré par la récupération de la chaleur de compression dans le but de chauffer l'air durant la phase de production avant sa détente dans les turbines. La récupération de la chaleur de compression permet d'augmenter le rendement du système au-delà de 50% et d'éviter le recours aux sources d'énergie fossiles. Quant au stockage sous pression fixe élevée, il permet une amélioration supplémentaire du rendement et de la densité énergétique du système en réduisant les pertes dues aux variations de la pression de stockage.

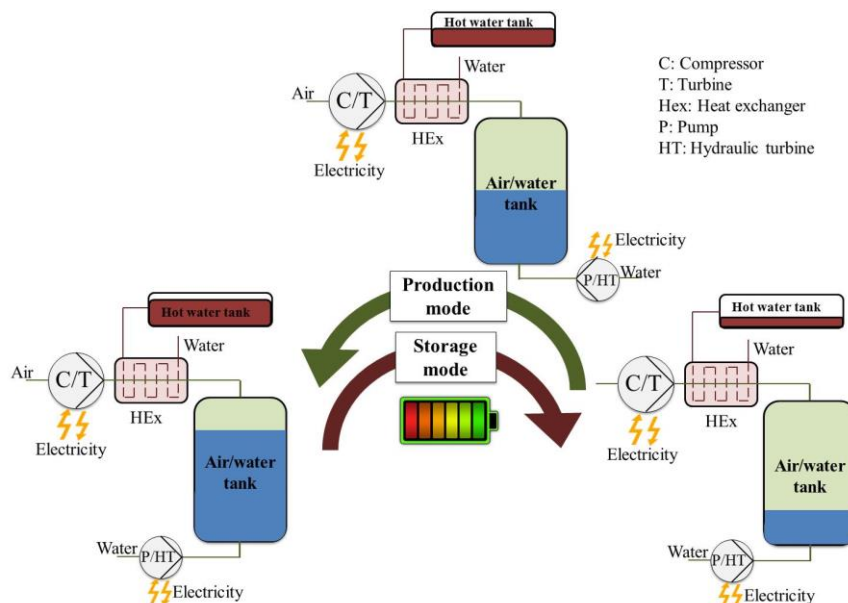


Fig. 2. Mode de fonctionnement du système de stockage développé

La thèse s'inscrit dans la volonté de stocker une énergie disponible à faible coût et de la restituer au réseau selon le besoin à coût élevé. Elle est réalisée dans le cadre du projet NERIALIS ayant comme partenaires Air Liquide, Fives et Storewatt. L'objectif principal du projet est de démontrer la viabilité technique et commerciale d'un système innovant de stockage de masse d'énergie sous forme d'air comprimé et de garantir le coût et la performance de la solution dans le cadre d'un déploiement commercial. Les objectifs principaux sont, sur le plan technique, de développer les briques technologiques nécessaires à la mise en œuvre de la solution et de réaliser un démonstrateur de taille suffisante pour permettre :

- Au futur constructeur de la solution de lever les incertitudes techniques relatives au fonctionnement d'un ensemble complet avant de s'engager dans la fourniture à un client d'une installation de taille industrielle ; et
- Aux futurs clients d'être convaincus de l'existence et du bon fonctionnement de la solution.

Notre tâche dans ce projet consiste à modéliser sous **Dymola** le système de stockage proposé afin d'optimiser sa **rentabilité** (efficacité + coût d'investissement) et d'étudier sa **flexibilité** et sa capacité à répondre aux exigences du réseau. Elle inclut en plus la réalisation des bancs d'essais afin d'affiner expérimentalement les modèles numériques.

La thèse est organisée en 4 parties principales.

La première partie consiste à faire un tour d'horizon des besoins de stockage en électricité, des systèmes de stockage, des critères de choix de technologie de stockage et de situer la thèse par rapport à l'état de l'art. Une étude bibliographique sur les formes de stockage d'énergies potentielle et thermique et sur les architectures de stockage par air comprimé est aussi développée en vue de trouver des solutions optimales en termes d'efficacité énergétique et du coût d'investissement.

La deuxième partie aborde d'abord la modélisation thermodynamique des composants des architectures de stockage par air comprimé. La modélisation est réalisée en tenant compte uniquement des phases stationnaires du système, et en supposant que les phases transitoires sont négligeables. Ensuite, des analyses énergétique et exergétique et des études de sensibilité des cycles de stockage sont achevées afin d'évaluer les caractéristiques thermodynamiques de ces architectures et de trouver une solution pour améliorer le rendement et la densité énergétique du système de stockage proposé. Finalement, une analyse exergoéconomique de ce système est réalisée dans le but d'optimiser les paramètres de fonctionnement et par la suite la rentabilité du cycle de stockage en se basant sur des critères thermo-économiques. L'objectif de l'optimisation exergoéconomique est donc d'améliorer le rendement du cycle de stockage tout en réduisant le coût d'investissement.

La troisième partie traite de la modélisation dynamique des grands composants du cycle de stockage et de l'architecture du modèle de contrôle de ce dernier afin d'étudier son comportement dynamique. En premier lieu, des modèles dynamiques des écoulements hydraulique et hydropneumatique sont réalisés pour visualiser le phénomène du coup de bélier dans le cycle de stockage. En effet, le stockage sous pression fixe génère la propagation des ondes de pression dans la canalisation hydraulique responsable du maintien de la pression fixe et dans les réservoirs de stockage lors du contrôle de la pression. En deuxième lieu, des modèles dynamiques tenant compte des inerties mécanique et thermique des machines tournantes et de l'inertie thermique des échangeurs de chaleur et des réservoirs de stockage sont décrits. Les composants du système de stockage sont modélisés selon des données récupérées de la littérature et des données industrielles. Or, les modèles réalisés visent à étudier les phases transitoires de démarrage, d'arrêt, de changement du régime de fonctionnement et du fonctionnement continu dans la perspective d'examiner la capacité du système de stockage à répondre aux réserves primaire (réactivité du système en quelque secondes face à une demande de puissance) et secondaire (réactivité en quelques minutes face à une demande de puissance). Ainsi, la modélisation dynamique permet d'étudier la flexibilité du système de stockage, sa capacité à répondre aux exigences du réseau et à connaître l'impact des transitoires sur ses performances. Un système de contrôle est modélisé et intégré dans le modèle dynamique pour optimiser le fonctionnement et assurer la demande d'énergie. En dernier lieu, un banc d'essai est construit afin de valider par des mesures expérimentales les modèles de la turbine et des échangeurs de chaleur. Les autres modèles sont validés par comparaison avec des données de la littérature.

La dernière partie concerne la simulation dynamique du cycle de stockage pendant les opérations de charge et de décharge. Puis, des scénarios de stockage/déstockage sont simulés de sorte que l'on puisse vérifier la capacité du système à répondre au cahier des charges défini par le gestionnaire du réseau électrique. En outre, des scénarios sont proposés et simulés dans

l'optique d'améliorer la flexibilité du système de stockage pour qu'il soit capable de répondre à la réserve primaire.

Finalement, une synthèse du travail est présentée dans la conclusion où sont esquissées les perspectives d'un futur travail.

Partie I. Etat de l'art: les technologies de stockage par air comprimé

1.1 Introduction: contextes et enjeux du stockage de l'énergie électrique

Les systèmes de stockage de l'énergie électrique deviennent de plus en plus incontournables. En effet, l'importance des énergies renouvelables (sources de production décentralisées) dans le domaine de la production d'électricité augmente en raison du réchauffement climatique, de la raréfaction des sources d'énergies fossiles et de l'augmentation de leurs coûts. La production d'électricité renouvelable a dépassé les 20 % de la production d'électricité mondiale en 2012 avec une croissance annuelle moyenne de 4.5 % (entre 2002 et 2012) [OBS13]. Par contre, les sources d'énergie renouvelables sont intermittentes par nature et créent des perturbations sur le réseau électrique à cause de leur nature stochastique [AKI14]. La production des sources renouvelables dépend des aléas météorologiques indépendamment de la demande d'électricité [GAB12].

En outre, la capacité de production des centrales thermiques et nucléaires n'est pas adaptée à la consommation en temps réel, la consommation durant la journée est plus importante que celle durant la nuit. D'autre part, l'énergie électrique est un enjeu vital pour l'humanité et sa continuité doit être garantie surtout dans les hôpitaux et pour des questions de sécurité. En conséquence, l'intégration des systèmes de stockage d'énergie dans le réseau électrique est exigée. Elle permet d'améliorer la flexibilité des installations de production, de renforcer la fiabilité des systèmes énergétiques, et d'assurer un équilibre entre l'offre et la demande d'énergie afin de protéger le réseau (régulation de la fréquence et la tension). En plus, ces systèmes constituent un outil intéressant et complémentaire pour le lissage et le report de la production des énergies renouvelables. Finalement, le stockage d'énergie permet aussi de réduire les émissions des gaz nocifs des centrales thermiques par réduction de leur capacité en profitant de l'énergie stockée pendant les heures creuses de consommation.

L'usage des systèmes de stockage pour des applications électriques est dénommé "applications stationnaires". Un schéma descriptif d'un système de stockage d'énergie est illustré dans la Fig. 3. L'**interface** constitue la connexion énergétique entre le réseau électrique et le système de stockage durant les phases de charge et de décharge. La partie **stockage** constitue le moyen ou le système utilisé (CAES, STEP, Batteries ...) pour emmagasiner et délivrer l'énergie durant les phases de charge et de décharge. Et le **système de contrôle** régie l'ensemble du système de stockage.

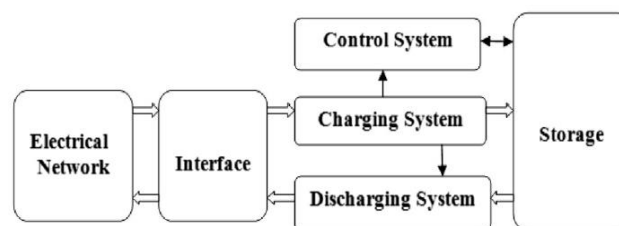


Fig. 3. Les composants d'un système de stockage d'énergie électrique [ELE13]

Ce chapitre décrit les différentes technologies et formes de stockage d'énergie par air comprimé. Une analyse de sensibilité des paramètres de fonctionnement du système CAES

(compressed air energy storage) est aussi réalisée dans le but de trouver des moyens pour améliorer sa densité énergétique et ainsi réduire son coût d'investissement. De plus, une étude comparative des diverses technologies de stockage de l'énergie thermique est explicitée afin de trouver un matériau convenable pour stocker la chaleur de compression du système CAES. Finalement, une étude bibliographique des architectures du système CAES est effectuée pour aboutir à une synthèse sur les systèmes de stockage par air comprimé combinés par un système de récupération de l'énergie thermique perdue.

1.2 Technologies de stockage de l'énergie électrique

1.2.1 Besoins de stockage

L'utilisation des systèmes de stockage afin de supporter le réseau électrique devient incontournable surtout avec l'accroissement de la participation des énergies renouvelables dans le mix énergétique. Les services apportés par les dispositifs de stockage au réseau électrique sont rédigés comme suit [AKI14]:

1. Arbitrage de l'énergie: il inclut le stockage de l'électricité à faible coût durant les heures de faible consommation et la vente de l'énergie stockée durant les heures de pics de consommation à coût élevé (voir Fig. 4).
2. Nivellement de la charge: il consiste à assurer la demande de l'énergie électrique durant les heures de pics de consommation, raser ensuite les pics de consommation inévitables (voir Fig. 4) et réduire par ce moyen le recours aux générateurs complémentaires de pic.
3. Intégration des énergies renouvelables: l'utilisation des systèmes de stockage d'énergie électrique réduit l'effet de l'intermittence des énergies renouvelables et conduit à une amélioration de la disponibilité et de la contribution des énergies renouvelables fluctuantes dans la consommation.
4. Réserve tournante: l'usage des systèmes de stockage peut réduire ou reporter le recours aux systèmes de production supplémentaires de l'électricité qui constituent la réserve tournante. Ces systèmes sont toujours en mode standby pour prendre le contrôle lors de l'échec d'un générateur.
5. Enjeu vital: le stockage d'électricité évite le coupage brusque d'électricité surtout dans les hôpitaux et pour des questions de sécurité.
6. Régulation de la fréquence: cela implique le soutien de la stabilité de la fréquence des réseaux électriques à travers les caractéristiques de charge / décharge des systèmes de stockage, régulant ainsi la tension et la fréquence (équilibre production-consommation).
7. Report d'investissement: l'investissement dans les infrastructures de la transmission et la distribution (T/D) peut être reporté par l'intégration des systèmes de stockage.

Il faut noter en plus que les systèmes de stockage d'électricité sont classifiés selon leur temps de décharge. Les systèmes de stockage avec une durée de décharge de l'ordre de quelques minutes sont utilisés pour améliorer la qualité de l'alimentation (fréquence et tension), les systèmes avec une durée de décharge de l'ordre d'une heure sont employés pour assurer la

continuité de l'alimentation (phases transitoires) et les systèmes avec une durée de décharge supérieure sont utilisés pour des applications de gestion de l'énergie [DEN10, CHE09].

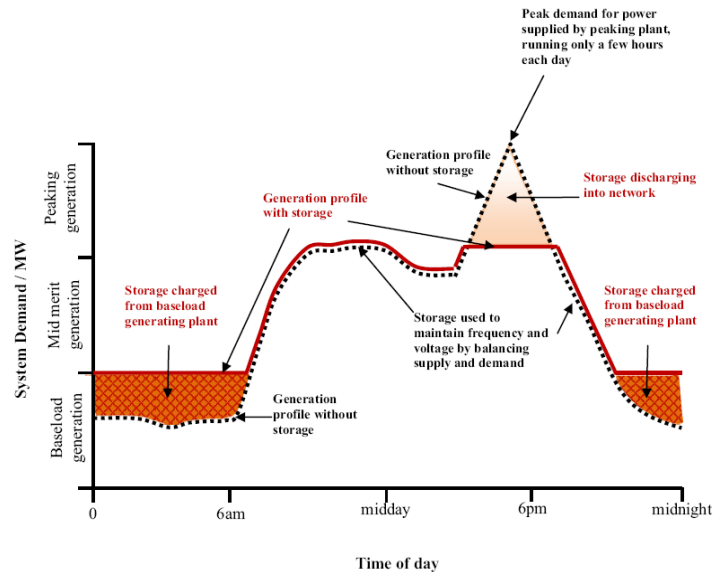


Fig. 4. Profil de charge d'un système de stockage à grande échelle [MAK02]

1.2.2 Classification des formes de stockage de l'énergie électrique

Le stockage de l'énergie électrique est un processus qui consiste à convertir l'énergie électrique en une autre forme d'énergie plus facilement stockable [CHE09]. Les formes de stockage peuvent être classées en cinq catégories: mécanique, électrique, électrochimique, chimique et thermique. L'organigramme de la Fig. 5 montre les diverses formes dans lesquelles l'énergie électrique peut être convertie [AKI14, DIA12, RBI15].

Le stockage mécanique consiste à stocker l'énergie sous forme potentielle ou cinétique. Le pompage-turbinage hydraulique (STEP) et le stockage par air comprimé (CAES) sont des systèmes de stockage à grande échelle d'énergie potentielle. Le stockage d'énergie cinétique se réalise habituellement avec un volant d'inertie.

Le stockage électrique est une catégorie de stockage qui permet d'emmagasiner l'énergie directement sous sa même forme électrique. Parmi les dispositifs de ce type de stockage, le condensateur et le super condensateur emmagasine l'énergie sous forme d'énergie électrostatique et les SMES (super conduction magnetic energy storage) l'emmagasinent sous forme d'énergie magnétique.

Le stockage électrochimique regroupe le dispositif de stockage le plus usuel dans notre vie quotidienne qui est la batterie. Il existe une grande variété de batteries comme les batteries sodium-soufre, lithium-ion, sodium-chlorure de nickel, batterie à circulation ou Redox-Flow... Le stockage chimique consiste à bénéficier de l'énergie électrique excédentaire afin de synthétiser des gaz combustibles à partir des molécules moins riches en énergie. Ces gaz ont la capacité de restituer de l'énergie lorsqu'ils sont brûlés ou bien via une pile à combustible. L'hydrogène, le méthanol et le méthane en sont des exemples.

Le stockage thermique peut être réalisé à partir de trois phénomènes différents qui sont le stockage par chaleur sensible, par chaleur latente et par une voix thermochimique. Le

stockage du froid (glace, liquide cryogénique) et du chaud (sels fondus, matériaux à changement de phase MCP...) sont les deux formes de stockage thermique.

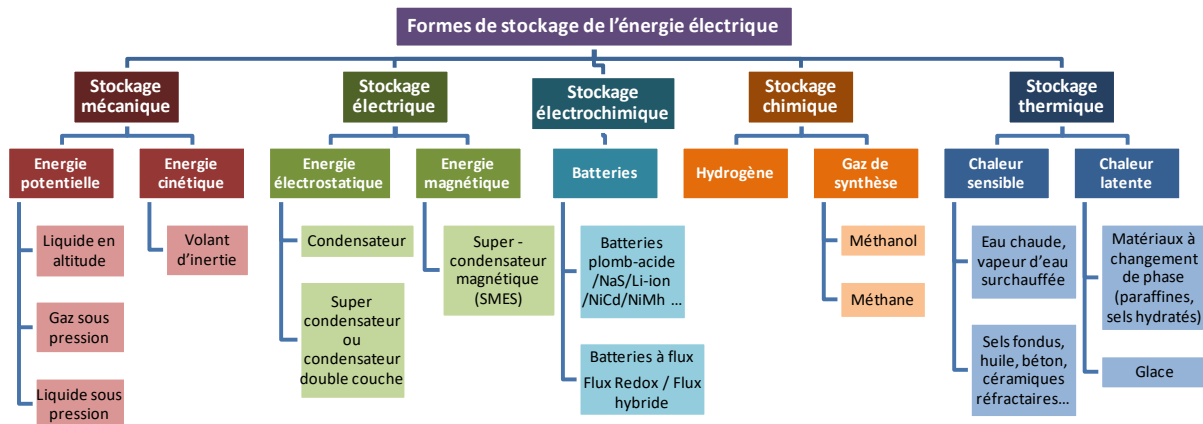


Fig. 5. Formes de stockage de l'énergie électrique

Il est clair qu'il existe une grande variété de systèmes de stockage de l'énergie électrique. En effet, chaque système a ses avantages, ses inconvénients et une gamme d'utilisation selon ses propres caractéristiques. Le choix d'une technologie de stockage repose sur plusieurs critères techniques répertoriés ci-après.

1.2.3 Critères de choix d'une technologie de stockage

L'objectif principal d'un système de stockage est de découpler la production d'électricité de la ressource énergétique. Le choix du système de stockage le plus pertinent pour un usage particulier sur un site, pour un stockage stationnaire de l'électricité, dépend des facteurs techniques suivants [JAC12, MUL08]:

- Quantité (MWh) et nature d'énergie disponible ;
- Puissances disponibles (MW);
- Densité de stockage en énergie et puissance (kWh/m^3 ou kW/m^3), qui conditionne le volume et la masse du système (coût de production);
- Coût et maintenance qui sont liés à la maturité de la technologie ;
- Temps de réaction qui présente la vitesse de montée et descente en charge / décharge (réserves primaire et secondaire);
- Efficacité du système de stockage; et
- Durée de vie ou nombre de cycles de charge / décharge admissibles;

La Fig. 6 illustre une comparaison entre les diverses technologies de stockage selon leurs puissances de stockage et leurs temps de décharge. Cette dernière montre que pour un stockage quotidien (des jours voire un mois) de quelques centaines de MW, seuls deux systèmes avec une grande capacité de stockage existent : le pompage turbinage hydraulique (STEP) et le stockage sous forme d'air comprimé (CAES). Le système de stockage hydraulique STEP présente un coût d'investissement élevé, nécessite des sites adaptés et a des effets négatifs sur l'environnement. Le système CAES classique présente un coût moins élevé

et des impacts environnementaux faibles mais il nécessite des sites adaptés. Le perfectionnement de la compression d'air est ainsi attendu.

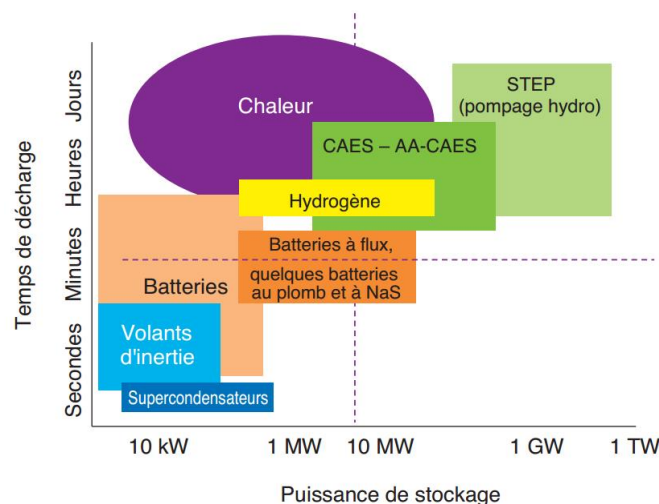


Fig. 6. Différentes technologies de stockage stationnaire d'électricité selon leurs puissances et leurs temps de décharge [IFP13]

Le Tableau 1 présente une comparaison entre les caractéristiques de diverses technologies de stockage. La solution de stockage par air comprimé (système CAES) sera étudiée pour un stockage quotidien de quelques centaines de MWh et pour une gamme de puissance de quelques dizaines de MW.

Tableau 1: Comparaison de différentes technologies de stockage d'énergie électrique. Les valeurs présentées sont des ordres de grandeur données à titre indicatif [NEK10, JAC12]

	Capacité de stockage	Gamme de puissance	Densité énergétique (kWh/m ³)	Temps de réaction	Efficacité	Durée de vie	CAPEX Energie (€/kWh)	Contraintes de site d'implantation
STEP	1 - 100 GWh	100 MW - 1GW	2	s - min	70 - 85 %	>40 ans	70 - 150	Très forte
CAES adiabatique	10 MWh - 10 GWh	10 - 300 MW	3	min	50 - 70 %	>30 ans	50 - 150	Très forte
Hydrogène et Pile à combustible	10 kWh - 10 GWh	1 kW - 10 MW	10 - 100	s - min	25 - 35 %	5 - 10 ans	< 500	Faible
Batterie Sodium-Soufre	< 100 MWh	< 10 MW	120	ms	75 - 85 %	2000 - 5000 cycles	150 - 500	Moyenne
Batteries Redox Flow	< 100 MWh	< 10 MW	Faible	ms	65 - 80 %	2000 - 12000 cycles	100 - 400	Moyenne
Volants d'inertie	5 - 10 kWh	1 - 20 MW	70 - 270	ms	> 90 %	100 000 cycles	2 000 - 8 000	Faible
Super condensateurs	1 - 5 kWh	10 kW - 5 MW	20	ms	90 - 95 %	500 000 cycles	10 000 - 20 000	Faible
SMES	1 - 10 kWh	10 kW - 5 MW	-	ms	>90 %	20 - 30 ans	> 10 000	Faible

Bien que le système CAES classique soit une technologie mature et opérationnelle, elle est limitée géographiquement et offre un faible rendement et une faible densité énergétique. Les contraintes géographiques peuvent être surmontées en stockant l'air comprimé dans des réservoirs artificiels alors que cette solution induit des coûts d'investissement

supplémentaires. Le stockage par air comprimé doit être toujours accompagné d'un stockage de l'énergie thermique afin de récupérer la chaleur de compression, réaliser un cycle adiabatique et améliorer le rendement de l'installation. Par contre, le système CAES adiabatique est une technologie non mature et en cours de développement. Une étude bibliographique sur la forme des réservoirs de stockage d'air comprimé et de l'énergie thermique est donc développée dans ce chapitre afin de synthétiser une conclusion sur les solutions possibles pour franchir les inconvénients du système CAES classique. De plus, le système de stockage proposé est présenté.

1.3 Stockage sous forme d'air comprimé (CAES)

1.3.1 Introduction

Afin d'adapter la consommation d'électricité quotidienne entre la journée et la nuit avec la production et protéger le réseau, le stockage d'énergie par air comprimé (système CAES) est la solution retenue. Elle permet un stockage de l'ordre de 20 heures avec une puissance de quelques centaines de MW (Fig. 6) ce qui est convenable pour un stockage quotidien à grande échelle. Cette technologie permet également de lisser la production des énergies renouvelables et de l'adapter à la consommation. La Fig. 7 décrit le concept du système de stockage CAES.

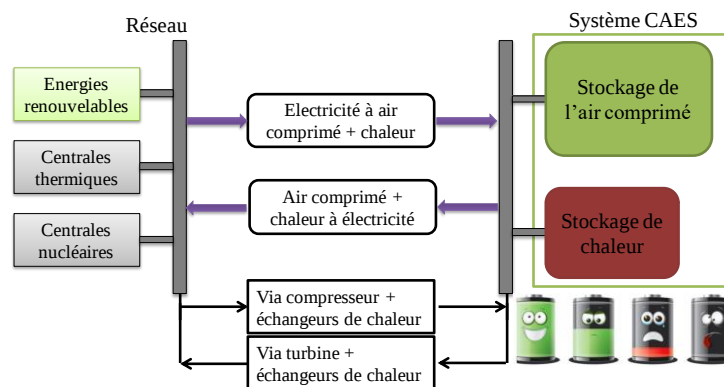


Fig. 7. Concept de base du procédé de stockage d'énergie électrique sous forme d'air comprimé et de chaleur

Les systèmes de stockage sous forme d'air comprimé sont divisés en trois catégories:

1. CAES non adiabatique
2. CAES adiabatique
3. CAES isotherme

Pour chaque catégorie, plusieurs architectures de stockage sont rapportées dans la littérature. Les formes des réservoirs de stockage de l'air comprimé et de l'énergie thermique peuvent varier d'une architecture à une autre. L'étude bibliographique de chaque architecture de stockage est donc nécessaire pour trouver une combinaison optimale entre ces 2 formes de stockage en termes de rendement et de densité énergétique. D'abord, une étude bibliographique des formes des réservoirs d'air comprimé est explicitée.

1.3.2 Cavernes souterraines

L'énergie est stockée sous forme d'air comprimé dans des cavernes souterraines dans le système CAES classique. Ce dernier est un système de stockage d'énergie potentielle sous forme d'air comprimé et profite souvent de l'énergie chimique à travers une chambre de combustion durant la phase de décharge. Différentes architectures de ce système de stockage sont présentées dans la littérature.

S.K. Khaitan et al. [KHA13] ont examiné un système de stockage CAES classique à base d'une turbine à gaz (Fig. 8). L'air est comprimé à haute pression (jusqu'à 70 bars) et stocké dans une caverne souterraine comme le montre la Fig. 8. Ce système renferme un seul réservoir de stockage qui est celui de l'énergie potentielle. Vu que cette énergie est emmagasinée dans une caverne souterraine, le déploiement de ce système de stockage est de ce fait limité par la disponibilité des sites adaptés. Le système CAES classique a un rendement de 42% et une densité énergétique de 2.9 kWh/m³.

D'autres systèmes de stockage CAES utilisant des cavernes souterraines sont également rapportés dans la littérature. P. Zhao et al. [ZHA15] ont proposé un système de stockage CAES classique combiné avec un cycle de Kalina afin de récupérer l'énergie thermique résiduelle contenue dans les fumées à la sortie de la turbine basse pression. Cette valorisation de l'énergie thermique perdue permet d'améliorer l'efficacité énergétique du système de 4%.

Un autre système CAES innovant est conçu par C. Bullough et al. [BUL04]. Dans le système proposé, la chaleur de compression est récupérée et emmagasinée dans un système de stockage de l'énergie thermique. Lorsque l'énergie est requise par le réseau électrique, l'air déjà comprimé dans une caverne souterraine et l'énergie thermique stockée sont recombinaés, et détendus à travers une turbine à air. La chaleur emmagasinée et restituée à l'air durant la production évite l'usage des combustibles fossiles.

Afin d'améliorer l'efficacité du stockage par air comprimé, L. Nielsen et al. [NIE09] ont proposé un système CAES où la pression est maintenue fixe dans la caverne souterraine grâce à une pression hydrostatique assurée par un bassin d'eau salée installé à la surface. La différence de hauteur entre le bassin et la caverne permet de garder une pression de stockage quasiment fixe (de l'ordre de 30 bars). La conservation de la pression de stockage quasiment fixe vise à maintenir le fonctionnement des machines tournantes (compresseur et turbine) à ses points optimaux et donc à réduire les pertes dans ces machines. Le système proposé est équipé d'un système de stockage thermique dans le but de récupérer la chaleur de compression et préchauffer l'air avant la chambre de combustion durant la phase de décharge. Un cycle à vapeur est également installé à l'échappement de la turbine pour récupérer l'énergie thermique résiduelle dans les gaz d'échappement. Le système est présenté dans la Fig. 9. La caverne souterraine de cette installation est obtenue par une excavation souterraine dans un dôme de sel créé par une exploitation minière.

Deux systèmes CAES (à base d'une turbine à gaz) stockant l'air dans des cavernes souterraines sont en fonctionnement dans le monde. Le premier système a été construit en 1978 à Huntorf-Allemagne avec une puissance de 290 MW [BBP90]. L'air est stocké dans

une caverne de sel de 310000 m³ de volume à 600 m de profondeur. Cette profondeur garantit une pression maximale de 100 bars. L'eau avait été pompée dans et hors un dépôt de sel pour dissoudre le sel et former la caverne. Le temps de décharge de la caverne est de 3 heures. Le deuxième système a été construit en 1991 à McIntoch-Alabama avec une puissance de 110 MW [HOU98]. L'air est stocké sous une pression maximale de 75 bars dans une caverne de sel de 528000 m³ de volume. Le temps de décharge de la caverne est de 26 heures.

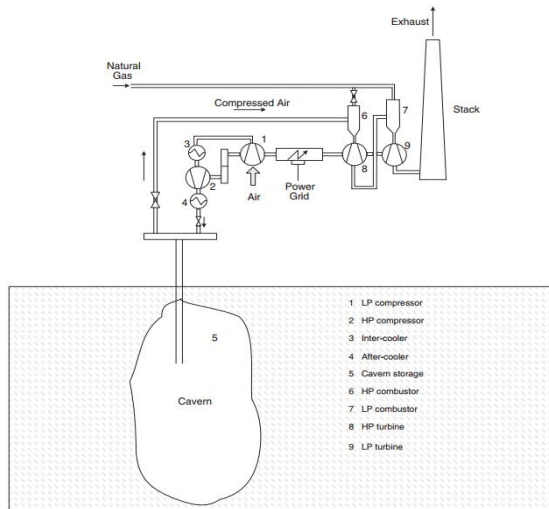


Fig. 8. Schéma d'un système CAES classique [KHA13]

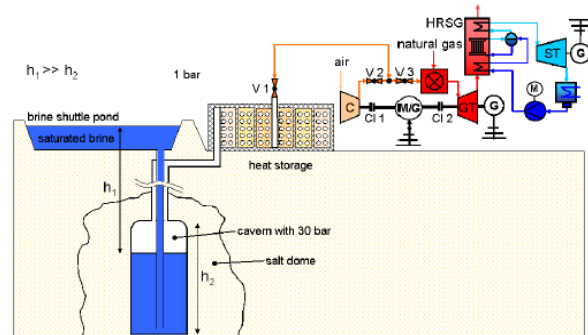


Fig. 9. Schéma d'un système CAES isobare avec récupération de la chaleur de compression [NIE09]

Ainsi, le déploiement du système CAES est lié à la disponibilité des sites adaptés représentés par les cavernes souterraines. L'utilisation des cavernes de sel est l'une des solutions intéressantes. En effet, le dépôt du sel paléozoïque se trouve dans une large bande sur une grande partie du nord de l'Europe. Le dépôt du sel de Trias et le dôme salin peuvent aussi constituer des sites attractifs pour les mines de sel. De plus, les cavernes rocheuses (le grès, la calcaire fissurée...), les aquifères, les champs de gaz épuisés et les mines abandonnées peuvent être utilisés comme réservoirs d'air sous pression [BUL04]. Citons à titre d'exemple, une installation CAES diabatique est en cours de construction à Norton-Ohio dont l'air comprimé est stocké dans une mine abandonnée [KHA13].

1.3.3 Réservoirs artificiels sous pression

Le stockage d'air comprimé dans des réservoirs artificiels est une solution proposée dans l'intention de franchir la contrainte des sites adaptés. Dans cet esprit, diverses études ont été menées dans la littérature sur ce sujet.

Un système de stockage CAES à petite échelle (de l'ordre de quelques kW) dont l'air est comprimé dans des réservoirs artificiels a été étudié par V. Vongmanee et al. [VON08]. Le système comprend trois composants principaux: compresseur d'air, système de stockage d'énergie et de production d'énergie. La compression et la détente de l'air sont réalisées par des machines à piston et l'air est comprimé dans des réservoirs sous une faible pression de l'ordre de 10 bars. Les processus de compression et de détente sont réalisés à température constante (processus isotherme). Le système est présenté dans la Fig. 10. Le stockage d'air

comprimé dans des réservoirs artificiels installés à la surface permet de surmonter le problème des sites adaptés rencontré dans le système CAES classique.

Un autre système de stockage hydropneumatique dont l'air est également stocké dans des réservoirs en acier est proposé par E. Ortego et al. [ORT13]. Le système est montré dans la Fig. 11. L'air est d'abord comprimé à travers un piston liquide. Une fois la pression d'accumulation atteinte (40 bars), l'envoi de l'air comprimé aux réservoirs de stockage débute et la compression se poursuit. Un cycle similaire recommence chaque fois : le volume de compression est réduit au minimum et par la suite le réservoir d'accumulation se remplit de nouveau d'air frais. Durant la phase de production, l'air comprimé est détendu dans l'accumulateur et l'énergie sera donc produite par la détente de l'eau dans la machine rotodynamique.

A noter que pour un stockage à petite échelle, l'air comprimé reste emmagasiné dans l'accumulateur air/eau. Celui-ci est un stockage en cycle fermé sans besoin de réservoirs de stockage supplémentaires. Dans ce cas, l'énergie potentielle est stockée sous forme hydropneumatique dans les accumulateurs.

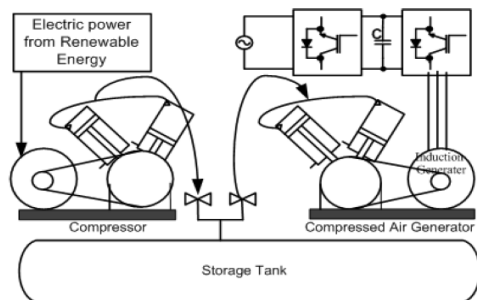


Fig. 10. Schéma d'un système CAES à petite échelle [VON 08]

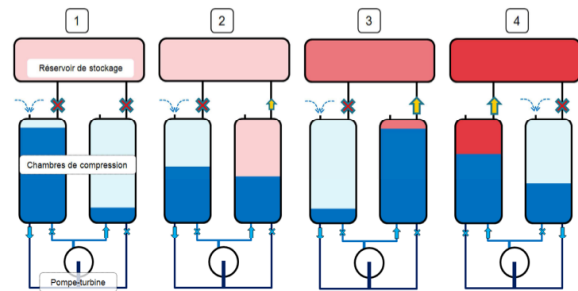


Fig. 11. Schéma d'un système de stockage hydropneumatique en cycle ouvert [ORT13]

L'air est comprimé sous faible pression dans les deux systèmes présentés ci-dessus. De plus, le stockage est réalisé à volume fixe. Ces systèmes possèdent donc un faible rendement et une faible densité énergétique [VON 08, ORT13]. Des solutions, avec un stockage à haute pression maintenue fixe, sont examinées ci-après.

1.3.4 Accumulateur hydropneumatique

Dans les accumulateurs hydropneumatiques, l'énergie potentielle est stockée sous haute pression (100 - 350 bars) sous forme d'air comprimé et de liquide sous pression. Différents systèmes de stockage d'énergie par air comprimé dans des accumulateurs hydropneumatiques sont présentés dans la littérature.

M. Saadat et al. [SAA12] ont développé un système CAES innovant pour les éoliennes offshore dont l'énergie est emmagasinée dans des accumulateurs hydropneumatiques. Le schéma descriptif du système est illustré dans la Fig. 12. Dans ce dernier, les processus de compression et de détente sont achevés à température constante à travers un piston liquide (eau). L'excès d'énergie des éoliennes est stocké dans des accumulateurs (sous pression de 200 bars) sous forme d'air et d'huile sous pression, ce système prend l'avantage de la densité de puissance de l'hydraulique et de la densité électrique du pneumatique dans l'accumulateur. Le

rôle de l'huile est d'assurer une pression fixe dans le réservoir de stockage. Puis, la densité énergétique et le rendement sont améliorés en stockant l'air sous haute pression maintenue fixe.

Un système de stockage par air comprimé fonctionnant à pression fixe combiné avec un système de pompage/turbinage hydraulique est développé par Y.M. Kim et al. [KIM11]. Dans ce système schématisé par la Fig. 13, l'énergie potentielle est stockée sous forme d'air comprimé et d'eau sous pression dans des réservoirs artificiels (pression de stockage 50 bars). Le système de pompage/turbinage hydraulique est présenté par l'installation d'une machine pompe/turbine hydraulique réversible et possède le rôle de conserver la pression de stockage constante. Durant la phase de stockage, l'air est comprimé et emmagasiné dans un accumulateur air/eau. L'eau est donc évacuée du réservoir afin de conserver la pression fixe et pompée dans un autre réservoir à pression variable et dont la pression minimale est celle du stockage d'air. Durant la phase de déstockage, l'air est détendu dans la turbine après avoir été remplacé par l'eau pour garder la pression fixe. A son tour, l'eau est détendue dans la machine réversible. Ainsi, le fonctionnement à pression fixe avec récupération de l'énergie potentielle d'eau comprimée permet d'augmenter la densité énergétique.

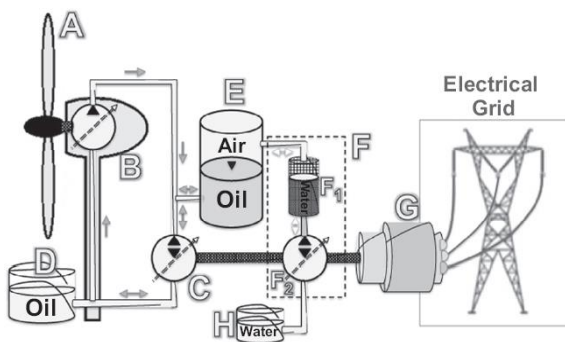


Fig. 12. Schéma d'un système CAES avec un accumulateur hydropneumatique [SAA12]

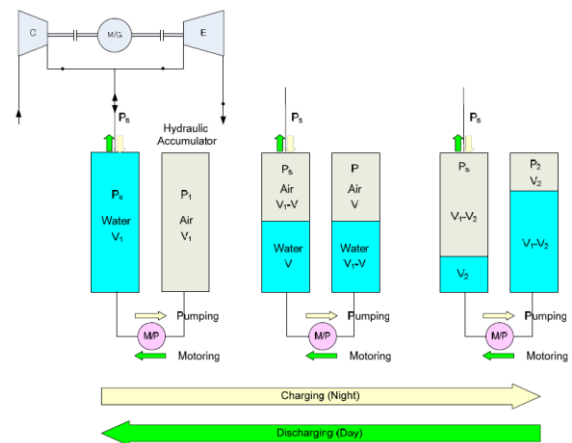


Fig. 13. Schéma d'un système CAES fonctionnant à pression fixe combiné avec un système de pompage/turbinage [KIM12]

1.3.5 Réservoir de vapeur d'eau sous pression

L'un des moyens efficaces pour améliorer le rendement d'un système CAES classique consiste à récupérer l'énergie thermique perdue dans les gaz d'échappement à haute température. Pour cette raison, un cycle à vapeur est souvent utilisé pour recycler la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le cycle combiné du système CAES avec un cycle à vapeur a un rendement amélioré de 10% environ par rapport à un système CAES classique [LIU14].

Cependant, le temps de démarrage de la turbine à vapeur est beaucoup plus grand que celui de la turbine à gaz. Afin d'améliorer la flexibilité du système de stockage et réduire son temps de réponse à une demande, W. Liu et al. [LIU14] ont proposé de récupérer la chaleur de compression et l'emmagasiner sous forme de vapeur d'eau dans un réservoir calorifugé. La vapeur peut être chauffée jusqu'à 182°C et stockée sous une pression de 10 bars, elle est

libérée une heure avant la production d'électricité dans le but de mettre en mode standby la turbine à vapeur. En conséquence, la capacité du système à répondre à une demande de puissance et réguler l'équilibre offre-demande devient plus efficace. Le système considéré est illustré dans la Fig. 14. Ce dernier renferme donc deux réservoirs de stockage :

- Un réservoir de stockage de l'énergie potentielle sous forme d'air comprimé ; et
- Un réservoir de stockage de l'énergie potentielle et de l'énergie thermique sous forme de vapeur d'eau chaude.

L'air comprimé est stocké dans une caverne souterraine comme celles de l'installation Huntorf et la vapeur est stockée dans des réservoirs artificiels.

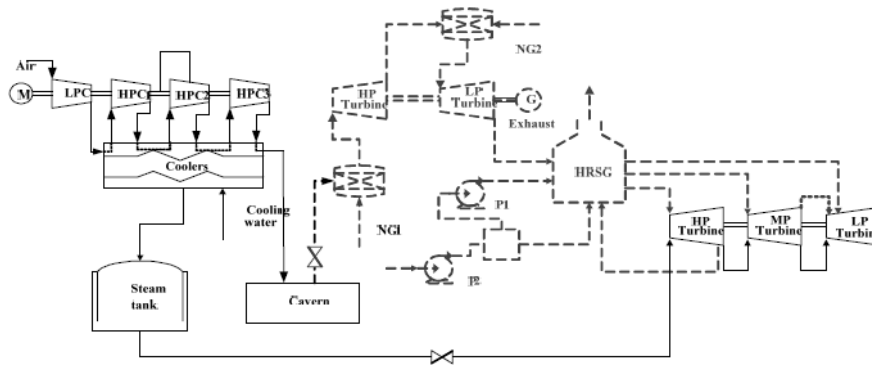


Fig. 14. Schéma d'un cycle combiné du système CAES avec un cycle à vapeur [LIU14]

1.3.6 Réservoir d'air comprimé sous-marin

Ce type de réservoir concerne les systèmes CAES installés dans les mers et les océans. Ces systèmes peuvent profiter de l'énergie produite par l'air, le courant océanique, les marées et les vagues.

Un système de stockage par air comprimé offshore est examiné par S.D. Lim et al. [LIM12]. Le système étudié (voir Fig. 15) consiste à stocker l'air comprimé dans des conteneurs artificiels installés au fond de la mer. L'installation des réservoirs au fond de la mer réduit les mesures environnementales et de sécurité à prendre. Elle présente en outre l'avantage de la pression hydrostatique au fond de la mer qui permet de garder l'air comprimé sous haute pression sans avoir besoin des réservoirs de stockage coûteux ou des cavités souterraines. La chambre d'air au fond de la mer peut être un réservoir ouvert (en acier ou béton) ou une vessie flexible.

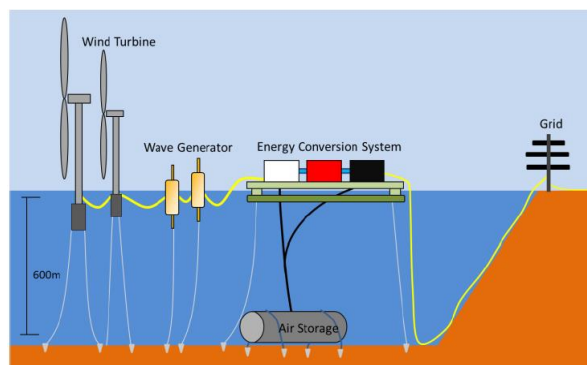


Fig. 15. Schéma d'un système CAES offshore [LIM12]

La vessie flexible présente la forme d'un ballon et le conteneur de stockage peut avoir la forme des tuyaux empilés ou d'un réservoir rectangulaire (Fig. 16).

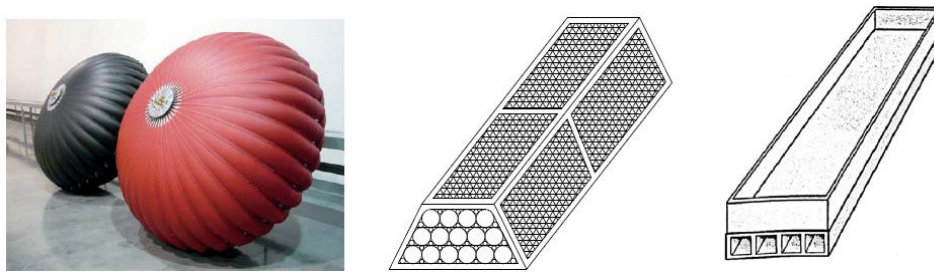


Fig. 16. Forme des réservoirs de stockage sous-marine [LIM12]

1.3.7 Nouvelles solutions de stockage

LightSail [LIG16], une entreprise américaine, a développé un système innovant de stockage d'énergie par air comprimé dont les processus de compression et de détente sont réalisés de manière isotherme en utilisant des jets d'eau. Dans cette solution, l'énergie potentielle est stockée dans des réservoirs en fibre de carbone, emballés dans des conteneurs similaires aux conteneurs maritimes (Fig. 17). Ces réservoirs peuvent facilement être empilés et regroupés ensemble pour former des grands réservoirs et stocker l'air comprimé à grande échelle sans nécessiter des sites adaptés.

L'utilisation des réservoirs en fibre de carbone par **LightSail** a permis de surmonter le problème du coût des réservoirs de stockage rencontré par **SustainX** qui a utilisé des réservoirs traditionnels en acier. Dans la perspective d'augmenter l'efficacité du système de stockage, LightSail a proposé de jouer sur les proportions stockées de l'énergie potentielle et de l'énergie thermique par variation du débit du jet d'eau pulvérisé.

SustainX et General compression [SUS16], deux entreprises américaines, ont annoncé un projet de fusion pour développer un système innovant et écologique de stockage de l'énergie par air comprimé sans exiger de recourir à des sites géographiques adaptés (cavernes souterraines). SustainX a proposé de stocker l'air dans des réservoirs artificiels en acier (Fig. 18) dans le but de surmonter le problème de contrainte des sites. Les processus de compression et de détente sont achevés de façon isotherme dans le système développé. Ainsi, la solution de stockage proposée est constituée des éléments (acier, air, eau) avec un faible impact environnemental et sans émission des gaz à effet de serre.



Fig. 17. Forme des réservoirs de stockage LightSail [LIG16]

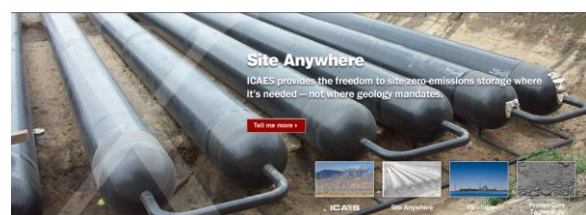


Fig. 18. Forme des réservoirs de stockage SustainX [SUS16]

NERIALIS est un projet lancé par Fives et ses partenaires (STOREWATT et Air Liquide) pour développer un système adiabatique de stockage d'énergie sous forme d'air comprimé fonctionnant à pression fixe. La chaleur de compression est récupérée et stockée durant la phase de stockage sous forme d'eau chaude dans des réservoirs calorifugés en acier. L'air comprimé est stocké sous 120 bars dans des grands tubes en acier d'1,4 m de diamètre et de 200 m de longueur (données fournisseurs). Le calcul du coût d'investissement montre que le prix des réservoirs de stockage d'air comprimé atteint 44% du coût d'investissement total du projet d'où l'intérêt d'optimiser le prix du stockage en améliorant la densité énergétique volumique et en réduisant le coût des tubes de stockage. Dans ce contexte, une comparaison entre le prix d'un tube en acier et d'un tube en fibre de carbone est examinée ci-dessous.

Pour calculer le prix de la masse de matière utilisée dans le tube de stockage, il faut d'abord calculer l'épaisseur du tube et ensuite la masse de ce dernier. L'épaisseur d'un tube en acier pour une pression de stockage de 120 bars est calculée par l'équation (1) basée sur un calcul de résistance des matériaux des cylindres:

$$e \geq \frac{(1.01 * p) * D}{2 * \frac{\sigma_{adm}}{2.4} * 0.85} \quad (1)$$

Où "e" est l'épaisseur de la paroi, "p" est la pression, "D" est le diamètre et " σ_{adm} " est la contrainte de rupture (625 MPa pour l'acier X80). Le coefficient "0.85" représente le coefficient de soudure.

La masse du tube est évaluée par l'équation (2).

$$M = \rho * \frac{\pi}{4} * (D_{out}^2 - D_{in}^2) * L \quad (2)$$

Où "M" est la masse, " ρ " est la masse volumique (7850 kg/m³ pour l'acier) et "L" est la longueur.

Tous calculs faits, l'épaisseur du tube est de 40 mm, sa masse est de 284,1 tonnes et le prix de l'acier est de 127845 €/tube (prix de l'acier 450 €/tonne).

En supposant que l'acier est remplacé par un composite à fibre de carbone (σ_{adm} =2450 MPa, ρ =1560 kg/m³), l'épaisseur requise du tube pour supporter une pression de stockage de 120 bars diminue à 10 mm et la masse à 13820 kg (20 fois plus petit que celle de l'acier). Par contre, le composite à fibre de carbone est trop cher (27 €/kg). Le prix du matériau d'un tube est de 373140 €, il est 3 fois supérieur à celui de l'acier.

Par conséquent, le prix du matériau d'un tube en acier est actuellement 3 fois moins cher que celui en fibre de carbone ce qui est en contradiction avec LightSail. En effet, LightSail a supposé dans son calcul que le prix du composite en fibre de carbone est en baisse. D'autre part, l'acier est un matériau recyclable et a une grande durée de vie.

1.3.8 Conclusions sur les formes des réservoirs d'air comprimé

Le stockage de l'énergie potentielle dans un système CAES classique est souvent effectué dans des cavités souterraines, des cavernes rocheuses, des aquifères, des champs de gaz épuisés ou des mines abandonnées.

Dans l'objectif de surmonter la contrainte des sites adaptés, l'air comprimé peut être stocké dans des réservoirs artificiels. Ces réservoirs sont souvent en acier ou parfois en fibre de carbone. Ils peuvent être empilés et regroupés ensemble afin de former des réservoirs de grande capacité de stockage. Dans le cas de stockage au fond de la mer, des vessies flexibles peuvent en plus être utilisées pour stocker l'air sous pression.

Le système de stockage proposé dans cette thèse (projet NERIALIS) consiste à stocker l'air dans des réservoirs de stockage hydropneumatiques. En effet, le stockage d'énergie dans des tubes en acier permet de venir à bout du problème des sites adaptés alors que le coût d'investissement est négativement affecté. Vu que le prix du stockage d'air dans des réservoirs artificiels constitue le coût majeur dans les systèmes CAES, la densité énergétique volumique serait donc un facteur incontournable pour minimiser le coût d'investissement total des systèmes CAES.

1.4 Cycle de stockage NERIALIS

Le système de stockage proposé dans le projet NERIALIS est un cycle adiabatique isobare, il est nommé IA-CAES (isobaric adiabatic compressed air energy storage). Le cycle est schématisé par la Fig. 19. Ce dernier est constitué par 3 compresseurs centrifuges, 3 turbines centrifuges, 6 échangeurs de chaleur tube/calandre, 4 pompes centrifuges, une turbine Pelton, des réservoirs de stockage air/eau, des réservoirs d'eau chaude et des réservoirs à pression atmosphérique (eau froide).

Durant la phase de stockage, l'air est d'abord amené par un train de 3 compresseurs de la pression atmosphérique à la pression de stockage qui est de l'ordre de 120 bars. Les compresseurs fonctionnent en profitant de l'énergie électrique excédentaire disponible sur le réseau électrique durant les heures creuses de consommation. L'air comprimé est stocké dans des réservoirs air/eau (tubes en acier). Un échangeur de chaleur est installé après chaque étage de compression pour refroidir l'air, qui s'échauffe durant la compression, par de l'eau. L'eau chaude résultante est stockée dans des ballons d'eau chaude calorifugés.

L'air est maintenu à pression constante dans les réservoirs air/eau grâce à une contre pression hydraulique en faisant varier le volume de l'eau durant les phases de charge et de décharge. Une turbine Pelton est installée à la sortie de ces réservoirs pour récupérer l'énergie d'eau évacuée durant la phase de stockage et une pompe est également installée pour pomper l'eau dans les réservoirs durant la phase de production.

L'eau chaude stockée est maintenue sous une pression voisine de la pression de saturation d'eau. La vapeur se condense au fur et à mesure du remplissage et la pression augmente lentement durant la phase de stockage. L'eau chaude s'évapore au fur et à mesure de la vidange et la pression diminue doucement durant la phase de production.

Durant les périodes de pointe, l'air stocké sous pression est détendu dans un train de 3 turbines avec un réchauffement intermédiaire en profitant de l'eau chaude déjà stockée. Les turbines restituent donc l'énergie emmagasinée pour supporter le réseau.

L'eau froide sortant des réchauffeurs durant la phase de production est stockée dans des réservoirs afin d'être réutilisée durant la phase de stockage pour refroidir l'air à travers les refroidisseurs. L'eau froide stockée se refroidit à la température ambiante entre les phases de stockage et de déstockage. L'eau circule donc dans un circuit fermé.

Les processus de compression et de détente sont répartis sur plusieurs étages afin d'améliorer l'efficacité globale du système de stockage et à cause des limitations technologiques [LEM06].

Les solutions de stockage existantes (STEP, CAES classique ...) présentent des impacts environnementaux négatifs et leurs développements sont limités par la disponibilité des sites adaptés. La solution proposée est constituée d'éléments (air, acier et eau) ayant un faible impact environnemental et sans émission de gaz à effet de serre car le système est adiabatique. Le stockage sous forme d'air comprimé à pression fixe dans des réservoirs en acier permet de s'affranchir du problème de contrainte des sites, ce qui facilite le stockage de masse d'électricité au plus près des sources de production d'énergie, telles que les sources renouvelables. Le fonctionnement adiabatique du cycle permet d'éviter l'utilisation d'un apport d'énergie externe lors de la détente de l'air, contrairement au projet CAES non adiabatique. La construction du système développé ne requiert que des matériaux largement disponibles, non polluants, et facilement recyclables. Leur fonctionnement ne nécessite que de l'air et de l'eau circulant dans un circuit fermé, et leur impact sur le paysage est très limité. Le stockage **adiabatique** de l'air à **pression fixe** aboutit aussi à une amélioration du **rendement** et de la **densité énergétique** du cycle de stockage.

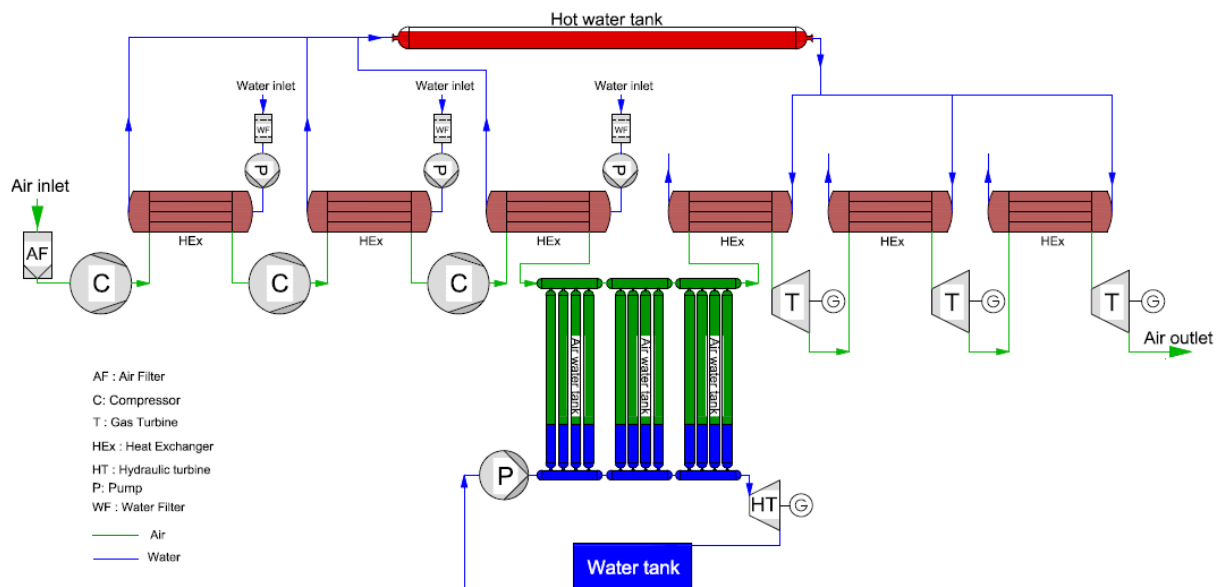


Fig. 19. Cycle de stockage d'énergie par air comprimé du projet NERIALIS (cycle IA-CAES)

1.5 Optimisation de la densité énergétique

1.5.1 Introduction

La densité énergétique est un paramètre indispensable à prendre en compte lors du développement d'un procédé de stockage d'énergie. Ce paramètre influence la taille d'une installation et par conséquent son coût. Elle représente la quantité d'énergie stockée par unité de volume (kWh/m³) ou de masse (kWh/kg) en un point [PAR13]. La densité énergétique volumétrique est définie, pour un système de stockage d'énergie, par le rapport de l'énergie produite durant la phase de production sur le volume maximal d'air stocké (équation (3)).

$$Density = \frac{E_{produced}}{V_{Fluid}} \quad (3)$$

Où "E" est l'énergie et "V" est le volume.

"E_{produced}" présente l'énergie produite par le système durant la phase de déstockage et "V_{Fluid}" est le volume du fluide stocké.

L'installation des réservoirs de stockage artificiels augmente considérablement le coût d'investissement du système de stockage. Par exemple, le coût des tubes de stockage de l'air comprimé dans le système de la Fig. 19 peut atteindre 44 % du coût d'investissement total du projet. L'optimisation de la densité énergétique volumique du cycle de stockage semble donc indispensable dans le but de réduire le volume de stockage et par conséquent le coût d'investissement.

L'énergie produite par la détente de l'air dans une turbine à un étage est calculée par l'équation (4) en supposant que le processus de détente est une détente réelle de référence isentropique. L'air est considéré comme un gaz idéal et la capacité thermique C_p est supposée constante.

$$E_{produced} = \eta M_{Air} \Delta h_{ise} = \eta M_{Air} C_p \Delta T = \eta M_{Air} \frac{R}{Mo_{Air}} \frac{\gamma}{\gamma - 1} T_{in} \left(\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} - 1 \right) \quad (4)$$

Où "η" est le rendement isentropique, "h" est l'enthalpie spécifique, "C_p" est la capacité thermique spécifique à pression constante, "R" est la constante universelle des gaz parfaits, "Mo" est la masse molaire, "γ" est l'exposant isentropique et "T" est la température.

Le volume d'air stocké est calculé en fonction de la masse d'air selon la relation (5).

$$V_{Air} = \frac{M_{Air}}{\rho_{Air}} = \frac{M_{Air}}{\frac{Mo_{Air} p_{st}}{RT_{st}}} = \frac{M_{Air} RT_{st}}{Mo_{Air} p_{st}} \quad (5)$$

Où "st" désigne stockage.

Pour un seul étage de détente, la densité énergétique aura donc la forme suivante:

$$Density = \eta * \frac{\gamma}{\gamma - 1} T_{in} \left(\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} - 1 \right) * \frac{p_{st}}{T_{st}} = F(\gamma, T_{in}, p_{st}, T_{st}) \quad (6)$$

D'après la relation (6), la densité énergétique dépend principalement du coefficient γ , de la température d'admission d'air à la turbine (T_{in}), et de la température et la pression de stockage d'air comprimé (T_{st} et P_{st}). Le rapport de détente dépend de la pression de stockage et le rendement dépend des machines utilisées. Une étude de sensibilité de ces paramètres est explicitée ci-après afin d'étudier leur influence sur la densité énergétique.

1.5.2 Température et pression de stockage

L'air est toujours stocké sous une température voisine de celle ambiante dans le but d'augmenter leur masse volumique, avoir ensuite une meilleure densité énergétique et réduire en plus les pertes thermiques vers l'atmosphère. Par ailleurs, un réservoir supportant en même temps une température et une pression élevées coûte très cher. L'air est refroidi à travers des échangeurs de chaleur avant d'être stocké dans les réservoirs.

La diminution de la température de stockage en dessous de la température atmosphérique, bien qu'elle améliore la densité énergétique du système, a des effets négatifs sur l'efficacité du système de stockage car:

- a) Les échanges thermiques avec l'atmosphère augmentent avec la diminution de la température de stockage en dessous de la température ambiante.
- b) Le processus de refroidissement du fluide, utilisé pour la récupération de la chaleur, en dessous de la température ambiante consomme de l'énergie.

Subséquemment, la température de stockage est imposée par la température ambiante qui est souvent la température minimale de stockage.

La pression de stockage est aussi un facteur qui influe sur la densité énergétique. L'étude de sensibilité de cette grandeur sur la densité énergétique est réalisée en considérant le cycle de la Fig. 19 et les calculs sont effectués sur Excel en utilisant la librairie des fluides du REFPROP. La Fig. 20 présente la variation de la densité énergétique en fonction de la pression de stockage pour un stockage sous pression fixe et sous volume fixe (pression variable). Pour le stockage sous volume fixe, on considère un cyclage de pression de 20 bars durant la phase de production similairement aux conditions de fonctionnement de l'installation CAES-Huntorf (stockage sous 70 bars).

La densité énergétique du cycle de stockage fonctionnant à pression fixe (IA-CAES) augmente de 4,7 fois lorsque la pression de stockage croît de 60 bars à 185 bars. Pour un stockage à volume fixe, elle augmente de 1,4 fois sur le même intervalle de pression. Cette basse valeur est expliquée par le fait que le cyclage de la pression dans les cavernes souterraines est limité entre ± 20 bars quel que soit la pression de stockage. Le but de la limitation de cette dernière valeur est de réduire les pertes dues à la variation de la pression dans les machines tournantes qui ne peuvent pas aussi supporter une variation de pression supérieure pour des raisons liées à la technologie utilisée. De ce fait, une grande masse d'air est stockée sans être utilisée.

Pour un stockage à 120 bars, la densité énergétique est de 11.2 kWh/m³ pour le cycle IA-CAES. Cette valeur est 6 fois supérieure à celle fonctionnant à volume fixe avec un cyclage de 20 bars. Si on suppose que le cyclage de la pression à 120 bars est de l'ordre de 40 bars, la

densité augmente de 1,9 fois. Un volume d'air comprimé 3,2 fois supérieur à celui du système fonctionnant à pression fixe reste donc nécessaire dans ce cas. Le stockage à pression fixe permet alors de réduire le coût des réservoirs de 3,2 fois et le coût d'investissement du cycle global de 27,5%. Le calcul du capital investi a été réalisé en se basant sur des fichiers du calcul de coût fournis par les fournisseurs.

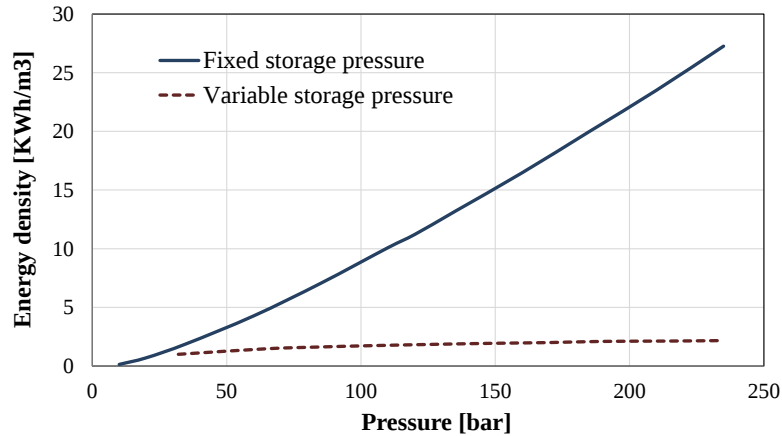


Fig. 20. Variation de la densité énergétique en fonction de la pression de stockage

La Fig. 21 représente la variation de la proportion du coût de stockage d'air, par rapport au coût d'investissement total, en fonction de la pression de stockage pour un système fonctionnant à pression fixe. Les calculs ont été réalisés en se basant sur des calculs de résistance des matériaux et sur des équations économiques fournies par les constructeurs. Ce pourcentage du coût diminue de 11 points si la pression de stockage augmente de 10 à 120 bars, il diminue de 3 points pour une augmentation ultérieure au-delà de 120 bars et jusqu'à 230 bars. Voilà pourquoi la pression 120 bars peut être retenue comme pression de stockage pour 2 raisons principales :

- Des tubes standards fabriqués par EuroPipe sont déjà commercialisés et peuvent supporter jusqu'à 120 bars.
- L'augmentation de la pression au-delà de 120 bars exige des mesures de sécurité supplémentaires et ainsi des charges additionnelles.

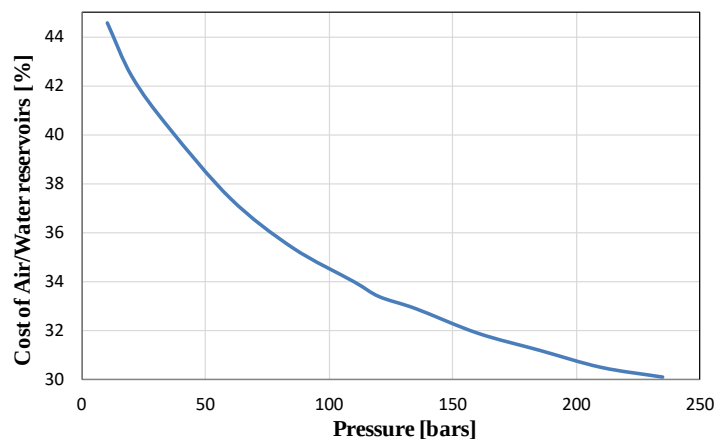


Fig. 21. Variation du pourcentage du coût de stockage en fonction de la pression de stockage

Le stockage d'air comprimé à pression fixe est donc avantageux. Il conduit à réduire le coût d'investissement du système de stockage en plus de l'amélioration du rendement du cycle

considéré. L'augmentation de la pression de stockage est aussi rentable. Elle permet de réduire le nombre de réservoirs de stockage d'air et réduire ainsi le coût d'investissement.

1.5.3 Température d'admission d'air

Selon l'équation (6), la densité énergétique est linéairement dépendante de la température d'admission d'air chaud aux turbines. La Fig. 22 illustre la variation de la densité énergétique en fonction de la température d'admission d'air à l'entrée des 3 turbines du cycle de la Fig. 19. D'après cette figure, la densité énergétique est proportionnelle à la température d'admission d'air chaud conformément à l'équation (6).

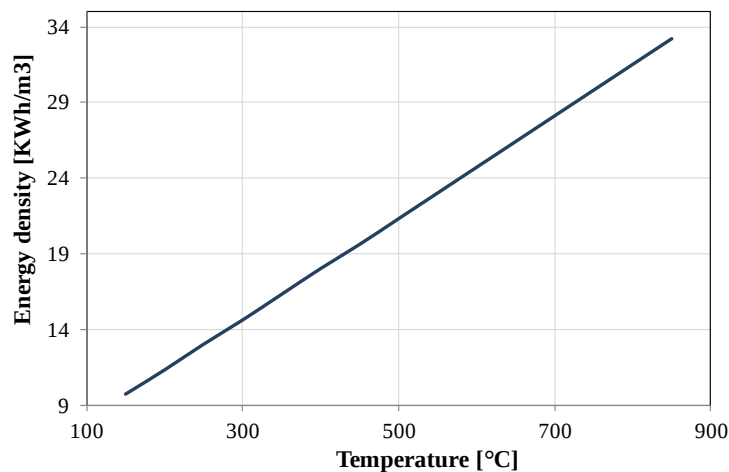


Fig. 22. Variation de la densité énergétique en fonction de la température d'admission d'air

Pour le système IA-CAES fonctionnant à une pression de 120 bars, la température d'admission est de 220°C environ. La densité énergétique correspondante est de 12 kWh/m³. L'utilisation d'un combustible fossile et par conséquent l'augmentation de la température d'admission à 800°C améliore la densité énergétique de 2,6 fois. En effet, la densité énergétique est calculée dans notre application en tenant compte de l'énergie chimique introduite par les chambres de combustion durant la phase de production afin d'étendre l'énergie électrique produite par les turbines.

En conséquence, l'augmentation de la température d'admission des turbines est l'une des solutions efficaces pour améliorer l'énergie produite durant la phase de production, augmenter ensuite la densité énergétique du système de stockage et réduire ainsi le coût du stockage d'air comprimé.

1.5.4 Coefficient adiabatique γ

Le coefficient adiabatique γ est aussi un facteur influant sur la densité énergétique. Ce coefficient dépend de la nature du fluide utilisé. La Fig. 23 présente le diagramme de variation de la densité énergétique en fonction du fluide utilisé. La densité énergétique maximale (~14 kWh/m³) correspond à l'hélium et à l'argon qui ont le coefficient γ le plus élevé, cette valeur est 15% supérieure à celle de l'air.

L'hélium et l'argon sont des gaz rares et très chers. Par exemple, le prix de l'hélium est de 45 €/kg. Pour un système de 500 MWh de capacité, une masse d'hélium de 770 tonnes environ

est nécessaire. Le coût de l'hélium (34,65 millions euros) amène à un surcoût de 15% supplémentaire par rapport au coût total du projet malgré l'économie réalisée sur le coût du stockage. Conséquemment, cette solution n'est pas convenable.

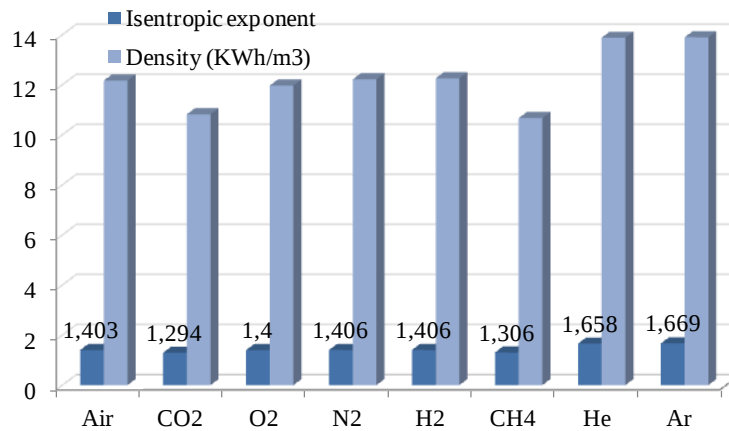


Fig. 23. Variation de la densité énergétique en fonction du fluide utilisé

L'azote et l'hydrogène ont un coefficient γ légèrement supérieur à celui de l'air, et les autres gaz ont un coefficient γ inférieur à celui de l'air. En conclusion, l'air est le gaz qui convient le plus pour accumuler l'énergie potentielle du fait qu'il est gratuit et a un bon coefficient γ .

1.5.5 Conclusions sur l'amélioration de la densité énergétique

Le stockage de l'énergie potentielle sous forme d'air comprimé dans des réservoirs artificiels pose le problème des charges supplémentaires imposées par ces réservoirs et qui peuvent atteindre plus de 40% du coût d'investissement global du projet. Afin de réduire le coût de ces réservoirs, une amélioration de la densité énergétique du système de stockage est nécessaire. Les solutions possibles pour augmenter la densité énergétique sont:

1. Le stockage sous pression fixe;
2. Le stockage sous haute pression;
3. L'augmentation de la température d'admission d'air chaud aux turbines.

Dans le but d'améliorer l'efficacité du système de stockage, la chaleur générée lors de la phase de compression est récupérée pour être réutilisée plus tard durant la phase de production. Une étude bibliographique sur les systèmes de stockage de l'énergie thermique est donc menée dans ce qui suit pour trouver le système de stockage thermique le plus adéquat pour notre application.

1.6 Revue des systèmes de stockage de l'énergie thermique

1.6.1 Introduction

Le rendement faible d'un système CAES classique est dû à la dissipation de la chaleur de compression à l'atmosphère et à la chaleur résiduelle dissipée dans les fumées à l'échappement de la turbine. La récupération et la réutilisation de la chaleur de compression rendent inutile l'utilisation des combustibles fossiles et entraînent une amélioration du rendement net du cycle supérieur à 50%.

La réalisation d'un cycle de stockage adiabatique nécessite l'intégration dans ce dernier d'un système de stockage de l'énergie thermique. Le choix de ce système dépend de la température de stockage visée. L'utilisation des matériaux à changement de phase augmente largement les pertes exergétiques parce que le changement de la température d'air est essentiel dans notre application (refroidissement ou réchauffement). La chaleur doit être donc stockée sous forme de chaleur sensible afin de réduire les pertes exergétiques.

La chaleur sensible peut être stockée soit dans le solide (céramique, roches naturelles, acier...) soit dans le liquide (huiles, eau ...) à travers des échangeurs de chaleur [COM14]. Ce chapitre décrit plusieurs matériaux de stockage thermique avec leurs caractéristiques et leurs domaines d'application.

Les critères de choix d'un matériau de stockage de chaleur pour notre application doit reposer sur les propriétés suivantes [LI13, PAR13]:

- Coût du matériau de stockage ;
- Densité énergétique élevée (masse volumique et capacité thermique élevées) ;
- Bonne conductivité thermique ;
- Propriétés chimiques stables, faible corrosivité, et faibles impacts environnementaux ;
- Longue durée de vie ;
- Peu de pertes thermiques.

1.6.2 Matériaux de stockage d'énergie thermique

La compression polytropique produit de l'entropie, qui se traduit par un échauffement du fluide supérieur à celui que l'on aurait dans une transformation réversible. Cette chaleur doit être stockée et restituée plus tard pour chauffer l'air lors de leur détente dans les turbines dont le processus de détente est également polytropique. Dans le système IA-CAES (Fig. 19), la variation de la proportion de la partie thermique de la variation d'enthalpie d'air, par rapport à l'énergie totale consommée (variation d'enthalpie d'air), en fonction de la pression de stockage est présentée dans la Fig. 24. Les résultats sont obtenus en considérant l'air comme un fluide réel. Le stockage d'air comprimé est ainsi un stockage d'enthalpie majoritairement sous forme sensible pour un gaz réel (entre 97 et 99.5%). Par conséquent, l'augmentation de l'efficacité du stockage thermique est essentielle pour améliorer l'efficacité globale du système de stockage.

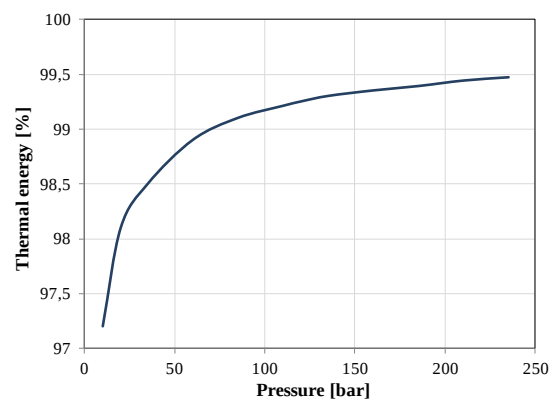


Fig. 24. Variation de la proportion de l'énergie thermique emmagasinée en fonction de la pression de stockage

Le stockage thermique dans l'eau est avantageux pour des faibles températures de stockage (95°C max). L'eau est un fluide largement disponible et a une capacité thermique volumique importante. Par contre, l'eau a une pression de saturation élevée, le stockage à haute température (au-delà de 100°C) nécessite des réservoirs pressurisés et ainsi des charges additionnelles.

Dans le système IA-CAES (Fig. 19), la chaleur est stockée sous forme d'eau chaude à une température de 220°C environ dans des ballons sous pression. Ces ballons sont maintenus à la pression de saturation de l'eau chaude. Durant la phase de déstockage, l'eau s'évapore au fur et à mesure de la vidange d'eau chaude afin de maintenir la pression de stockage au-dessus de la pression de saturation, et par conséquent la température de stockage diminue et atteint une valeur minimale de 195°C. Une perte de rendement de 1,2% est donc enregistrée. Pour ces raisons, les solutions auxiliaires comme le stockage dans le solide et les huiles thermiques sont examinées dans cette partie.

Le Tableau 2 présente divers matériaux utilisés pour le stockage de la chaleur avec leurs caractéristiques thermiques. La température de stockage d'énergie thermique varie entre 20°C et 600°C selon la pression de stockage d'air comprimé et le nombre d'étages de compression dans un système adiabatique de stockage d'énergie par air comprimé. Par conséquent, l'huile moteur, les sels fondus et les liquides organiques ne constituent pas des solutions convenables. L'eau sous pression peut être utilisée pour des températures supérieures à 100°C. Les huiles thermiques sont utilisées pour une température de stockage inférieure à 300°C et les solides pour des températures supérieures. Une étude comparative de ces matériaux de stockage est détaillée ci-après.

Tableau 2 : caractéristiques des matériaux de stockage thermique [ATA06, SHA09]

Matériaux	Plage de température (°C)	Masse volumique (kg/m³)	Capacité thermique (J/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)	Capacité thermique x10 ⁻⁶ (J/m³.K)
Eau	0 à 100	1000	4190	0,63 à 38°C	4.1900
Eau- éthylène glycol 50/50	0 à 180	1050	3470	-	3.6435
Huiles, Duratherm 600	-5 à 315	645	2760	0.121 à 315°C	1.7802
Huiles, Syltherm 800	-40 à 400	547	2257	0.0635 à 400°C	1.2345
Huiles, Therminol 55	-18 à 315	777	2400	0.1121 à 160°C	1.8648
Huiles, Therminol 66	-9 à 343	750	2100	0.106 à 343°C	1.5750
Huile moteur	Jusqu'à 160	888	1880	0.145	1.6694
Sels fondus, Hitec	141 à 540	1680	1560	0.61	2.6208
Sels fondus, Draw salt	220 à 540	1733	1550	0.57	2.6862
Sels liquides, Lithium	180 à 1300	510	4190	38.1	2.1369
Sels liquides, Sodium	100 à 760	960	1300	67.5	1.2480
Liquides organiques, Ethanol	Jusqu'à 78	790	2400	-	1.8960
Liquides organiques, Propanol	Jusqu'à 97	800	2500	-	2.0000
Liquides organiques, Butanol	Jusqu'à 118	809	2400	-	1.9416

Liquides organiques, Isobuthanol	Jusqu'à 100	808	3000	-	2.4240
Liquides organiques, Isopenthanol	Jusqu'à 148	831	2200	-	1.8282
Liquides organiques, Octane	Jusqu'à 126	704	2400	-	1.6896
Aluminium	-	2707	896	204 à 20°C	2.4255
Oxyde d'aluminium	-	3900	840	40	3.2760
Sulfate d'aluminium	-	2710	750	-	2.0325
Fonte	-	7900	837	29.3	6.6123
Fer pur	-	7897	452	73.0 à 20°C	3.5694
Cuivre	-	8954	383	385 à 20°C	3.4294
Brique	-	1698	840	0.38 - 0.52	1.4263
Brique de magnésie	-	3000	1130	5.07	3.3900
Béton	-	2240	1130	0.9 - 1.3	2.5312
Chlorure de calcium	-	2510	670	1	1.6817
Sol (humide)	-	1700	2093	2.51	3.5581
Sol (sec)	-	1260	795	0.25	1.0017
Chlorure de potassium	-	1980	670	0.5	1.3266
Sulfate de potassium	-	2660	920	-	2.4472
Carbonate de sodium	-	2510	1090	1.7	2.7359
Roche, granite	-	2640	820	1.73 à 3.98	2.1648
Roche, calcaire	-	2500	900	1.26 à 1.33	2.2500
Roche, marbre	-	2600	800	2.7 à 2.94	2.0800
Roche, grès	-	2200	710	1.83	1.5620
Céramique	Jusqu'à 1100°C	3120	95	1.6	2.964

1.6.3 Stockage thermique dans le liquide

Pour qu'un liquide soit adapté pour récupérer et libérer la chaleur à l'air, il doit avoir les propriétés suivantes [PIC09] :

- Etre stable sur tout l'intervalle de la température de fonctionnement jusqu'à la température maximale du gaz comprimé (T_{max}).
- Rester liquide entre -13°C et +25°C.
- Avoir un prix raisonnable.
- Ne pas être toxique et exiger des manipulations spéciales.

1.6.3.1 Eau

L'eau est un fluide très adéquat pour le stockage de l'énergie thermique à faible température. D'une part, elle a une grande capacité thermique ($C=4 \text{ kJ/kg.K}$), largement disponible, facile à manipuler, écologique, non toxique et à faible coût. D'autre part, la charge et la décharge du réservoir d'eau peut être instantanées et facilement contrôlées. Pour des températures très élevées, l'eau doit être stockée dans des réservoirs isolés sous pression afin d'éviter son évaporation. Elle peut être utilisée comme un fluide caloporteur ou un support de stockage thermique. Par contre, l'eau a une pression de vapeur élevée, elle est corrosive et difficile à

stratifier. Les réservoirs de stockage d'eau chaude sont souvent fabriqués en acier, aluminium, béton armé ou fibre de verre [HAS98].

La chaleur de compression dans notre système de stockage est emmagasinée sous forme d'eau chaude sous une température de 220°C et une pression voisine de la pression de saturation (~30 bars). Pour des températures supérieures à 220°C, l'utilisation de l'eau comme support de stockage thermique devient de plus en plus compliquée étant donné que la pression de stockage d'eau chaude doit augmenter avec celle de la température pour éviter l'évaporation. Il est donc nécessaire de rechercher un autre matériau de stockage.

1.6.3.2 Huiles synthétiques

Les huiles synthétiques ont une température de fonctionnement limitée à 350°C pour des questions de sécurité et de stabilité. Leur intervalle de fonctionnement est généralement entre 100 et 300°C et elles sont un peu chères par rapport à l'eau. Elles ont une faible capacité thermique et sont plus réactives avec le conteneur. Ces huiles présentent un problème de dégradation avec le temps et un problème d'inflammation si elles sont utilisées au-delà de leur température de flamme. Pour cela, elles sont conçues plutôt pour des systèmes de stockage à petite échelle. Par contre, elles ont une haute conductivité thermique. Le Dowtherm, le therminol et le Caloria-HT en sont des exemples [HAS98].

Les huiles thermiques ont une capacité thermique volumique inférieure à celle de l'eau. Pour stocker la même quantité de chaleur, il faut plus de volume d'huiles thermiques que d'eau et donc plus de réservoirs. Par contre, le stockage de l'huile s'effectue souvent à pression proche de la pression atmosphérique dans des réservoirs basse pression.

La Fig. 25 présente la variation de la capacité thermique volumique de quelques huiles thermiques. L'utilisation de Syltherm 800 à la place de l'eau pour stocker la chaleur n'affecte pas le rendement du cycle. Le rendement perdu lors de la variation de la capacité thermique de l'huile avec la température (pertes exergetiques dans les échangeurs) est équivalent à la perte due à l'évaporation de l'eau lors de leur vidange (1,2% de perte). Par contre, la faible capacité thermique volumique de Syltherm exige un volume de stockage égal à 3,4 fois celui de l'eau et par conséquent 3,4 fois plus de réservoirs thermiques mais à pression proche de celle atmosphérique. Le Syltherm 800 peut supporter jusqu'à 400°C. Le nombre d'étages de compression et de détente peut être réduit ce qui permet donc de réduire la complexité du cycle et d'améliorer la densité énergétique en augmentant la température de stockage.

Le Therminol 66 a la capacité thermique volumique la plus élevée (2132 kJ/m³.K à 380°C), le volume de stockage est 2,8 fois supérieur à celui de l'eau et 1,2 fois inférieur à celui du Syltherm. Par contre, la forte variation de la capacité thermique du Therminol en fonction de sa température augmente les pertes exergetiques à l'intérieur des échangeurs de chaleur à cause de l'augmentation de l'écart de température entre les 2 fluides (l'huile et l'air) le long des échangeurs. Une perte de rendement global du cycle IA-CAES de 10% est donc enregistrée.

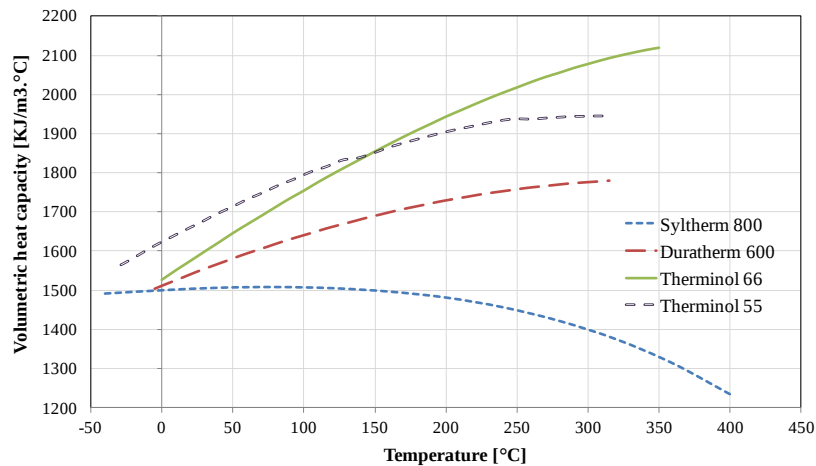


Fig. 25. Variation de la capacité thermique volumique en fonction de la température

Les huiles thermiques présentent une solution convenable de stockage thermique pour une température inférieure à 350°C comme le cas de Syltherm. Pour des températures de stockage supérieures à 350°C, il faut recourir à d'autres supports de stockage comme le stockage dans les sels fondus ou les solides.

1.6.3.3 Sels fondus

Les sels fondus sont conçus pour être utilisés à des températures supérieures à 300°C. L'hydroxyde de sodium, par exemple, a une température de fusion de 320°C et peut aller jusqu'à 800°C. Cependant, il est très corrosif et pose un problème lors du stockage à haute température [HAS98]. Hitec est un autre exemple, il a une plage de fonctionnement entre 145 et 425°C [HAS98].

La température minimale de l'utilisation des sels fondus est de 150°C. Pour que l'air soit refroidi à la température ambiante, il faut utiliser un autre fluide en plus du sel fondu pour achever le refroidissement de l'air. Le système devient alors plus complexe et plus coûteux avec deux fluides thermiques et par conséquent cette solution n'est pas adaptée pour un système CAES adiabatique.

1.6.3.4 Liquides organiques

La température de fonctionnement maximale des liquides organiques est de 150°C. En outre, ces liquides ont une faible capacité thermique volumique devant l'eau. Ainsi, le stockage thermique dans les liquides organiques ne constitue pas une solution adéquate pour un système CAES adiabatique.

1.6.4 Stockage thermique dans le solide

Le stockage thermique dans le solide permet d'augmenter considérablement la surface de contact entre l'air comprimé et le solide, et réduire donc le pincement. La chaleur est stockée dans le solide à basse ou haute température sans poser de problème (fusion, évaporation ...) ni présenter des fuites. Ce type de stockage est avantageux et évite l'utilisation des échangeurs de chaleur. En outre, le prix des matériaux de stockage solides n'est généralement pas cher à part les métaux [BUL04, LI13].

La Fig. 26 montre la capacité thermique volumique de quelques solides utilisés comme support de stockage thermique. D'après cet histogramme, la fonte présente la capacité thermique la plus élevée ($6,6123 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$).

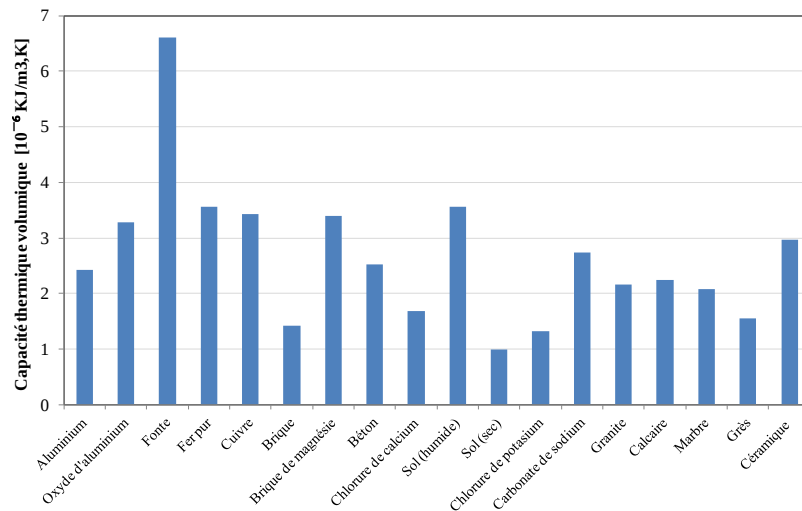


Fig. 26. Variation de la capacité thermique volumique en fonction de la température

1.6.4.1 Métaux

Les métaux (aluminium, magnésium, zinc ...) sont conçus pour un stockage à haute température ($120\text{-}1400^\circ\text{C}$). Ils sont rentables pour un stockage exigeant une haute conductivité thermique et dont le coût est peu important.

La fonte est l'un des meilleurs matériaux utilisés pour stocker la chaleur. Elle a une densité énergétique supérieure à celle de l'eau (1,6 fois celle de l'eau). Par contre, l'utilisation des roches ou de la brique pour stocker la chaleur est privilégiée à cause de leurs faibles coûts par rapport à la fonte [ATA06].

Concernant l'acier, la Fig. 27 représente la variation de la capacité thermique volumique de l'acier et de l'eau en fonction de leurs températures. Pour un intervalle de température de 200°C , la capacité thermique varie de 8% pour l'acier et 7% pour l'eau. Pour cette raison, la perte exergétique dans les régénérateurs en acier est légèrement supérieure à celle dans les échangeurs air/eau. Le régénérateur en acier peut supporter une température jusqu'à 800°C , cela permet d'augmenter la température de stockage et par conséquent la densité énergétique du système.

Pour le système IA-CAES et pour une capacité de stockage de 500 MWh, une masse d'acier de 33000 tonnes est nécessaire pour stocker la chaleur de compression. Cette masse coûte 14,85 millions d'euro (450 €/tonne) sans prendre en compte les frais de fabrication et d'installation (contre 15 millions d'euro pour le système de stockage avec l'eau: échangeurs de chaleur + ballons d'eau chaude). L'utilisation des régénérateurs thermiques (réservoir de stockage de chaleur à stratification thermique) pose en plus le problème de l'oxydation de l'acier à haute température (courte durée de vie) et la haute conductivité thermique. En effet, l'homogénéisation de la température durant les phases d'arrêt entraîne une augmentation des pertes exergétiques et donc une réduction du rendement net du cycle de stockage. Ce

problème peut être résolu en divisant le régénérateur en plusieurs sous étages isolés ce qui impose ainsi des coûts supplémentaires.

En conclusion, l'utilisation des métaux pour stocker la chaleur est limitée principalement par leur coût très élevé. D'autres solutions sont disponibles comme les roches, le béton et la céramique.

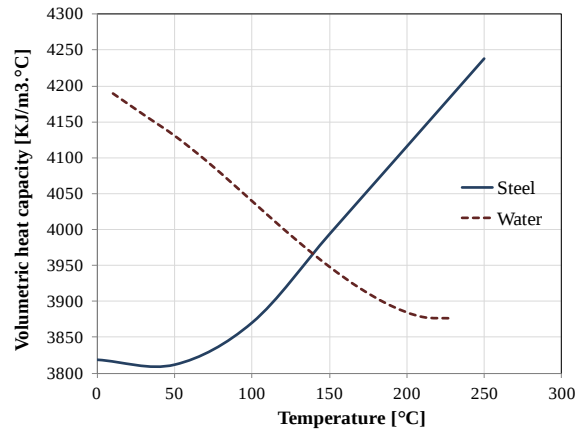


Fig. 27. Variation de la capacité thermique volumique en fonction de la température

1.6.4.2 Roches

Le stockage thermique dans les roches consiste en un lit de petits cailloux légèrement tassés à travers lequel le fluide caloporteur circule. La capacité du système à stocker la chaleur dépend des propriétés thermophysiques des roches, de leur forme, leur densité de tassement, le coefficient de transfert de chaleur du fluide caloporteur [HAS98]...

Les roches sont non toxiques et non inflammables, pas onéreuses, permettent une grande surface de contact et une faible perte thermique à cause de la faible efficacité de la conductivité (faible surface de contact entre les piles). La faible conductivité thermique des roches réduit l'effet de l'homogénéisation de la température durant les phases d'arrêt ce qui est avantageux pour notre application.

Par contre, les roches possèdent une faible capacité thermique volumique ($1200 \text{ J/m}^3.\text{K}$) devant l'eau ($4200 \text{ J/m}^3.\text{K}$) et donc une faible densité énergétique. Pour la même quantité de chaleur stockée, le stockage dans les roches nécessite 3 fois le volume nécessaire à celui du stockage dans l'eau [LI13]. Ces matériaux constituent un bon système de stockage thermique du point de vue du coût malgré qu'ils aient une capacité thermique volumique faible devant celle de l'eau.

Les roches sont couramment utilisées pour un stockage à une température inférieure à 100°C . Pour des températures de stockage plus élevées, le cyclage de la température permet d'effriter les roches qui se dégradent après plusieurs cycles de stockage/déstockage à cause de la perte d'eau initialement contenue dans ces derniers (courte durée de vie).

1.6.4.3 Béton

Le béton est un moyen relativement bon pour le stockage de la chaleur dans les maisons chauffées ou refroidies passivement. Il est également utilisé pour le stockage à température intermédiaire dans les centrales thermiques solaires (température $300 - 400^\circ\text{C}$). Ce matériau a une capacité thermique élevée, des bonnes propriétés mécaniques, un coefficient d'expansion thermique proche de l'acier et une résistance mécanique élevée au cyclage thermique. Il n'est

pas cher et largement disponible. Pourtant, l'expulsion de l'eau lors du chauffage du béton au-delà de 100°C entraîne des changements de caractéristiques du béton et une réduction de leur capacité thermique. Le béton de basalte est parfois utilisé afin d'améliorer leur résistance au cyclage thermique influencé par le coefficient de dilatation thermique.

De plus, l'évaporation de l'eau contenue initialement dans le béton conduit à dégrader le béton après plusieurs cycles de stockage/déstockage. L'expérience a montré que la céramique réfractaire est plus fiable et a une puissance de stockage/déstockage supérieure à celle du béton [LAG13].

1.6.5 Conclusions sur les systèmes de stockage thermique

La température de stockage de l'énergie thermique varie entre 20°C et 600°C dans un système adiabatique de stockage d'énergie par air comprimé.

L'eau constitue la solution la plus appropriée pour stocker l'énergie thermique à faible température (inférieure à 220°C). Elle a une grande capacité thermique (4,2 MJ/m³.K) et est largement disponible. Par contre, elle possède une grande pression de vapeur et son stockage à haute température nécessite des réservoirs bien isolés et supportant une haute pression. L'eau est de plus corrosive.

Le stockage à haute température dans les métaux est une bonne solution de stockage thermique si le coût est peu important car l'inconvénient des métaux est leur coût élevé.

Les huiles thermiques permettent de stocker la chaleur de compression pour des températures allant jusqu'à 350°C à pression proche de celle atmosphérique. Elles constituent alors une bonne solution de stockage tant que la température de stockage est inférieure à 350°C. Par contre, les huiles ne sont pas une solution écologique.

Le stockage dans les roches et le béton est convenable pour des faibles températures de stockage. Le stockage à des températures élevées entraîne l'évaporation de l'eau contenue initialement dans ces solides et la dégradation de leurs caractéristiques.

La brique a une faible capacité thermique volumique (1,42 MJ/m³.K). Un volume de stockage égal à 1,5 fois celui des roches et 3 fois celui de l'eau doit être installé pour une même quantité d'énergie thermique stockée. La brique de magnésie a une bonne capacité volumique (3,39 MJ/m³.K) mais elle est chère. Ce matériau est plutôt utilisé dans les fours.

La céramique constitue une solution très appropriée pour stocker la chaleur à haute température. Elle n'est pas chère et a une bonne capacité thermique (2,964 MJ/m³.K) qui est égale à 1,5 fois celle des roches.

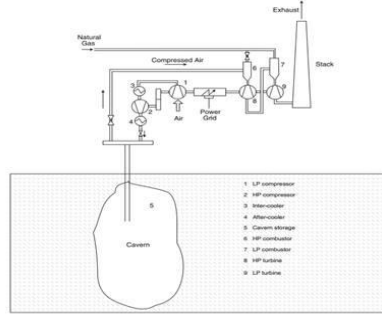
En conclusion, l'eau constitue la solution la plus appropriée pour stocker la chaleur à une température inférieure à 220°C. Pour des températures supérieures, il faut recourir aux huiles thermiques (température < 350°C) et aux céramiques (température < 1100°C).

L'étude bibliographique des réservoirs de stockage de l'énergie potentielle et de l'énergie thermique doit être accompagnée par l'étude bibliographique des architectures du système CAES déjà présentes dans la littérature.

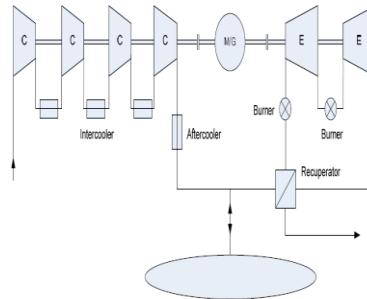
1.7 Architectures du système CAES

Bien qu'il ait besoin d'un site adapté moins restrictif que le système STEP, le système CAES classique a un rendement faible devant celui du système STEP (42% contre 80%). Le système

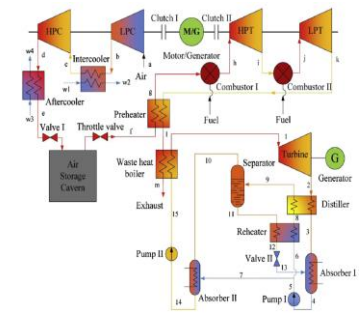
CAES classique a aussi une densité énergétique faible ($\sim 3 \text{ kWh/m}^3$), cette grandeur doit être optimisée lors du stockage de l'air dans des réservoirs artificiels afin de réduire le coût d'investissement du système de stockage. Pour ces raisons, plusieurs architectures du cycle de stockage par air comprimé ont été étudiées dans la littérature dans le but d'optimiser le rendement et la densité énergétique. Des exemples de ces architectures sont montrés dans la Fig. 28.



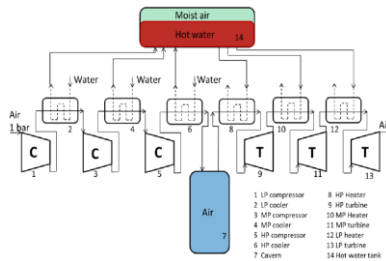
(a) CAES classique [KHA13]



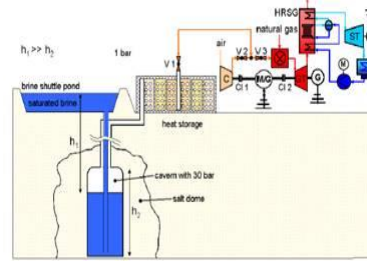
(b) CAES classique avec récupérateur [KIM12]



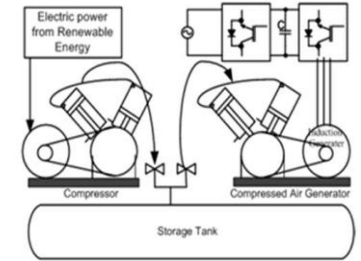
(c) CC-CAES avec cycle de kalina [ZHA15]



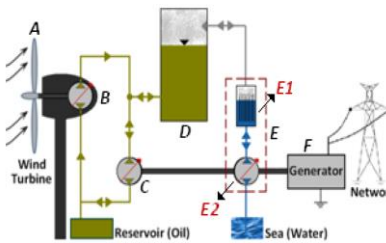
(d) CAES adiabatique [MAZ16]



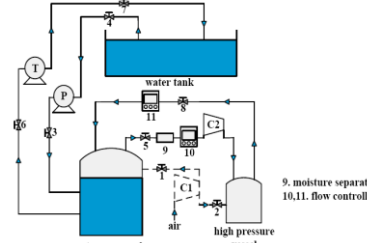
(e) CC-CAES isobare avec un cycle à vapeur [NIE09]



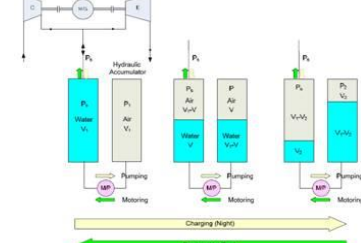
(f) CAES isotherme petite échelle [VON08]



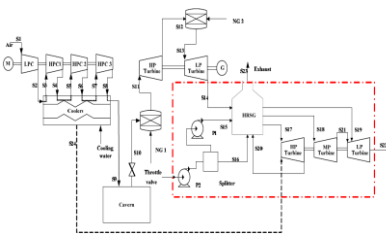
(g) CAES isobare isotherme [SAA12]



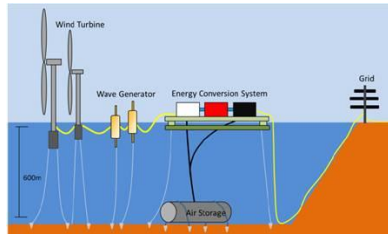
(h) CC-CAES isobare isotherme avec pompage turbinage hydraulique [YAO15]



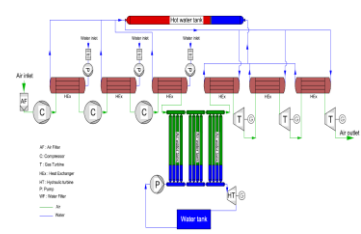
(i) CC-CAES isobare adiabatique avec pompage turbinage hydraulique [KIM12]



(j) CC-CAES avec un cycle à vapeur [LIU14]



(k) CAES offshore [LIM12]



(L) Système IA-CAES

Fig. 28. Diverses architectures des cycles de stockage d'énergie par air comprimé

La Fig. 28(a) présente un système CAES classique avec deux étages de compression et de détente et une chambre de combustion avant chaque étage de détente. Le système de la Fig. 28(b) présente un système pareil à celui de la Fig. 28(a) avec un récupérateur en plus pour récupérer l'énergie thermique résiduelle dans les fumées d'échappement de la turbine. La Fig. 28(c) montre également un système CAES avec un récupérateur de chaleur. Ce système intègre aussi un cycle de Kalina pour profiter de l'énergie thermique perdue dans les gaz d'échappement. Ces systèmes intègrent une source d'énergies fossiles (chambres de combustion) et l'air est stocké dans des cavernes souterraines.

Les Fig. 28 (d) et (L) présentent deux systèmes CAES adiabatiques où la chaleur de compression est stockée sous forme d'eau chaude dans des réservoirs calorifugés. La différence entre les deux systèmes est que la pression est conservée fixe dans le système (L) par une contre pression hydraulique. L'air est stocké dans des réservoirs artificiels.

La Fig. 28(e) illustre un système CAES isobare. La chaleur de compression est stockée et réutilisée ultérieurement pour préchauffer l'air avant la chambre de combustion et la chaleur résiduelle dans les fumées d'échappement est recyclée dans un cycle à vapeur. La pression de stockage est maintenue fixe par une contre pression hydrostatique étant donné que la caverne est à 350 m en dessous du sol.

La Fig. 28(f) décrit un système CAES à petite échelle où les processus de compression et de détente sont réalisés de manière isotherme. L'air comprimé est stocké dans des réservoirs artificiels.

Dans le système de la Fig. 28(g), l'air est stocké dans un accumulateur hydropneumatique où la pression est maintenue à une valeur fixe de 200 bars. Les processus de compression et de détente sont achevés de manière isotherme à travers un piston liquide (E).

Les systèmes des Fig. 28 (h) et (i) présentent un cycle combiné de CAES avec un système de pompage turbinage. Le but de l'intégration de ce dernier système est de conserver une pression de stockage fixe et d'améliorer le rendement et la densité énergétique du système. L'eau et l'air sont pompés et détendus durant les phases de stockage et déstockage et la pression de stockage est gardée fixe.

Le cycle combiné de la Fig. 28 (j) avec un cycle à vapeur se caractérise par la récupération de la chaleur de compression sous forme de vapeur d'eau afin de mettre en mode standby la turbine à vapeur et améliorer la flexibilité du système de stockage.

Finalement, le système offshore de la Fig. 28(k) se caractérise par le stockage de l'air comprimé sous pression fixe au fond de la mer en profitant de la pression hydrostatique de l'eau salée.

Quelques caractéristiques des architectures de la Fig. 28 sont répertoriées dans le Tableau 3. Il montre que la densité énergétique augmente avec la pression de stockage et l'efficacité thermique est maximale pour un système isobare et isotherme (processus de compression et de détente isothermes).

La densité énergétique et l'efficacité thermique des cycles de la Fig. 28 sont présentées dans l'histogramme de la Fig. 29.

Tableau 3: Stockage par air comprimé

Systèmes	Pression de stockage (bars)	Efficacité thermique (%)	Densité (kWh/m ³)	Densité (kW/m ³)
CAES classique [KHA13]	72	42	2,9	1
CAES classique avec récupération de chaleur [KHA13]	72	54	4,9	0,2
CC-CAES avec cycle de Kalina [ZHA12]	72	47,64	6,1	1,526
CAES adiabatique [MAZ16]	120	64	1,5	0,5
CC-CAES isobare avec un cycle à vapeur [NIE09]	30	65,76	18,43	3
CAES isotherme petite échelle [VON08]	10	33	0,16	0,19
CAES isobare isotherme [SAA15]	200	80	20,63	2,97
CC-CAES isobare adiabatique avec pompage turbinage hydraulique [KIM12]	50	60	5,3	2,12
CC-CAES isobare avec pompage turbinage hydraulique [KIM12]	50	58	13,45	5,38
CC-CAES avec un cycle à vapeur [LIU14]	70	51,1	3,6	1,24
CAES offshore [LIM12]	45	65	4,7583	-
CAES isobare adiabatique (IA-CAES)	120	55	12	2,4

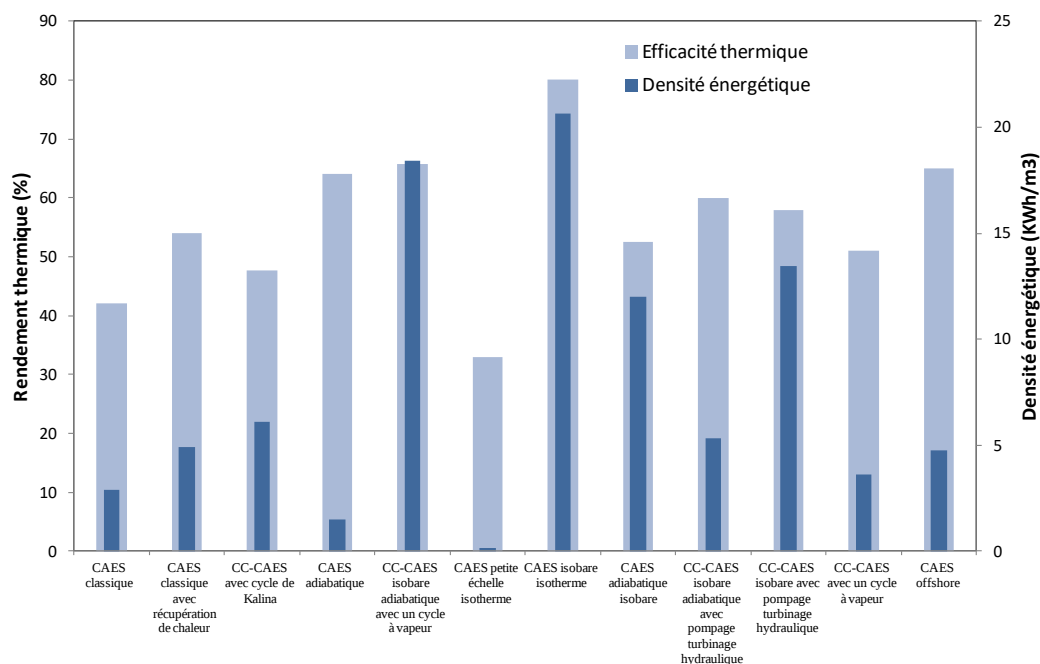


Fig. 29. Densité énergétique et efficacité thermique des diverses architectures CAES

Le cycle isobare isotherme avec une pression de stockage de 200 bars a la densité énergétique et le rendement thermique les plus élevés. La densité élevée est due au stockage isobare à haute pression et le rendement élevé est dû aux processus isothermes de compression et de détente. Une comparaison du travail des processus de compression et de détente adiabatiques et isothermes est montrée dans la Fig. 30. Le travail des transformations de compression et de détente est représenté par la surface à gauche de la courbe correspondante. La figure montre que le travail de la compression isotherme (de A à D) est plus petit que celui de la

compression adiabatique (de A à B) et le travail de la détente isotherme (de D à A) est plus grand que celui de la détente adiabatique (de D à E).

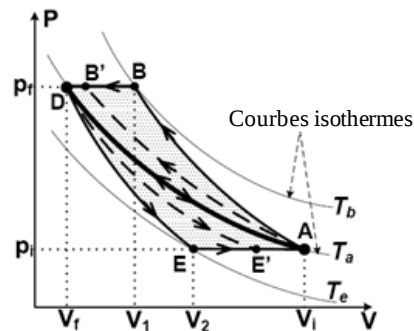


Fig. 30. Processus de compression et de détente isothermes et adiabatiques

La deuxième architecture ayant la densité et le rendement les plus élevés est celui du stockage isobare avec un cycle à vapeur. Le stockage isobare avec récupération de la chaleur de compression et la chaleur perdue dans les fumées entraîne l'amélioration des deux dernières grandeurs. Les autres cycles isobares adiabatiques ont un bon rendement et une bonne densité énergétique.

En conclusion, l'amélioration de la densité énergétique et l'efficacité thermique d'un système CAES s'achèvent par les étapes suivantes :

1. Stockage à haute pression ;
2. Stockage sous pression fixe ;
3. Réaliser des processus isothermes de compression et de détente ;
4. Récupération de la chaleur de compression (pour les processus adiabatiques) ; et
5. Récupération de la chaleur résiduelle des fumées (lors de l'utilisation des chambres à combustion).

Dans le cycle développé dans notre travail (IA-CAES), l'air est stocké sous une haute pression maintenue fixe (120 bars). La récupération de la chaleur de compression évite l'utilisation des combustibles fossiles. Le cycle proposé est de ce fait écologique, il reste donc à optimiser son rendement et sa densité énergétique.

1.8 Conclusions

Face au contexte environnemental, économique et politique actuel, le pourcentage d'intégration des énergies renouvelables dans le mix énergétique va atteindre 60% d'ici 2030 en Europe. La croissance de ce pourcentage doit être obligatoirement accompagnée par l'intégration des systèmes de stockage d'énergie électrique afin de compenser l'intermittence des sources renouvelables et assurer un équilibre entre l'offre et la demande d'électricité.

Chaque système de stockage présente ses avantages, ses inconvénients et sa gamme d'utilisation. Pour un stockage de quelques heures et de quelques centaines de MWh, le système de stockage par air comprimé (CAES) est une des technologies prometteuses dans laquelle l'électricité est stockée sous forme d'énergie potentielle et d'énergie thermique. Cette technologie consiste à comprimer et stocker l'air, durant les heures creuses de consommation,

afin de supporter le réseau durant les périodes de pointe. Durant ces phases, l'énergie électrique est produite en détendant l'air dans des turbines à air.

Le stockage de l'air comprimé s'effectue souvent dans des cavités salines, des cavernes rocheuses (le grès, le calcaire fissurée...), des aquifères, des champs de gaz épuisés et des mines abandonnées. Afin de s'affranchir de la contrainte des sites lors de l'absence de cavernes souterraines, l'air peut être comprimé dans des réservoirs artificiels en acier (SustainX) ou en fibre de carbone (LightSail). Un calcul simple montre que le prix de matériau d'un tube en acier est 3 fois moins cher que celui en fibre de carbone.

Le prix des réservoirs de stockage d'air comprimé dépasse les 40 % du prix d'investissement global d'un système CAES. Dans le but de réduire le volume de stockage et par conséquent le coût d'investissement, une amélioration de la densité énergétique du système serait nécessaire. Cette densité peut être améliorée par les moyens suivants :

1. Stocker l'air à pression fixe ;
2. Augmenter la pression de stockage ;
3. Augmenter la température de l'air à l'entrée des turbines.

Concernant l'amélioration de l'efficacité du cycle CAES, la chaleur de compression doit être récupérée et réutilisée ultérieurement pour préchauffer l'air avant sa détente dans les turbines. L'eau chaude pressurisée est une solution convenable pour stocker la chaleur sous une température inférieure à 220°C. Les huiles thermiques sont utilisées pour des températures allant jusqu'à 350°C et la céramique pour des températures allant jusqu'à 1000°C.

L'étude bibliographique des architectures des cycles de stockage d'énergie par air comprimé montre que le stockage isotherme sous une pression fixe élevée est la meilleure solution avec de meilleurs rendements et densités énergétiques pour un stockage à petite échelle. Le stockage **adiabatique** sous pression fixe avec récupération de la chaleur perdue constitue aussi une bonne solution pour des **grandes capacités** de stockage.

Le système de stockage ainsi développé dans cette thèse consiste à stocker l'air comprimé sous pression fixe dans des réservoirs en acier. Cela permet de franchir les limites de la contrainte de sites géographiques adéquats. Le stockage sous pression fixe aboutit à une amélioration du rendement net et de la densité énergétique du système en faisant fonctionner les machines tournantes sur leurs points optimaux. De plus, la récupération de la chaleur de compression perdue permet d'améliorer le rendement net du cycle de stockage et évite l'utilisation des combustibles fossiles (et permet donc d'avoir un cycle écologique).

Une étude comparative de diverses architectures de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe est explicitée dans le chapitre suivant. Dans ce but, un modèle statique a été développé pour comparer des architectures de stockage avec des processus de transformation isotherme et adiabatique, avec et sans chambre de combustion. Une analyse exergétique et une optimisation exergoéconomique sont aussi réalisées dans le but d'améliorer la rentabilité du système.

Partie II. Modélisation statique et analyses énergétique et exergetique de différentes architectures de stockage par air comprimé

2.1 Introduction générale

Ce chapitre a pour objectif d'améliorer le rendement net et la densité énergétique du système CAES adiabatique fonctionnant à pression fixe (IA-CAES) par analyses énergétique et exergétique de différentes architectures de stockage par air comprimé. Une étude exergoéconomique est également menée afin d'optimiser les paramètres de fonctionnement du cycle de stockage retenu.

Alors que le premier principe de la thermodynamique annonce l'égalité quantitative des diverses formes d'énergie (thermique, mécanique, électrique...) et la conservation de l'énergie lors d'une transformation, la qualité de l'énergie varie d'une forme à une autre et selon les situations considérées même à l'intérieur d'une forme donnée. Par exemple, la qualité (le potentiel énergétique) d'un mégajoule d'énergie thermique à 1000°C est bien supérieure à celle d'un mégajoule de la même forme d'énergie à 20°C. Ainsi, le deuxième principe de la thermodynamique illustre la notion d'exergie qui permet de mesurer la qualité d'une énergie. Elle présente le travail utile récupérable lors d'une transformation [BEN02]. Par la suite, la comparaison de plusieurs formes d'énergie entre elles doit se réaliser via une analyse exergétique.

Par conséquent et étant donné que le cycle de stockage par air comprimé renferme plusieurs formes d'énergies (mécanique, thermique, électrique et potentielle), le rendement global et la répartition des pertes entre les différents composants du système de stockage doivent être calculés en se basant sur une analyse exergétique qui tient compte de la qualité de l'énergie.

Dans ce but, un modèle statique de chaque composant des architectures de stockage par air comprimé est développé sur "**Dymola**". Les modèles considérés renferment les équations de conservation de la masse et de l'énergie en plus du calcul exergétique. Le modèle global de chaque architecture de stockage est composé par l'assemblage des modèles statiques qui le constituent. Les caractéristiques thermodynamiques des cycles de stockage et la répartition des pertes exergétiques dans ces derniers sont ainsi calculées. Des modèles renfermant des équations économiques sont en plus développés pour évaluer les coûts de la destruction exergétique dans les divers composants du cycle de stockage retenu et optimiser les paramètres de fonctionnement de ce dernier en tenant compte des contraintes économiques.

2.2 Etude bibliographique

Le système CAES classique possède les inconvénients d'avoir un faible rendement et une faible densité énergétique. Pour ces raisons, des analyses énergétique et exergétique de plusieurs architectures de stockage par air comprimé sont rapportées dans la littérature afin d'améliorer la rentabilité de ce type de stockage d'électricité.

W. Liu et al. [LIU14] ont proposé un système CAES combiné avec une turbine à vapeur. Afin de profiter de la chaleur résiduelle dans les fumées à l'échappement de la turbine à combustion (TAC), un Générateur de Vapeur à Récupération de Chaleur (GVRC) est installé pour récupérer cette énergie perdue et produire de l'électricité à travers une turbine à vapeur.

L'étude exergetique du système proposé a montré une augmentation de l'exergie produite et une réduction des pertes exergetiques dans le cycle combiné par rapport au système CAES classique en raison de l'intégration du GVRC et de la turbine à vapeur. L'efficacité énergétique de ce système est donc améliorée de 10% par rapport au système CAES classique alors que l'efficacité exergetique est améliorée de 15%.

Y.M. Kim et al. [KIM12] ont examiné les inconvénients des systèmes CAES existants et ont étudié plusieurs systèmes innovants de stockage par air comprimé pour franchir les inconvénients des systèmes existants. Les systèmes CAES adiabatique, CAES isotherme, micro-CAES combiné avec un cycle d'air de chauffage et de refroidissement, et CAES isobare combiné avec un système de pompage turbinage hydraulique ont été ainsi étudiés en se basant sur des analyses énergétique et exergetique. Ces dernières analyses ont permis de spécifier les caractéristiques de chaque système CAES et de les comparer entre elles. Les résultats ont montré que la combinaison du système CAES classique avec un système de stockage thermique, un cycle d'air de refroidissement et de chauffage, et un système de pompage turbinage hydraulique ont des effets synergétiques importants et peuvent surmonter les inconvénients des systèmes CAES classiques.

E. Yao et al. [YAO15] ont étudié un système innovant de stockage d'énergie par air comprimé combiné avec un système de pompage turbinage hydraulique. Le rôle de cette combinaison était de garder une pression fixe dans les réservoirs de stockage hydropneumatique. Le but de conserver la pression fixe est de faire fonctionner la pompe et la turbine hydraulique sous leurs conditions optimales et améliorer par conséquent l'efficacité de ces machines et le rendement global du cycle de stockage. Des analyses énergétique et exergetique ont été réalisées pour expliciter les caractéristiques de ce système de stockage. De plus, une analyse de sensibilité de différents paramètres du système de stockage considéré a été effectuée afin d'étudier leurs influences sur les rendements énergétique et exergetique de ce dernier.

P. Zhao et al. [ZHA15] ont étudié l'intégration d'un cycle de Kalina à l'échappement d'une turbine à combustion pour valoriser l'énergie thermique perdue dans les fumées et améliorer par conséquent la performance du système CAES classique équipé d'un récupérateur. Un modèle statique et des analyses énergétique et exergetique ont été développés pour étudier la performance de ce système. Les résultats ont montré que l'intégration du cycle de Kalina entraîne une amélioration du rendement exergetique de 4% par rapport au système CAES classique. Une étude de sensibilité a aussi été menée et a permis de vérifier que l'augmentation de la température d'admission des turbines, la pression d'admission de la turbine basse pression et la température de stockage d'air ont des effets positifs sur le rendement exergetique du système de stockage considéré.

Dans ce qui suit, un modèle statique du système CAES adiabatique isobare (IA-CAES) est développé sur "Dymola". Il constitue une combinaison entre un système de stockage par air comprimé, un système de stockage thermique et un système de pompage turbinage hydraulique. Ensuite, plusieurs architectures de stockage par air comprimé fonctionnant à pression fixe sont proposées pour améliorer le rendement et la densité énergétique du cycle de stockage de base (cycle IA-CAES). Des analyses énergétique et exergetique sont donc menées pour déterminer les caractéristiques de chaque architecture de stockage. Finalement, une étude

exergoéconomique est réalisée pour optimiser et achever une analyse de sensibilité globale du cycle de stockage retenu IA-CAES.

2.3 Présentation du logiciel Dymola

La modélisation des architectures de stockage par air comprimé est effectuée sur "Dymola" [DAS16]. Ce dernier est un logiciel de modélisation physique et de simulation qui est destiné à permettre une modélisation pratique des systèmes complexes, par exemple, des systèmes comportant des composants mécaniques, hydrauliques, thermiques, pneumatiques et systèmes de contrôle. Par ailleurs, "Dymola" permet de simuler le comportement dynamique et les interactions entre les divers composants d'un système d'ingénierie.

Le langage de simulation "Modélica" du logiciel Dymola est un langage orienté objet. C'est un langage de modélisation plutôt qu'un langage de programmation conventionnel tel que C++ ou Java. Ainsi, les équations dans "Modélica" ne décrivent pas l'affectation mais l'égalité. Le simulateur associé a pour tâche de résoudre le système d'équations à chaque pas temporel. Ce logiciel contient des bibliothèques de plusieurs fluides, parmi lesquelles les bibliothèques de l'air sec et de l'eau [COO07, MCB02] qui seront utilisées.

2.4 Modélisation statique

2.4.1 Introduction

L'intérêt de la modélisation statique est d'évaluer le rendement et la densité énergétique des architectures de stockage CAES en négligeant les phases transitoires et les inerties de ces cycles. En effet, elle permet d'évaluer les caractéristiques thermodynamiques et de faire des analyses énergétique et exergétique de diverses architectures de stockage par air comprimé fonctionnant à pression fixe et d'optimiser le cycle de stockage retenu par analyse exergoéconomique.

Le concept de la modélisation sur Dymola est illustré dans la Fig. 31. Chaque cycle de stockage est divisé en plusieurs sous-modèles dont chacun représente un composant de ce cycle. Un sous-modèle est constitué par un connecteur d'entrée et un connecteur de sortie, et renferme les équations de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement. Les connecteurs définissent les conditions aux limites de chaque composant présentées par la pression, l'enthalpie et le débit. Finalement, l'assemblage des composants entre eux, permettant de construire les modèles globaux des cycles de stockage, obéit à la loi de Kirshoff.

Les cycles de stockage sont constitués par des compresseurs, turbines à gaz, turbine hydraulique, pompes, échangeurs de chaleur, réservoirs de stockage air/eau et eau chaude, régénérateurs de chaleur et des brûleurs. Les modèles statiques correspondant sont développés dans ce qui suit. Dans tous ces modèles, la vitesse du fluide est négligeable devant la vitesse du son et les grandeurs d'arrêt totales sont considérées égales à celles statiques. Les

rendements isentropique et hydraulique des turbines, des compresseurs et des pompes sont supposés fixes.

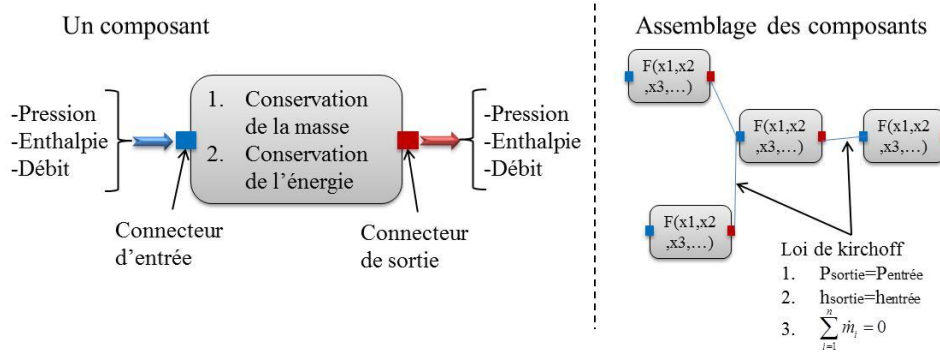


Fig. 31. Concept de la modélisation

2.4.2 Compresseur

Le processus de compression est supposé polytropique. Le modèle prend comme entrées les propriétés de l'air (pression et enthalpie), le débit massique d'air et le rapport de pression. L'enthalpie de sortie est calculée en deux étapes, d'abord en supposant une transformation isentropique et puis en fonction du rendement isentropique comme suivant :

$$h_{out} = h_{in} + \frac{h_{ise} - h_{in}}{\eta_{ise}} \quad (7)$$

Où l'indice "out" désigne la sortie, "in" désigne l'entrée et "ise" désigne isentropique.

La puissance électrique consommée est évaluée par la relation suivante :

$$P_{elec} = \dot{m} * \frac{h_{out} - h_{in}}{\eta_{elec}} \quad (8)$$

Où "P" est la puissance, " $\dot{m}$ " est le débit massique et l'indice "elec" désigne électrique.

2.4.3 Turbine à gaz

Bien que le modèle de la turbine à gaz soit similaire à celui du compresseur et que le processus d'expansion soit également polytropique, l'enthalpie de sortie et la puissance électrique de la turbine ne sont pas les mêmes.

L'enthalpie de sortie est donnée par :

$$h_{out} = h_{in} - \eta_{ise} (h_{in} - h_{ise}) \quad (9)$$

L'énergie électrique produite au cours de la phase de production peut être exprimée comme suit :

$$P_{elec} = \dot{m} * \eta_{elec} * (h_{out} - h_{in}) \quad (10)$$

2.4.4 Pompe

Le processus de compression est supposé polytropique au cours duquel la température de l'eau varie légèrement étant donné que l'eau est un fluide incompressible. Les entrées du

modèle de la pompe sont les propriétés de l'eau (pression et enthalpie), le débit massique d'eau et le rapport de pression. L'enthalpie isotherme à la sortie (enthalpie finale lors d'une transformation isentropique) est calculée en fonction de la température constante et la pression de sortie de la pompe. Quant à l'enthalpie réelle de sortie, elle est évalué par :

$$h_{out} = h_{in} + \frac{h_{iso} - h_{in}}{\eta_{hyd}} \quad (11)$$

Avec "hyd" signifiant hydraulique et l'indice "iso" désignant isotherme.

La puissance électrique consommée par la pompe est déterminée par l'équation (8).

2.4.5 Turbine hydraulique

Le modèle de la turbine hydraulique est similaire au modèle de la pompe dont la transformation est considérée polytropique. Par contre, l'enthalpie réelle à la sortie et la puissance produite ne sont pas identiques.

L'enthalpie réelle à la sortie est définie par l'équation (12) alors que la puissance électrique produite est déterminée par l'équation (10).

$$h_{out} = h_{in} - \eta_{hyd} (h_{in} - h_{iso}) \quad (12)$$

2.4.6 Echangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont essentiels pour réaliser un système de stockage adiabatique. Durant la phase de stockage, l'air est refroidi après chaque étage de compression pour protéger les compresseurs des hautes températures et diminuer la puissance consommée (en s'approchant de la transformation isotherme idéale). Durant la phase de production, l'air est chauffé avant chaque étape d'expansion pour protéger les turbines de basses températures et étendre la puissance produite.

Les entrées du modèle de l'échangeur de chaleur sont les propriétés de l'air (air sec) et de l'eau (pression et enthalpie), et le débit massique d'air. Le débit massique d'eau est calculé par l'équation (13) en supposant un même écart de température entre les 2 fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur.

$$\dot{m}_{water} C_{p_water} = \dot{m}_{air} C_{p_air} \quad (13)$$

L'une des enthalpies de sortie des fluides est calculée en considérant un pincement fixe (donné en tant que paramètre dans le modèle numérique), le pincement a lieu dans le cas d'un échangeur air/eau du côté froid de ce dernier (à la sortie du refroidisseur et l'entrée du réchauffeur). L'autre enthalpie de sortie est calculée par l'équation (14) qui présente la loi de conservation de l'énergie. Les pertes thermiques vers l'extérieur sont supposées négligeables.

$$\dot{m}_{water} * |h_{water_out} - h_{water_in}| = \dot{m}_{air} * |h_{air_out} - h_{air_in}| \quad (14)$$

Les pertes de pression, données comme paramètre, permettent de calculer les pressions de sortie de l'air et de l'eau.

Finalement, la puissance de transfert thermique dans l'échangeur de chaleur est calculée par la relation ci-dessous :

$$P = \dot{m}_{air} * |h_{air_out} - h_{air_in}| \quad (15)$$

2.4.7 Réservoir de stockage d'eau chaude

La chaleur de compression, récupérée durant la phase de stockage, est stockée sous forme d'eau chaude dans des réservoirs calorifugés dans le but de la restituer plus tard à l'air durant la phase de déstockage. Ces réservoirs sont maintenus sous pression (≈ 30 bars) afin d'éviter l'évaporation de l'eau chaude. Cette dernière est considérée comme une seule maille ayant une seule température et une seule pression dans le modèle statique.

L'enthalpie d'entrée est considérée comme la moyenne des enthalpies d'entrée d'eau chaude pondérées par le débit massique. L'enthalpie finale est calculée par l'équation (16) en tenant compte des pertes dues à l'inertie thermique des réservoirs.

$$M_{water} * (h_{in} - h_{out}) = M_{steel} * C_{p_steel} * DT_{cycle} \quad (16)$$

Où " M_{water} " est la masse d'eau chaude stockée, " M_{steel} " est la masse de l'acier des réservoirs, " C_{p_steel} " est la capacité thermique spécifique de l'acier et " DT_{cycle} " est la variation de température de l'acier entre le début et la fin de chaque période de stockage.

Contrairement au modèle dynamique, la pression de stockage dans les réservoirs d'eau chaude est supposée maintenue fixe dans le modèle statique grâce à une contre pression hydraulique sans échange de masse à l'interface. Les deux fluides froid et chaud sont supposés séparés par un piston.

2.4.8 Réservoirs de stockage air/eau

L'énergie électrique est stockée sous forme d'air comprimé dans des réservoirs en acier dont la pression est maintenue constante grâce à une contre-pression hydraulique. Chaque réservoir contient de l'eau et de l'air comprimé séparés par un piston ou par une membrane. La pression de l'air est maintenue quasi-constante en faisant varier le volume de l'eau pendant les cycles de charge et de décharge.

Dans ce composant, les pertes thermiques et hydrauliques sont supposées nulles. Chaque fluide est considéré comme un seul bloc ayant une seule température et une seule pression. Le débit de l'eau entrant ou sortant est calculé de façon à maintenir la pression fixe dans le réservoir, il est déterminé par la relation (17).

$$\frac{\dot{m}_{water}}{\rho_{water}} + \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}} = 0 \quad (17)$$

2.4.9 Régénérateur de chaleur

Le régénérateur de chaleur est un réservoir de stockage de chaleur à stratification thermique dont l'énergie thermique est emmagasinée dans le solide. Le modèle du régénérateur prend comme entrées les propriétés de l'air, la température initiale du régénérateur et le débit massique d'air. Les températures de sortie de l'air et du régénérateur sont données par les formules suivantes :

$$\text{Phase de stockage : } T_{R_in} = T_{air_in} - \Delta T ; \quad \text{Phase de production : } T_{R_in} = T_{air_out} + \Delta T \quad (18)$$

$$\text{Phase de stockage : } T_{R_out} = T_{air_out} - \Delta T ; \quad \text{Phase de production : } T_{R_out} = T_{air_in} + \Delta T \quad (19)$$

Où " T_{R_in} " est la température d'entrée du régénérateur à l'état final de la phase de stockage ou de déstockage, " T_{R_out} " est celle de sortie à l'état final et " ΔT " est la différence de température correspondante. Les écarts de température " ΔT " sont donnés comme paramètres, ils sont calculés en fonction de la variation des caractéristiques (la capacité thermique) de l'air et du régénérateur thermique avec la température après la fixation d'un pincement.

La perte de pression dans ce modèle est considérée fixe et fournie comme paramètre. La puissance thermique est calculée par l'équation (15).

2.4.10 Brûleur

Un modèle simplifié du brûleur est considéré en supposant que les propriétés thermodynamiques des fumées sont identiques à celles de l'air et que le brûleur a un rendement de 100 %. Le modèle prend la température de sortie de l'air comme paramètre et permet de calculer la puissance de combustion par l'équation (15). Le débit d'air est supposé identique à l'entrée et à la sortie, et la perte de pression est supposée nulle.

La modélisation thermodynamique statique constitue la base de l'étude exergetique développée dans la section suivante.

2.5 Etude exergetique

2.5.1 Définition de l'exergie

Avant de définir la notion de l'exergie, l'entropie doit d'abord être définie. L'entropie est une grandeur extensive qui permet de mesurer les irréversibilités en plus du transfert de chaleur dans un système thermodynamique selon le deuxième principe de la thermodynamique. Les irréversibilités, représentées par la création d'entropie, sont dues à la transformation des énergies nobles (mécanique, électrique...) en énergie thermique et par conséquent la dégradation de l'efficacité du système considéré. Ainsi pour optimiser un système énergétique, les irréversibilités de ce dernier doivent être mesurées. Pour ce faire, deux méthodes sont mises en œuvre, la méthode entropique et la méthode exergetique.

La première méthode consiste à mesurer les flux d'entropie dans le système thermodynamique qui est considéré souvent comme un système ouvert. Pour une même puissance, la solution qui s'effectue avec une production d'entropie minimale devra être retenue.

Vu que la méthode entropique ne prend pas en compte l'aspect quantitatif des transferts énergétiques, la méthode exergetique est de plus en plus employée. En effet, l'analyse exergetique d'un système thermodynamique prend en compte les deux aspects quantitatif et qualitatif de l'énergie en se basant sur les premier et deuxième principes de la thermodynamique [LAL05].

L'exergie d'un système correspond à la partie utilisable de l'énergie ou en d'autres termes à la partie maximale d'énergie noble récupérable lorsque l'état du système est ramené à l'équilibre avec celui de l'environnement. La partie d'énergie non récupérable correspond à la partie d'énergie dégradée qui s'appelle l'anergie. L'énergie totale est donc la somme de l'exergie et de l'anergie [BEN02].

2.5.2 Exergie thermomécanique d'un système ouvert

Afin de définir et de calculer l'exergie d'un système thermomécanique sans réaction chimique, le système de la Fig. 32 est considéré. Ce dernier présente un système ouvert avec une frontière indéformable. Ces hypothèses sont souvent suffisantes pour analyser la plupart des systèmes thermodynamiques [LAL05].

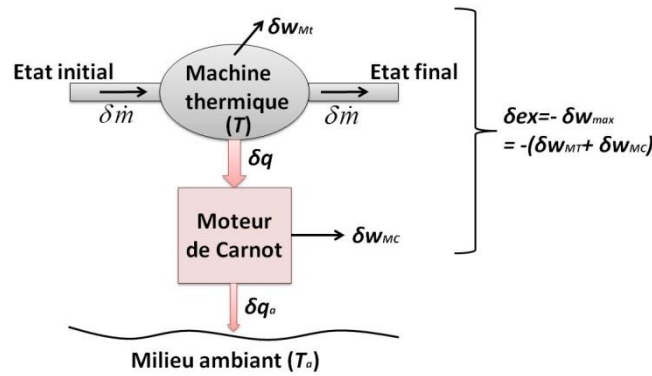


Fig. 32. Exergie d'une machine thermique

La machine thermique échange, par unité de masse, au cours d'une transformation élémentaire **réversible** de la chaleur " δq " et du travail " δw_{MT} " avec le milieu extérieur. Un moteur de Carnot est installé afin de profiter de la chaleur perdue " δq " et produire de l'énergie noble. Ainsi, la machine thermique est considérée comme une source chaude pour le moteur de Carnot et le milieu ambiant constitue la source froide. Le travail élémentaire produit par le moteur de Carnot en recevant la chaleur " δq " est alors :

$$\delta w_{MC} = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \delta q \quad (20)$$

Où " w_{MC} " est le travail du moteur de Carnot, " T_a " est la température ambiante et " T " est la température de la source chaude (machine thermique).

Le travail maximal récupérable du système de la Fig. 32 est calculé par l'équation (21). Ce travail est maximal puisque les évolutions sont considérées réversibles, le système évolue jusqu'à son potentiel minimal (l'équilibre avec le milieu ambiant) et la source froide du moteur de Carnot est le milieu ambiant qui est industriellement le plus froid possible.

$$\delta w_{\max} = \delta w_{MT} + \delta w_{MC} = \delta w_{MT} + \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \delta q \quad (21)$$

Où " $w_{\max}$ " est le travail maximal récupérable.

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert, on peut écrire :

$$\delta w_{MT} + \delta q = dh + de_c + de_p \quad (22)$$

Où " e_c " est l'énergie cinétique massique et " e_p " est l'énergie potentielle massique.

La variation d'entropie est exprimée par la relation ci-dessous (système réversible : $\delta q = \delta q_{rev}$):

$$ds = \frac{\delta q_{rev}}{T} = \frac{\delta q}{T} \quad (23)$$

Où " s " est l'entropie massique et " rev " désigne réversible.

La combinaison des équations (21), (22) et (23) donne :

$$\delta w_{max} = dh + de_c + de_p - T_a ds \quad (24)$$

La somme de l'enthalpie, de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle constitue l'enthalpie totale du système:

$$dh_t = dh + de_c + de_p = dh + \frac{v^2}{2} + gz \quad (25)$$

Où " h_t " est l'enthalpie totale, " v " est la vitesse moyenne débitante du fluide dans la machine thermique, " g " est l'accélération de pesanteur et " z " est la hauteur.

Par la suite, les équations (24) et (25) aboutissent à l'équation finale du travail maximal:

$$\delta w_{max} = dh_t - T_a ds \quad (26)$$

L'exergie est, par définition, l'énergie noble maximale récupérable d'un système thermodynamique. Il s'agit donc du travail maximal " w_{max} ". Pourtant, il est préférable que l'exergie d'un fluide traversant une machine moteur (turbine par exemple) soit positive [LAL05]. En supposant que le système évolue réversiblement entre un état initial quelconque et un état final en équilibre avec le milieu ambiant, l'exergie massique est donc définie par la relation (27).

$$ex = -w_{max} = -\int (dh_t - T_a ds) = h_t - h_{ta} - T_a (s - s_a) \quad (27)$$

Où " a " désigne l'état final du système énergétique en équilibre avec le milieu ambiant.

Vu que l'enthalpie et l'entropie sont deux fonctions d'état, on peut supposer qu'elles sont nulles à l'état d'équilibre avec le milieu ambiant, on aura :

$$ex = h_t - T_a s \quad (28)$$

$$an = T_a s \quad (29)$$

Où " an " est l'anergie du système.

L'exergie est déterminée par une relation linéaire entre l'enthalpie et l'entropie qui sont deux fonctions d'état. Par conséquent, l'exergie est une fonction d'état. L'anergie constitue la part d'énergie minimale impossible à transformer en énergie noble lors d'une transformation d'un système entre un état quelconque et un état d'équilibre avec le milieu ambiant. L'anergie représente alors la dégradation énergétique dans un système thermodynamique.

Pour un système qui évolue de manière réversible, on aura la relation (30). Elle montre que l'anergie correspond à la partie de chaleur cédée par le moteur de Carnot au milieu ambiant.

$$dan = T_a ds = \frac{T_a}{T} \delta q = \delta q_a \quad (30)$$

Les relations (28) et (29) montrent que la chute d'enthalpie totale d'un fluide lors de son évolution entre un état quelconque et un état d'équilibre avec le milieu ambiant est la somme de son exergie et de son anergie.

L'équation (28) peut être généralisée pour le calcul d'exergie d'une machine réelle qui évolue entre deux états quelconques. De ce fait, la puissance exergétique d'une machine réelle sera déterminée par l'équation suivante :

$$\Delta Ex_{12} = \dot{m} \Delta ex_{12} = \dot{m} (\Delta h_{t12} - T_a \Delta s_{12}) \quad (31)$$

La variation d'entropie élémentaire est dans ce cas déterminée par l'équation (32) et le travail maximal élémentaire aura la forme déterminée par l'équation (33).

$$ds = \frac{\delta q}{T} + \delta s_{irre} \quad (32)$$

$$\delta w_{\max} = dh - T_a \frac{\delta q}{T} = dh - T_a ds + T_a \delta s_{irre} = dex + T_a \delta s_{irre} \quad (33)$$

Où " δs_{irre} " représente les irréversibilités élémentaires qui se produisent à l'intérieur de la machine thermique, cette grandeur est toujours positive.

2.5.3 Calcul exergétique

Le rendement exergétique d'une machine réelle est le rapport entre l'exergie récupérable et l'exergie introduite. La déperdition exergétique (l'anergie) est la différence entre l'exergie introduite et l'exergie récupérable. Les équations du rendement exergétique et de la perte exergétique dans chacun des composants du système de stockage sont développées ci-après.

2.5.3.1 Compresseur / Pompe

L'exergie introduite dans le cas d'un compresseur ou d'une pompe n'est autre que le travail électrique consommé par ces machines parce que l'énergie électrique est de l'exergie pure. La destruction exergétique et le rendement exergétique du compresseur ou de la pompe sont donc déterminés par les équations (34) et (35) respectivement.

$$Ex_{irre} = P_{elec} - \Delta Ex = P - (Ex_{out} - Ex_{in}) \quad (34)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta Ex}{P_{elec}} \quad (35)$$

Où " Ex_{irre} " représente la destruction exergétique et " ΔEx " est la variation d'exergie du fluide traversant la machine.

2.5.3.2 Turbines

L'énergie électrique produite par la turbine est de l'exergie pure, elle est l'exergie récupérée par la turbine. La destruction exergétique et le rendement exergétique correspondants sont donc calculés par les équations (36) et (37) respectivement.

$$Ex_{irre} = P_{elec} - \Delta Ex \quad (36)$$

$$\eta_{ex} = \frac{P_{elec}}{\Delta Ex} \quad (37)$$

2.5.3.3 Echangeur de chaleur

D'abord, l'exergie thermique est définie par :

$$\Delta Ex = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) Q \quad (38)$$

Où "Q" est la puissance de chaleur échangée entre les deux fluides chaud et froid.

Les fluides des échangeurs de chaleur ont toujours une température supérieure à la température ambiante dans notre application. Pour cette raison et d'après l'équation (38), l'exergie du fluide froid augmente lorsqu'il reçoit de la chaleur. Le fluide chaud est alors considéré comme la ressource d'exergie introduite. La déperdition exergétique et le rendement exergétique des échangeurs de chaleur sont ainsi définis par les équations (39) et (40).

$$Ex_{irre} = -(\Delta Ex_{Hot} + \Delta Ex_{Cold}) \quad (39)$$

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{Ex_{irre}}{-\Delta Ex_{Hot}} \quad (40)$$

Où " ΔEx_{Hot} " est la variation d'exergie du fluide chaud et " ΔEx_{Cold} " est la variation d'exergie du fluide froid.

2.5.3.4 Réservoirs de stockage

L'exergie introduite dans un réservoir de stockage est celle correspondante au cas où aucune perte n'aurait lieu dans le réservoir (perte thermique et de pression). L'exergie récupérable est celle obtenue après la déduction de toutes les pertes. Ainsi, la déperdition exergétique et le rendement exergétique d'un réservoir de stockage d'air ou d'eau sont donnés par les équations (41) et (42).

$$Ex_{irre} = Ex_{Id} - Ex_{Re} \quad (41)$$

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{Re}}{Ex_{Id}} \quad (42)$$

Où " Ex_{Id} " est l'exergie du fluide en cas d'absence des pertes et " Ex_{Re} " est l'exergie réelle après la déduction de toutes les pertes.

2.5.3.5 Brûleur

Les pertes de pression et les pertes thermiques vers l'extérieur sont négligées dans le modèle de la chambre de combustion. Et la ressource exergétique (exergie chimique) est supposée égale à la chaleur reçue par le fluide traversant la chambre de combustion (pouvoir calorifique inférieur).

L'exergie réelle récupérable par la chambre de combustion est estimée égale à :

$$\Delta Ex = \dot{m}(\Delta h - T_a \Delta s) \quad (43)$$

De cette façon, la déperdition exergétique et le rendement exergétique sont donnés par les équations (44) et (45) respectivement.

$$Ex_{irre} = Q - \Delta Ex \quad (44)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta Ex}{Q} \quad (45)$$

Où "Q" est la puissance thermique reçue par le fluide traversant la chambre de combustion.

2.5.3.6 Résistance électrique

L'énergie électrique consommée par la résistance électrique est de l'exergie pure, elle constitue l'exergie idéale introduite. L'exergie reçue par le fluide chauffé à travers la résistance constitue l'exergie reçue. La destruction exergetique est donc calculée par l'équation (46) et le rendement exergetique est évalué par l'équation (47).

$$Ex_{irre} = P_{consumed} - \Delta Ex \quad (46)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta Ex}{P_{consumed}} \quad (47)$$

Les modèles des composants présentés ci-dessus sont rassemblés ensemble afin de former les cycles de stockage examinés par des analyses énergétique et exergetique.

2.6 Analyses énergétique et exergetique

2.6.1 Introduction

Plusieurs cycles adiabatiques et non adiabatiques utilisant la technologie de NERIALIS de stockage à pression constante sont présentés dans cette partie dans le but d'améliorer le rendement et la densité énergétique de cette technologie. Des études de sensibilité sont en outre effectuées dans le même but.

Trois types de cycles sont étudiés :

- I. Les cycles adiabatiques sans intégration de source d'énergie externe pour chauffer l'air durant la phase de détente ;
- II. Les cycles non adiabatiques utilisant un brûleur à gaz comme source externe de chaleur afin de chauffer l'air avant sa détente dans la turbine ;
- III. Les cycles non adiabatiques avec récupération de l'énergie thermique contenue dans les fumées à l'échappement des turbines à combustion, des centrales à fuel et des groupes diesel.

Les cycles étudiés, où l'air est stocké sous 120 bars, sont des cycles fonctionnant typiquement en 12h de stockage et 5 h de déstockage. La puissance fournie durant la phase de déstockage (puissance des turbines - puissance de la pompe) est prise égale à 20 MW. Les rendements isentropique, mécanique et électrique des compresseurs et des turbines sont respectivement de 87%, 98% et 98 %, et celui des pompes et des turbines liquide de 92 %, 98% et 98 %. Les rendements mécanique et électrique sont pris en compte par le terme η_{elec} qui vaut donc 98%*98%=96%. Le pincement des échangeurs est supposé égal à 10 K. Les pertes de

pression standards sont données dans le Tableau 4. Ces paramètres sont fournis par Siemens, Mecamidi et Calorifer par l'intermédiaire de Fives (fournisseur français).

Tableau 4: Pertes de pression standards dans les échangeurs de chaleur

Pertes de pression (bars)	Basse pression	Moyenne pression	Haute pression
Refroidisseurs	0.1719	0.1346	0.0287
Réchauffeurs	0.1125	0.3345	0.876

L'étude de sensibilité est achevée en fonction :

1. Du rendement isentropique des compresseurs ;
2. Du rendement isentropique des turbines à gaz ;
3. Du rendement hydraulique de la pompe utilisée au niveau des réservoirs air/eau pour le contrôle de la pression de stockage ;
4. Du rendement hydraulique de la turbine hydraulique ;
5. Du pincement au niveau des échangeurs de chaleur. Le rendement du cycle, ainsi que la surface d'échange thermique dans les échangeurs de chaleur sont calculés en fonction de la variation du pincement ;
6. Des valeurs de la perte de pression. Les valeurs étudiées sont 1/3, 1/2, 1, 2 et 3 fois les valeurs de pertes de pression réelles dans chaque échangeur de chaleur.

2.6.2 Cycles CAES adiabatiques

2.6.2.1 Cycle de base (IA-CAES):

La Fig. 33 présente le cycle de base avec les flux d'énergie et d'exergie de chaque composant pour une capacité de production de 100 MWh. Les taux de compression et de détente sont également répartis entre les divers étages de manière à avoir une pression de stockage de 120 bars et une pression d'échappement à l'atmosphère de 1 bar.

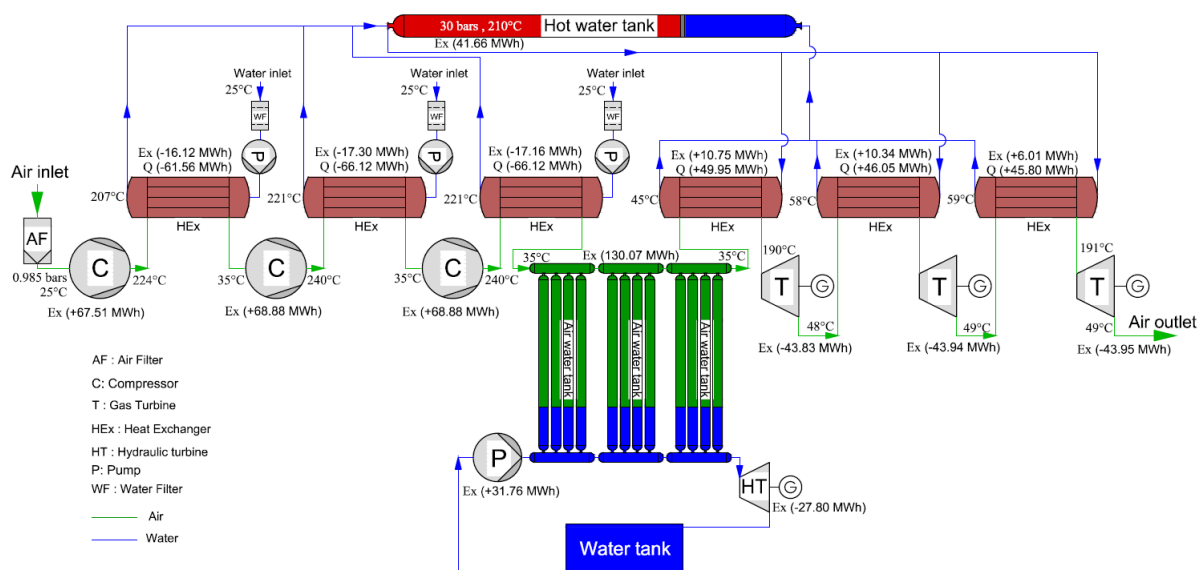


Fig. 33. Cycle de stockage de base (cycle IA-CAES)

L'exergie électrique des machines tournantes est égale à l'énergie électrique produite ou consommée par ces machines car l'énergie électrique est de l'exergie pure. De ce fait, le

rendement énergétique net du cycle de stockage IA-CAES donné par l'équation (48) correspond également au rendement exergetique du système de stockage.

$$\eta_{net} = \frac{E_{Turb} - E_{Pump}}{E_{Comp} - E_{HTurb} + E_{CP}} \quad (48)$$

Où " E_{Turb} " est l'énergie produite par les turbines, " E_{Pump} " est l'énergie consommée par la pompe servant à maintenir la pression fixe, " E_{Comp} " est l'énergie consommée par les compresseurs, " E_{HTurb} " est l'énergie produite par la turbine hydraulique et " E_{CP} " est l'énergie consommée par les pompes de circulation.

Le rendement net du système de stockage (équation (48)) est calculé par le rapport de l'énergie électrique produite durant la phase de production sur l'énergie électrique consommée durant la phase de stockage vu que le fonctionnement du système est réparti sur 2 phases différentes par rapport au temps (phase de stockage et phase de déstockage).

La densité énergétique du cycle de base est déterminée par :

$$Density = \frac{E_{Turb} - E_{Pump}}{V_{Air}} \quad (49)$$

Le rendement net du cycle de la Fig. 33 est de 55,1% et sa densité énergétique est de 11,9 kWh/m³. La répartition des pertes de rendement est présentée dans la Fig. 34. Cette répartition est calculée en se basant sur une analyse exergetique du cycle de stockage.

La perte d'énergie due à la condensation de la vapeur d'eau (contenue dans l'air ambiant), qui se produit dans le refroidisseur basse pression, est prise en compte dans le calcul en supposant que l'énergie consommée pour comprimer ce débit excédentaire dans le compresseur basse pression soit une perte d'exergie (Air humide), cette quantité d'eau est évacuée du refroidisseur. Cependant, la librairie de l'air utilisé correspond à l'air sec.

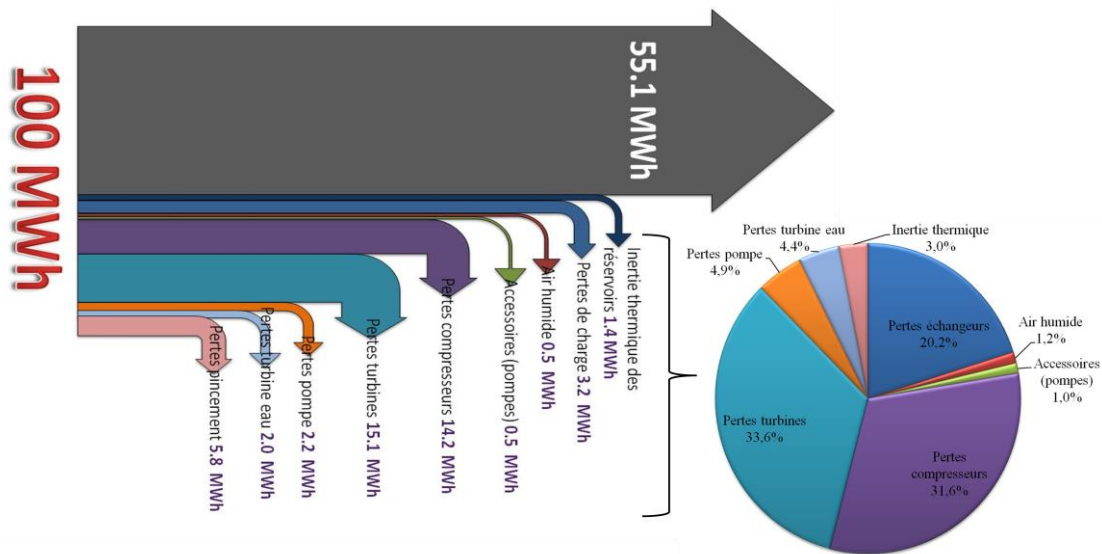


Fig. 34. Répartition des pertes de rendement dans le cycle de base IA-CAES

L'analyse exergetique montre que pour avoir un cycle ayant une capacité de production de 100 MWh, une perte exergetique de 74.7 MWh aurait lieu dans le système de stockage. D'après la Fig. 34, la perte majeure se produit dans les machines tournantes (74,5%) et surtout dans les compresseurs et les turbines à air. La deuxième perte majeure est due aux irréversibilités dans les échangeurs de chaleur qui entraînent une perte de 20,2% (pertes de charge et pertes de pincement). Les autres pertes sont négligeables. Par la suite, une étude de sensibilité en fonction de l'efficacité des machines tournantes, du pincement et des pertes de charge dans les échangeurs est réalisée.

Il faut noter au préalable que le rendement exergetique varie d'un composant à un autre en fonction de la performance du composant (rendement isentropique des machines tournantes, pincement des échangeurs de chaleur, pertes de pression...) et de la qualité de la chaleur produite par ce composant. La comparaison entre ces rendements est montrée à la Fig. 35.

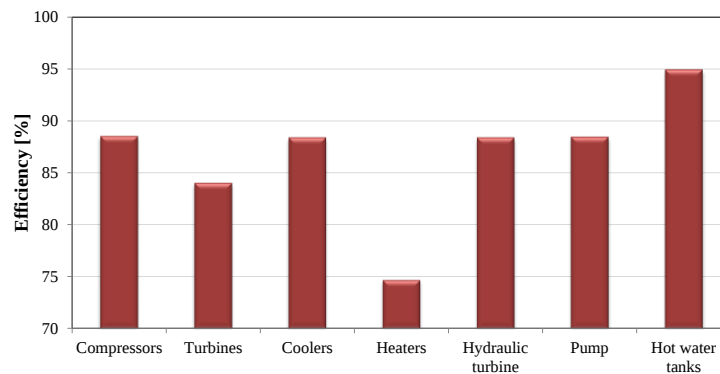


Fig. 35. Diagramme du rendement exergetique des composants du cycle de base IA-CAES

Les rendements exergetiques des compresseurs et des turbines ne sont pas égaux malgré qu'ils aient le même rendement isentropique et le même rendement électrique. En effet, la qualité de la chaleur produite (compression) ou résiduelle (détente) dans l'air à la sortie est à l'origine de cette différence.

Egalement, les rendements exergetiques des échangeurs de chaleur ne sont pas identiques pour la même raison que précédemment. Le rendement exergetique d'un échangeur de chaleur tient compte de la qualité de la chaleur échangée qui se dégrade avec l'écart de température.

Concernant la turbine hydraulique et la pompe, l'eau étant incompressible, la transformation se réalise avec une production négligeable de la chaleur. Partant de ce fait, la différence entre les rendements exergetiques est donc négligeable pour des mêmes rendements isentropique et électrique.

2.6.2.2 Etude de sensibilité

Les rendements électrique et mécanique des machines tournantes sont élevés (98%). Par contre, les rendements isentropique et hydraulique sont plus faibles (87% et 92%). Le rendement net du cycle de stockage est donc plus affecté par les rendements isentropique et hydraulique. Une étude de sensibilité en fonction des rendements isentropique et hydraulique des machines tournantes et une étude en fonction du pincement des échangeurs et de pertes de charge sont réalisées. Les résultats sont présentés dans la Fig. 36. Dans chaque cas, l'étude de

sensibilité est effectuée en fonction du paramètre visé et en fixant tous les autres paramètres à leurs valeurs de base.

Dans la Fig. 36.c, le produit UA présente le produit du coefficient d'échange thermique global par la surface d'échange du refroidisseur basse pression.

Comme le montre la Fig. 36.a, une amélioration du rendement isentropique des compresseurs de 65% à 95% entraîne une augmentation du rendement net du cycle de 14,4 points environ. La même amélioration du rendement isentropique des turbines entraîne une amélioration du rendement net de 24.6 points environ. Par conséquent, le rendement net du cycle de stockage est plus sensible au rendement isentropique des turbines qu'à celui des compresseurs. Etant donné que la perte exergétique dans la turbine constitue la perte majeure (Fig. 34), cela prouve que le rendement isentropique des turbines est donc le paramètre le plus influant sur le rendement net du cycle IA-CAES.

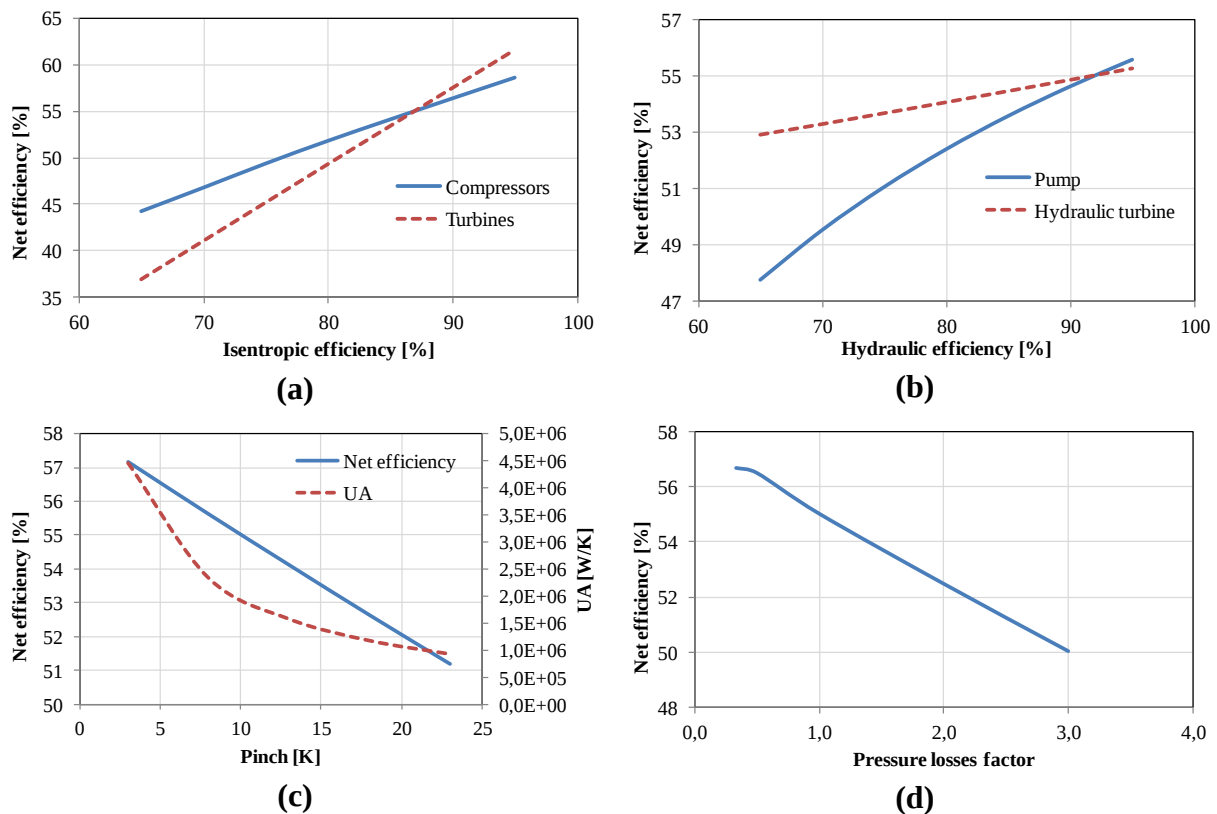


Fig. 36. Etude de sensibilité du Cycle de base IA-CAES. L'étude est effectuée en fonction des rendements des compresseurs, des turbines, de la pompe, de la turbine hydraulique, du pincement et des pertes de pression des échangeurs.

La Fig. 36.b montre que l'augmentation du rendement hydraulique de la pompe de 65% à 95% entraîne une amélioration du rendement net de 7.8 points. Une même augmentation du rendement de la turbine hydraulique améliore le rendement net de 2.4 points selon la même figure. Ce dernier est de ce fait plus sensible au rendement hydraulique de la pompe.

A propos des échangeurs de chaleur, les pertes sont divisées en pertes de pincement (13%) et pertes de charge (7,2%).

Comme illustré sur la Fig. 36.c, le rendement augmente de 6 points pour une amélioration du pincement de 20 K. Par contre, l'amélioration du pincement exige une augmentation du produit UA et par conséquent une élévation du coût des échangeurs. La pente de la courbe UA augmente 4,5 fois lorsque le pincement devient inférieur à 10 K. Par voie de conséquence, le prix des échangeurs de chaleur augmente considérablement pour un pincement inférieur à 10 K. Finalement, la Fig. 36.d montre que la réduction des pertes de charge de 9 fois à l'intérieur de tous les échangeurs induit une amélioration du rendement net de 6.7 points.

Les rendements isentropique et hydraulique des machines tournantes sont limités par la technologie utilisée, le rendement isentropique est fixé à 87% et le rendement hydraulique à 92%. Ces 2 valeurs sont données par les fournisseurs (Siemens et MECAMIDI). Concernant les échangeurs de chaleur, le pincement est fixé à 10 K pour limiter le coût d'investissement de ces composants alors que les pertes de charge sont fixées à des valeurs données par les fournisseurs (CALORIFER).

Le rendement net ainsi que la densité énergétique faible de ce cycle pousse à trouver d'autres solutions d'amélioration de ces deux grandeurs vu que les paramètres présentés ci-dessus sont déjà optimisés. L'augmentation de la pression de stockage, le soutirage au niveau des échangeurs de chaleur, l'intégration des résistances électriques et l'augmentation du nombre d'étages de compression / détente font partie des solutions proposées.

2.6.2.3 Améliorations du cycle de base

1. Augmentation de la pression de stockage à 140 bars (Cycle IA-CAES_140b) :

Pour le même cycle que celui présenté dans la Fig. 33, l'augmentation de la pression de stockage de 120 bars à 140 bars entraîne une augmentation du rendement net du système de 0,3 point et de la densité énergétique de 22%. La pression de stockage thermique est élevée à 35 bars pour éviter l'évaporation de l'eau chaude suite à l'accroissement de sa température. L'élévation de la pression de stockage d'air résulte toujours en une diminution du volume d'air stocké et une augmentation de la densité énergétique (Eq. (49)). De plus, le rendement net augmente du fait que le volume d'eau pompé afin de maintenir la pression fixe au sein des réservoirs air/eau diminue en raison de la diminution du volume d'air stocké, et par conséquent le travail de la pompe correspondante diminue également. En d'autres termes, les pertes résultantes du maintien de la pression fixe diminuent parce que le rendement net du système de stockage est plus sensible aux pertes exergetiques dans la pompe que celles dans la turbine hydraulique (Fig. 36.b).

La température de stockage d'eau chaude augmente de 210°C à 216°C lors de l'accroissement de la pression de stockage mentionnée ci-avant. Il faut donc prendre en compte que l'augmentation de la pression de stockage d'air doit être toujours accompagnée par une élévation de la pression de stockage d'eau chaude pour éviter l'évaporation de ce support thermique. Ce dernier est stocké à 30 bars pour un stockage d'air à 120 bars. Donc en utilisant l'eau comme un fluide de stockage thermique, l'accroissement de la pression de stockage d'air rend le système de stockage plus compliqué si l'on augmente la pression de stockage d'eau

chaude (support de stockage) ou le nombre d'étages de compression et de détente. D'autres solutions sont donc présentées ci-dessous.

2. Amélioration de l'échange au niveau des échangeurs (Cycle IA-CAES_ST) :

L'écart de température entre l'eau et l'air à la sortie des échangeurs de refroidissement de l'air est de l'ordre de 18K pour un pincement de 10K à l'entrée de ces échangeurs. Cette variation de l'écart de température au niveau de l'échangeur de refroidissement ainsi qu'au niveau de l'échangeur de chauffage provoque la baisse du rendement du cycle.

L'amélioration de l'échange au niveau des échangeurs de refroidissement de l'air, lors d'un contrôle du débit d'eau, permet de diminuer l'écart de température, de réduire les pertes exergetiques et d'augmenter la température de stockage d'eau. Par conséquent, le rendement du cycle serait amélioré. Au contraire, l'amélioration de l'échange au niveau des échangeurs de réchauffement de l'air exige un contrôle du débit d'air et par conséquent une diminution du rendement. Cette solution est donc à éviter.

L'amélioration de l'échange au niveau des échangeurs de refroidissement d'air est effectuée en utilisant un échangeur renfermant plusieurs sous-échangeurs (4 sous-échangeurs). La décomposition de l'échange en plusieurs parties permet de contrôler le débit de l'eau dans chaque partie et conserver ainsi le même écart de température tout le long de l'échangeur de chaleur. De cette façon, la destruction exergetique dans ce composant est réduite. La Fig. 37 présente un échangeur de chaleur réparti sur 4 étages avec soutirages.

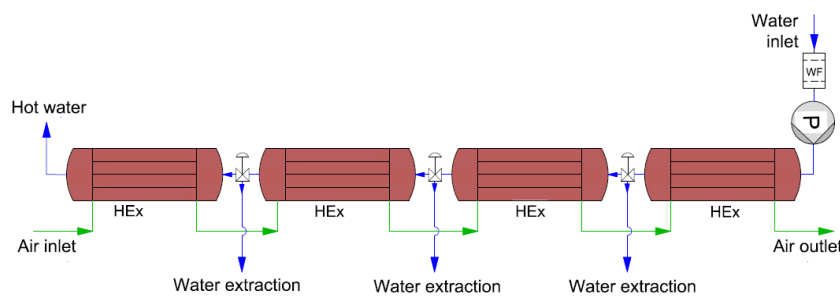


Fig. 37. Echangeur de chaleur réparti sur 4 étages avec soutirages

Pour une pression de stockage de **120 bars**, le soutirage au niveau des refroidisseurs d'air permet d'augmenter la température de stockage de 7°C (217°C), le rendement de 4,4% et la densité énergétique de 4,8%. Le rendement net atteint 57,6% et la densité énergétique 12,47 kWh/m³. Pour une pression de stockage de **140 bars**, le soutirage améliore la température de stockage thermique de 7,5°C, le rendement de 2.8 points et la densité énergétique de 5%.

Le soutirage de l'eau exige la division de chaque échangeur en plusieurs sous-échangeurs pour rendre possible le contrôle du débit (Fig. 37). De là, le cycle de stockage devient plus complexe et le coût d'investissement augmente. Il est donc nécessaire de chercher d'autres solutions.

L'utilisation des échangeurs de chaleur sans soutirage amène toujours à un excès d'eau chaude qui peut être restitué lors de la phase de déstockage aux réchauffeurs. Lors d'une période de fonctionnement du cycle de base IA-CAES, une quantité d'eau chaude stockée de

11% reste en excès. L'augmentation du débit d'eau chaude injecté dans les réchauffeurs de l'air et la vidange de toute la quantité d'eau stockée assure une amélioration de la performance du système en réduisant le pincement au niveau des échangeurs. Pour une pression de stockage de 120 bars, le nouveau rendement est de 56,4% et la densité énergétique est de 12,17 kWh/m³. Malgré le fait que cette méthode soit moins efficace que celle avec soutirage (rendement 57,6%), elle reste moins complexe et n'exige pas de composants supplémentaires.

3. Intégration des résistances électriques (Cycle IA-CAES_ERe):

Dans le but d'améliorer la densité énergétique du cycle de base et de réduire par la suite le nombre des réservoirs air/eau qui constituent 44% du coût d'investissement total du système de stockage, des résistances électriques sont installées avant les réservoirs de stockage thermique. Le rôle de ces résistances est de remonter la température de l'eau chaude à 250°C. Cela permet d'améliorer la densité énergétique du système de stockage de 7% (à 12,74 kWh/m³). Toutefois, l'exploitation de l'excès d'eau chaude qui est dans ce cas de 15,2% améliorerait la densité à 13,27 kWh/m³. Dans ce dernier cas, le rendement du cycle est de 51%.

La Fig. 38 montre la nouvelle répartition des pertes exergétiques dans le cycle de base avec des résistances électriques. Le troisième pourcentage le plus important est celui des résistances électriques avec 21,8%. En effet, ce composant transforme l'énergie électrique qui est de l'exergie pure en énergie thermique. La somme des pertes exergétiques dans le cycle de stockage avec résistances est de 24% supérieure à celle du cycle sans résistance ce qui explique bien la baisse du rendement net de 5,4 points environ.

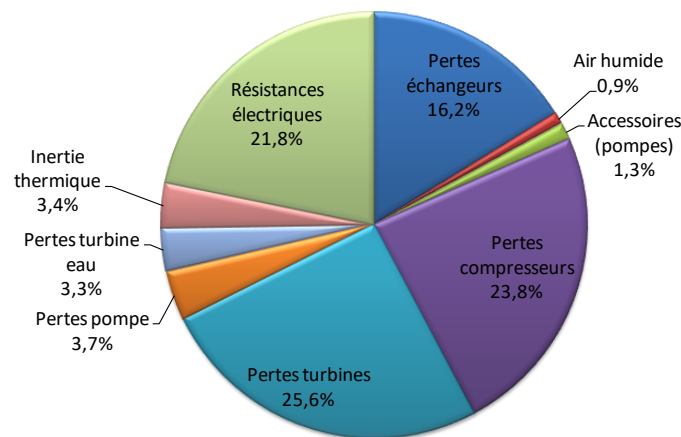


Fig. 38. Camembert de la répartition des pertes exergétiques dans le cycle de base avec résistances électriques

La température de stockage d'eau chaude diminue avec l'augmentation du nombre d'étages de compression et de détente et dès lors la pression de stockage thermique peut être diminuée. Ce cas est examiné ci-dessous.

4. Augmentation du nombre d'étages :

L'augmentation du nombre d'étages de compression et de détente permet de tendre ces derniers processus vers la transformation isotherme qui théoriquement donne le travail

optimal. La Fig. 39 présente la variation du rendement et de la densité énergétique du cycle IA-CAES en fonction du nombre d'étages de ce dernier. Les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur sont négligées dans ce cas pour éliminer leur influence sur la variation du rendement du cycle en fonction du nombre d'étages.

Alors que les processus de compression et de détente se rapprochent de plus en plus de la transformation isotherme, le rendement global et la densité énergétique diminuent du fait que la température de stockage d'eau chaude diminue. Le stockage thermique avec une quantité exergétique inférieure permet de réduire la performance du système de stockage vu que la perte exergétique est maximale dans les turbines et cette perte augmente avec la dégradation de la température d'admission d'air. De plus, le rendement net du système de stockage est plus sensible à la perte exergétique dans les turbines à air (Fig. 36.a). C'est pourquoi la réduction du nombre d'étages est bénéfique. Etant donné qu'un nombre d'étages inférieur à trois avec une pression de stockage de 120 bars entraîne une pression de stockage d'eau chaude très élevée (120 bars environs), l'optimum est donc atteint avec un système à 3 étages. Pour un nombre d'étages inférieur, il faut utiliser un matériau de stockage thermique autre que l'eau.

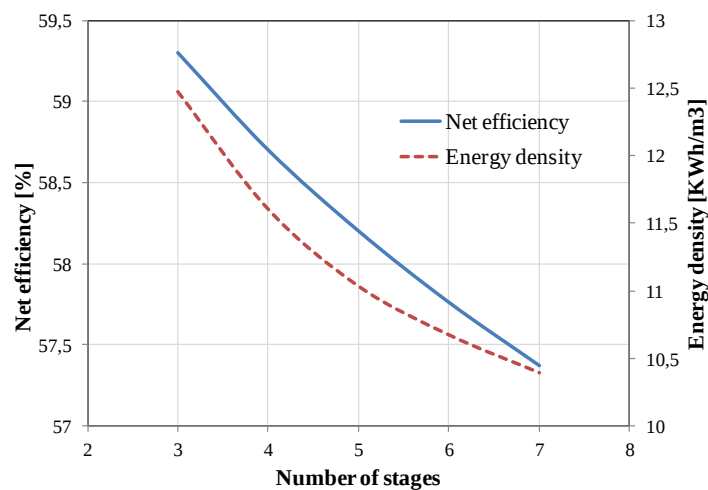


Fig. 39. Variation du rendement et de la densité énergétique en fonction du nombre d'étages

Le stockage de l'eau chaude sous une pression de 30 bars, afin d'éviter son évaporation, exige l'installation des réservoirs sous pression et des pompes de pressurisation. Afin de réduire la complexité du système de stockage thermique, l'eau chaude est remplacée dans la partie suivante par de l'huile thermique : le Syltherm 800.

2.6.2.4 Stockage thermique dans le Syltherm 800

1. Cycles de stockage trois et deux étages :

La capacité thermique volumique du Syltherm 800 est de $1506,7 \text{ kJ/m}^3 \cdot \text{K}$ (à 40°C), elle est 2,75 fois inférieure à celle de l'eau. Pourtant, la plage de température de fonctionnement du Syltherm est comprise entre -40°C et 400°C . Le stockage dans ce fluide est donc réalisé à pression atmosphérique alors que le stockage thermique dans l'eau est réalisé sous pression (~ 30 bars).

La simulation d'un cycle de stockage sous pression de 120 bars et utilisant le Syltherm 800 comme fluide de stockage thermique (cycle IA-CAES_3St_Syl) donne un rendement net de 53,9 % et une densité énergétique de 11,57 kWh/m³. Le rendement est de 1,2 points inférieur à celui du cycle utilisant l'eau. En effet, la baisse du rendement est due à la variation de la capacité thermique de l'huile en fonction de la température et donc à l'augmentation des destructions exergetiques dans les échangeurs de chaleurs. D'après la Fig. 25, la variation de la capacité thermique volumique de l'huile s'accélère lorsque la température de l'huile devient supérieure à 200°C. Ainsi donc les pertes exergetiques à l'intérieur des échangeurs de chaleur augmentent et le rendement diminue par rapport au circuit avec un stockage thermique dans l'eau. Les pertes exergetiques augmentent surtout dans les refroidisseurs d'air où la température dépasse les 200°C (40% de plus de pertes exergetiques par rapport à l'eau). La simulation d'une période de stockage/déstockage d'énergie montre un excès de 18,3% de Syltherm chaud. La vidange de cette quantité excédentaire dans les réchauffeurs d'air améliore le rendement de 3,9% (56%) et la densité énergétique de 4% (12,03 kWh/m³).

Etant donné que le Syltherm 800 supporte une température allant jusqu'à 400°C, le nombre d'étages de compression et de détente peut être réduit à deux. Un tel cycle (voir Fig. 40) donne un rendement net de 53% et une densité énergétique de 12,9 kWh/m³ pour une pression de stockage de 120 bars. La densité énergétique est supérieure au cas précédent en raison de l'amélioration de la température de stockage thermique et par conséquent de l'exergie emmagasinée. Un excès du Syltherm chaud (à 306°C) de 27,3% est enregistré dans ce cas. L'exploitation de cette quantité excédentaire induit une augmentation du rendement à 57,4% et de la densité à 13,97 kWh/m³. Les flux d'énergie et d'exergie de ce cycle sont présentés dans la Fig. 40.

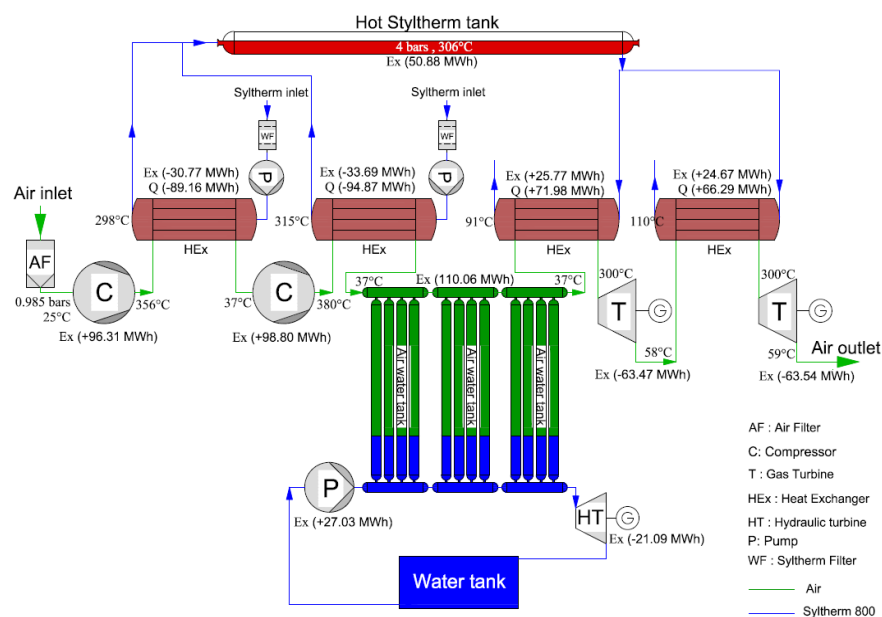


Fig. 40. Cycle IA-CAES_2St_Syl

Un cycle de stockage d'air comprimé à 120 bars formé par deux étages de détente et de compression utilisant le Syltherm 800 comme fluide de stockage thermique a un rendement net d'un point supérieur et une densité énergétique de 15% supérieure à celui du cycle de base

utilisant l'eau. La qualité énergétique du Syltherm 800 emmagasiné à une température de 306°C est bien supérieure à celle de l'eau à 210°C d'où l'amélioration de ces 2 dernières grandeurs. En outre, la réduction du nombre d'étages de compression et de détente réduit la complexité du cycle de stockage ainsi que son coût d'investissement. La réduction du nombre d'étages est donc avantageuse.

2. Etude de sensibilité :

Une étude de sensibilité du rendement net et de la densité énergétique en fonction de la pression de stockage du cycle IA-CAES_3St_Syl est présentée dans la Fig. 41 (sans l'exploitation de l'excès du Syltherm chaud). L'accroissement de la pression de stockage d'air n'est pas accompagné par l'élévation de la pression de stockage thermique dans le cas du Syltherm. Alors que le rendement du cycle de stockage augmente légèrement avec l'augmentation de la pression de stockage, la densité énergétique augmente largement. Le rendement augmente de 1,5 points et la densité volumique est doublée pour une augmentation de pression de 85 bars. La densité énergétique est très sensible à la variation de la pression de stockage.

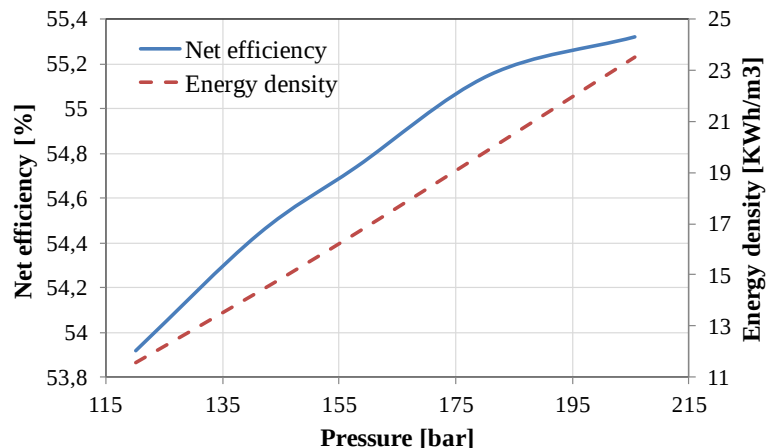


Fig. 41. Variation du rendement et de la densité énergétique en fonction de la pression de stockage

Le stockage thermique dans le solide est aussi l'une des solutions proposées, elle est développée dans la partie suivante.

2.6.2.5 Stockage thermique dans le solide

Le stockage thermique dans le solide réduit la complexité du système en évitant l'intégration des échangeurs de chaleur. En effet, le contact direct entre l'air et le solide évite l'utilisation d'un fluide thermique caloporteur et par conséquent des échangeurs de chaleur

Soit le cycle de la Fig. 42 (IA-CAES_HR) où la chaleur de compression est stockée dans l'acier. L'air est comprimé durant la phase de stockage par un train de deux compresseurs et refroidi à travers des régénérateurs de chaleur en acier (avec stratification thermique). L'air chaud entre dans les régénérateurs pour céder son énergie à l'acier et sort à une température proche de la température ambiante. Après le refroidissement, l'air est stocké dans les réservoirs de stockage air/eau. Durant la phase de déstockage, l'air sortant des réservoirs de stockage air/eau traverse le premier régénérateur pour se chauffer avant d'effectuer une

première détente dans la turbine. Ensuite à la sortie de la turbine, il sera chauffé de nouveau dans le deuxième régénérateur et subit une deuxième détente.

Le cycle de la Fig. 42 renferme deux régénérateurs thermiques de grandes dimensions et à haute température. La perte par homogénéisation de la température dans ces régénérateurs durant les phases d'arrêt, due à la grande conductivité thermique de l'acier, est négligée dans ce cas en supposant que ces derniers soient divisés en plusieurs sous-étages thermiquement isolés. Le pincement est supposé égal à 10°C , cette valeur est atteignable avec un régénérateur à grande surface d'échange comportant des ailettes. Les destructions exergetiques dans les régénérateurs sont réduites en faisant changer le rapport de masse entre l'acier et l'air durant la construction du régénérateur en fonction de la température de la zone d'échange. Cette variation du rapport vise à réduire l'effet de variation des propriétés de l'air et de l'acier (la capacité thermique) en fonction de la température et à conserver ensuite un même écart de température tout le long du régénérateur. Les taux de compression et de détente sont également répartis entre les étages.

Pour une pression de stockage de 120 bars (Fig. 42), la température de stockage de la chaleur est de 370°C , le rendement est égal à 63,6% et la densité énergétique est de $15,78 \text{ kWh/m}^3$. Par contre, le rendement net du cycle diminue à 59,4% sans contrôle du rapport de masse entre l'acier et l'air afin de réduire les destructions exergetiques dans les régénérateurs de chaleur.

Ces régénérateurs peuvent supporter une température allant jusqu'à 800°C , ce qui permet d'augmenter la température de stockage thermique, la pression de stockage d'air et ainsi la densité énergétique du système. Pour une pression de stockage de 225 bars, la température de stockage de la chaleur augmente à 420°C , le rendement à 66% et la densité énergétique à $36,77 \text{ kWh/m}^3$.

L'acier est souvent utilisé dans des systèmes de stockage à petite échelle en raison de son coût très élevé. L'utilisation des régénérateurs en acier pose un problème supplémentaire de l'oxydation de l'acier à haute température (courte durée de vie) et une haute conductivité thermique. L'homogénéisation de la température durant les phases d'arrêt entraîne des pertes exergetiques énormes et donc une réduction du rendement net du cycle de stockage. Ce problème peut être résolu en divisant le régénérateur en plusieurs sous étages isolés ce qui impose des coûts d'investissement supplémentaires. D'ailleurs, cette technologie n'est pas encore mature sur le marché. L'utilisation de l'acier pour stocker la chaleur est pour l'instant limitée principalement par son coût d'investissement très élevé.

La céramique est aussi une solution en cours de développement pour stocker la chaleur de compression. Elle est 25 fois moins chère que l'acier et a une conductivité thermique 20 fois inférieure à celle de l'acier [MEF12]. Alors, la perte d'exergie par homogénéisation de la température pose moins de problème dans ce cas. Pour un pincement de 10°C , le rendement net du cycle serait de 55% et la densité énergétique de $13,66 \text{ kWh/m}^3$. Alors que l'utilisation de la céramique permet de réduire le coût du cycle de stockage, le rendement diminue aussi. Un contrôle du rapport de masse entre la céramique et l'air durant la construction des

régénérateurs, en fonction de la température de la zone d'échange, induit une diminution des pertes exergetiques dans les régénérateurs et une augmentation du rendement du cycle à 63,2%, de la densité énergétique à 15,6 kWh/m³ et l'obtention d'un rendement et d'une densité énergétique équivalents au cycle précédent.

La céramique a une capacité thermique volumique 1,5 fois inférieure à celle de l'acier. Malgré le fait qu'un volume de stockage 1,5 fois supérieur à celui de l'acier soit nécessaire, elle reste moins chère que ce dernier.

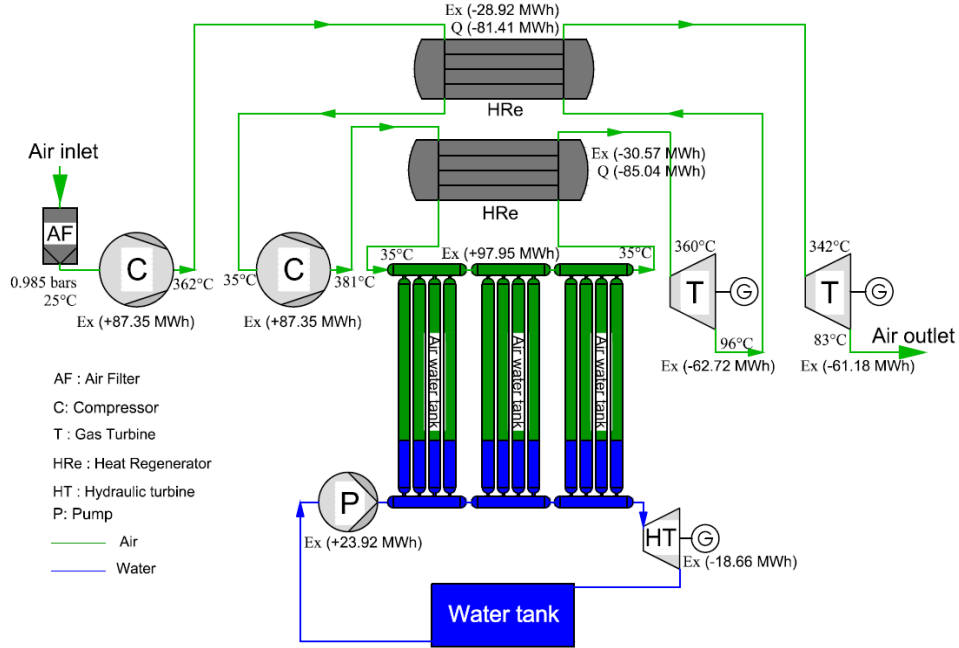


Fig. 42. Système de stockage par air comprimé avec stockage thermique dans l'acier (IA-CAES_HR)

2.6.3 Cycles CAES non adiabatique

1. Cycle I-CAES_3CC:

Le cycle I-CAES_3CC est présenté dans la Fig. 43. L'air est comprimé durant la phase de stockage par un compresseur isotherme dont la température de l'air demeure quasiment fixe. L'énergie thermique de compression est évacuée par des échangeurs internes et de ce fait ce cycle ne renferme pas de système de stockage thermique. L'air est chauffé à travers des chambres de combustion et détendu durant la phase de production sur trois étages. Un récupérateur est installé avant la chambre de combustion à haute pression afin de récupérer la chaleur de l'air échappé à l'atmosphère et préchauffer ce dernier. Le taux de détente est égal à 3 dans la turbine haute pression et à 5,6 dans les deux autres (données fournisseurs).

Le rendement net du cycle I-CAES_3CC est donné par :

$$\eta_{net} = \frac{E_{Turb} - E_{Pump} - \int_{12h}^{17h} \Delta Ex_{CC}}{E_{Comp} - E_{HTurb}} \quad (50)$$

Où " ΔEx_{CC} " est la puissance exergetique livrée à l'air à travers les chambres de combustion (équation (43)). Y.M. Kim et al. [KIM12] ont utilisé la variation d'exergie de l'air due aux chambres de combustion pour calculer le rendement net. Cette exergie thermique présente l'énergie noble théoriquement récupérable de la chambre de combustion.

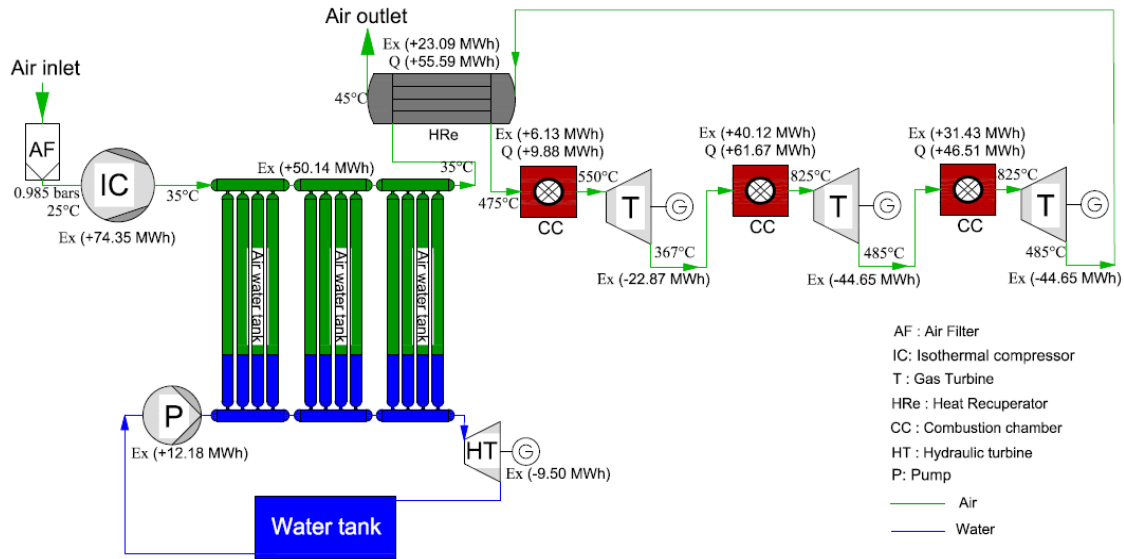


Fig. 43. Cycle de stockage I-CAES_3CC avec 3 étages de détente et 3 chambres de combustion

Le rendement net du cycle I-CAES_3CC est égal à 34.4% et la densité énergétique est de 31,95 kWh/m³. Le camembert de la Fig. 44 montre que 43.7% des pertes exergétiques ont lieu dans les chambres de combustion. En effet, les chambres de combustion transforment l'énergie chimique en énergie thermique qui à son tour est ensuite transformée en énergie électrique.

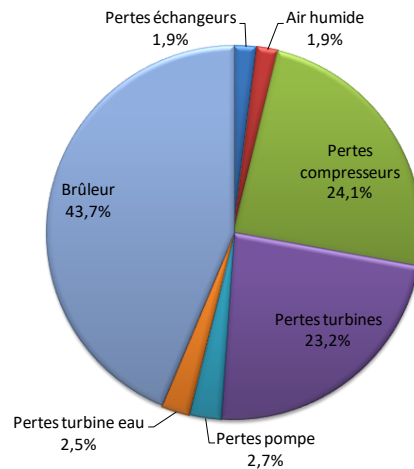


Fig. 44. Camembert de la répartition des pertes exergétiques dans le cycle I-CAES_3CC

Les températures d'admission des turbines sont basées sur des données de l'installation Huntorf [KHA13]. Un tel cycle sans récupérateur donne un rendement net de 5.3%. Le pincement du récupérateur est considéré égal à 10 K. Un tel pincement nécessite une grande surface d'échange et par conséquent un coût d'investissement plus élevé. L'augmentation du pincement est toujours suivie par une perte du rendement net. La Fig. 45 illustre une variation linéaire du rendement net du cycle de stockage en fonction du pincement du récupérateur. Cette dernière montre une diminution du rendement net de 1 point à chaque augmentation du pincement de 9 °C.

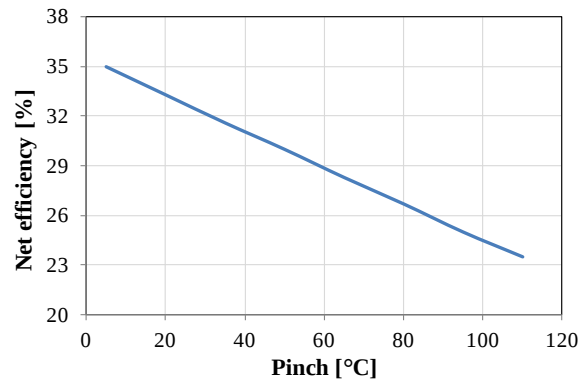


Fig. 45. Etude de sensibilité du rendement du Cycle I-CAES_3CC en fonction du pincement du récupérateur

En supposant que la température d'admission de toutes les turbines soit la même, la Fig. 46 illustre la variation du rendement net et de la densité énergétique du cycle de la Fig. 43 en fonction de la température d'admission d'air chaud aux turbines. L'augmentation de cette température est toujours bénéfique sur la densité énergétique vu qu'elle entraîne une extension de la puissance produite. La densité énergétique croît de 1,9 fois pour un accroissement de la température d'admission de 500°C. Cependant, le rendement net diminue avec l'augmentation de la température d'admission d'air chaud aux turbines à cause de l'augmentation de la puissance exergétique récupérée ΔEx_{CC} des chambres de combustion par rapport à la puissance produite par les turbines à air (équation (50)).

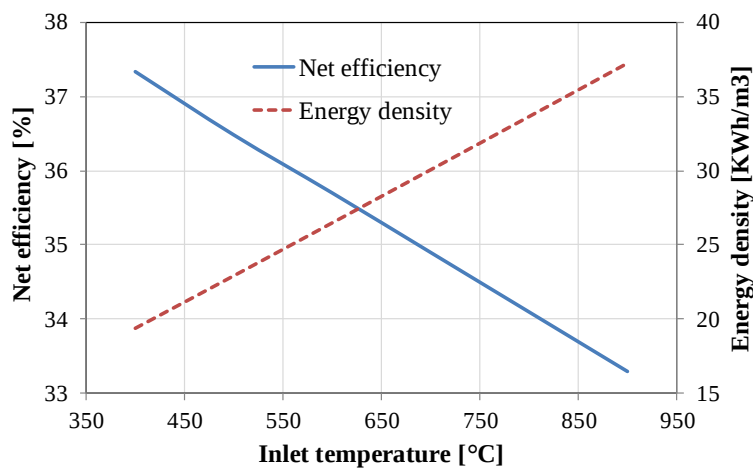


Fig. 46. Etude de sensibilité du Cycle I-CAES_3CC en fonction de la température d'admission d'air

A noter qu'un tel cycle comportant deux étages de détente au lieu de trois donne un rendement net de 25.7% et une densité énergétique de 27,33 kWh/m³. Le récupérateur améliore le rendement à 34.7% dans ce cas. Pour un rendement égal, la densité énergétique pour un cycle à 3 étages est de 17% supérieure à celui à 2 étages car la chaleur introduite est plus importante.

1. Cycle I-CAES_1CC :

Soit le cycle I-CAES_1CC présenté dans la Fig. 47, l'air est d'abord comprimé et refroidi avec un échangeur air/eau avant d'être comprimé jusqu'à 120 bars à travers un compresseur

isotherme durant la phase de stockage dont l'énergie thermique de compression est évacuée par des échangeurs internes. La chaleur de compression est stockée sous forme d'eau chaude dans un réservoir sous une pression de 100 bars.

Durant la phase de déstockage, l'air est d'abord chauffé par un récupérateur air/air et détendu dans la première turbine. Ensuite, l'air est préchauffé à travers un échangeur de chaleur en profitant de l'eau chaude déjà stockée. L'air est chauffé ensuite dans une chambre de combustion jusqu'à 800°C et enfin détendu dans la deuxième turbine.

Le taux de pression dans les premiers étages de compression et de détente est égal à 8 alors qu'il est égal à 11 dans les deuxième étages (données fournisseurs).

Le rendement net de ce système de stockage est de l'ordre de 40.7% et la densité énergétique de l'ordre de 23,32 kWh/m³. La simulation d'une période de stockage/déstockage montre qu'il reste 19,6% de masse d'eau chaude en excès. La valorisation de cette quantité excédentaire accroît le rendement à 41.3%.

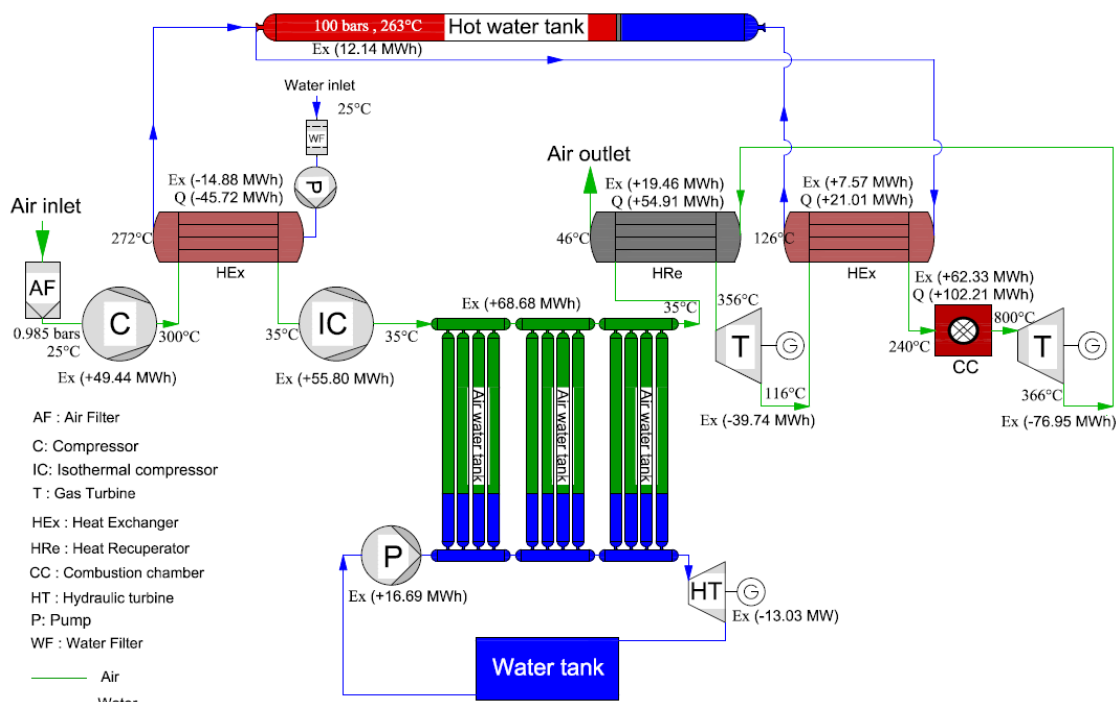


Fig. 47. Cycle de stockage I-CAES_1CC avec 2 étages de détente et 1 chambre de combustion

2.6.4 Cycles de stockage combiné avec une turbine à combustion

1. Cycle I-CAES_1CC_TAC

La Fig. 48 présente un système de stockage par air comprimé combiné avec une turbine à combustion. Durant la phase de stockage, l'air est comprimé à travers un compresseur isotherme de la pression atmosphérique jusqu'à la pression de stockage (120 bars). Par conséquent, ce cycle ne referme aucun système de stockage thermique. Durant la phase de production, l'air est chauffé par un récupérateur et détendu dans la turbine haute pression avant d'être préchauffé par un récupérateur de la chaleur résiduelle contenue dans les gaz d'échappement d'une turbine à combustion (TAC). L'air est ensuite chauffé à 800°C dans une

chambre de combustion et détendu finalement dans la turbine basse pression. Le taux de détente de la turbine haute pression est égal à 7,5 et celui de la turbine basse pression à 12 (données fournisseurs).

Le rendement net de ce cycle est de 63.5% et la densité énergétique est de 23,32 kWh/m³. Le rendement élevé est dû à la récupération de l'énergie thermique gratuite contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz. Cependant, ce cycle n'est pas un cycle adiabatique, il renferme un brûleur à gaz et nécessite la présence d'une source chaude gratuite (TAC, group diesel...).

Le pincement du récupérateur est pris égal à 10°C. Le rendement diminue de 1% à chaque augmentation de 10°C du pincement.

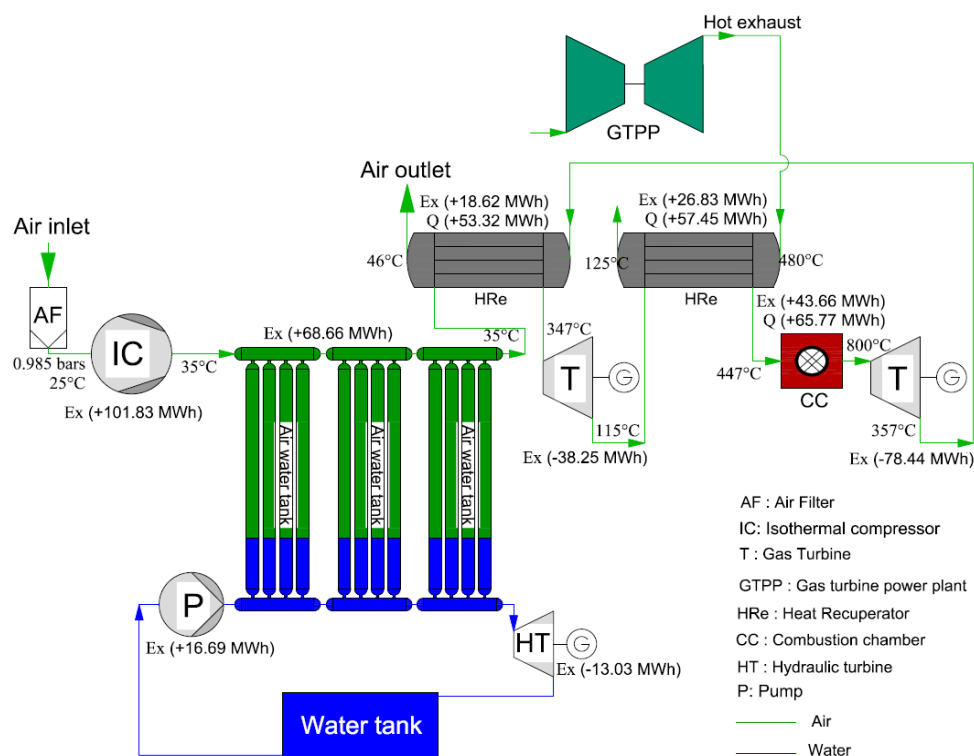


Fig. 48. Cycle de stockage I-CAES_1CC_TAC combiné avec un TAC

2. Cycle I-CAES_TAC

Soit le cycle de la Fig. 49, l'air est chauffé durant la phase de production à travers des récupérateurs de chaleur en profitant de la chaleur résiduelle dans les gaz d'échappement d'une turbine à combustion. Ce cycle donne un rendement de 98,7% et une densité énergétique de 20,53 kWh/m³. Cependant, il faut avoir une quantité de fumée suffisante pour que ce cycle soit réalisable.

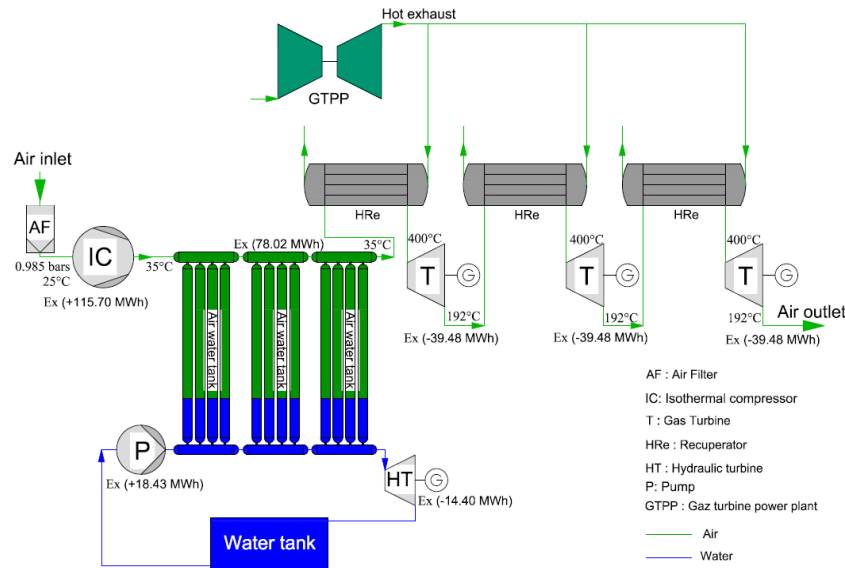


Fig. 49. Cycle I-CAES_TAC combiné avec un TAC

2.6.5 Synthèse des architectures de stockage

Le diagramme de la Fig. 50 présente le rendement net et la densité énergétique des cycles de stockage adiabatiques, comprenant des chambres de combustion et combinés avec une turbine à combustion.

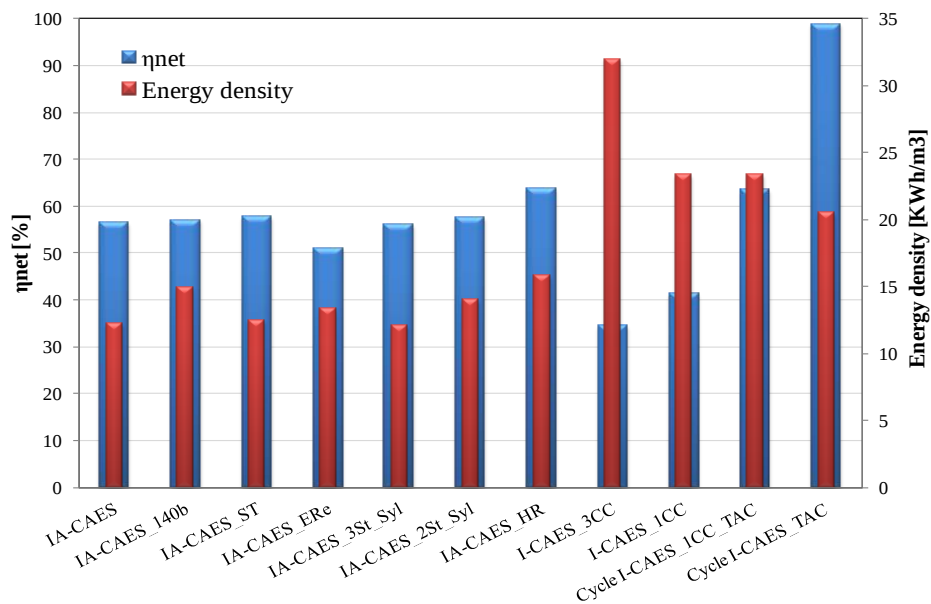


Fig. 50. Synthèse des cycles de stockage, rendement et densité énergétique

Le rendement et la densité énergétique du cycle IA-CAES_HR sont les plus élevés parmi les cycles adiabatiques. Par contre, le régénérateur thermique en acier coûte très cher et sa décomposition supplémentaire en plusieurs sous-étages isolés, afin d'alléger l'effet d'homogénéisation de la température durant les phases d'arrêt, augmente considérablement le coût d'investissement et la complexité du cycle de stockage. L'utilisation de la céramique pour stocker la chaleur permet de surmonter ce problème car elle possède une faible conductivité thermique. En revanche, les régénérateurs en acier et en céramique sont des technologies toujours non matures.

Le cycle ayant la densité énergétique la plus élevée est celui avec une pression de stockage de 140 bars (14,93 kWh/m³). Ce cas doit être rejeté pour les raisons mentionnées dans le paragraphe 1.5.2.

Le cycle IA-CAES_ST a le deuxième meilleur rendement parmi les cycles adiabatiques (57,6%). Bien que le soutirage au niveau des refroidisseurs améliore le rendement, il impose des complexités supplémentaires et un coût d'investissement additionnel.

L'utilisation des résistances électriques pour chauffer l'eau comme dans le cycle IA-CAES_ERe cause une diminution importante du rendement car les résistances électriques transforment l'électricité, qui est de l'exergie pure, en énergie thermique.

Le cycle IA-CAES_2St_Syl utilisant le Syltherm 800 comme fluide de stockage thermique présente les troisièmes meilleurs rendement et densité énergétique. Ce cycle est composé de deux étages de compression et de deux étages de détente ce qui permet de réduire la complexité et le coût d'investissement du système de stockage par rapport à un cycle de trois étages. Par contre, le Syltherm 800 n'est pas gratuit comme l'eau et n'est pas un fluide écologique. C'est une huile synthétique dont l'utilisation nécessite des précautions spécifiques.

Concernant les cycles diabatiques, le cycle I-CAES_3CC a un rendement inférieur de 37,6% et une densité énergétique 2,62 fois supérieure à ceux du cycle IA-CAES. Ce cycle de stockage, ayant la densité énergétique maximale, n'est pas un cycle adiabatique et ne constitue pas une solution écologique car l'utilisation des chambres de combustion entraîne l'émission de gaz polluants. De plus, ce cycle offre un faible rendement net.

La récupération de la chaleur des fumées d'une turbine à combustion ou des groupes diesel permet d'améliorer largement le rendement du cycle CAES car ces fumées constituent une source de chaleur gratuite. Un rendement de 98,7% peut être atteint à condition que la quantité des fumées soit suffisante. Par conséquent, la réalisation de ce cycle est conditionnée par l'existence de sources de chaleur gratuite.

En conclusion, le cycle IA-CAES est le cycle de stockage le plus adapté. Cette solution est constituée des éléments (air, acier et eau) ayant un faible impact environnemental et sans émission de gaz à effet de serre car le système est adiabatique. En outre, elle ne nécessite pas de source de chaleur comme une turbine à combustion. Pour ces motifs, cette solution est retenue pour être étudiée avec plus de détails à travers un modèle dynamique dans le chapitre suivant. Pourtant, une étude exergoéconomique doit être réalisée avant l'étude dynamique afin d'optimiser les paramètres de fonctionnement du cycle de stockage retenu en se basant sur des formules économiques empiriques enchaînées par les puissances exergétiques.

2.7 Analyse exergoéconomique

2.7.1 Introduction

L'analyse exergétique, bien qu'elle tienne compte de la quantité et de la qualité de l'énergie et de l'environnement physique avec lequel le système de stockage interagit, ne tient pas compte de l'environnement économique. Pour cette raison, un modèle exergoéconomique du cycle de

stockage IA-CAES est développé dans cette section. L'analyse de sensibilité réalisée dans la section précédente était une analyse locale car la sensibilité de chaque paramètre du cycle de stockage varie avec la variation des autres paramètres. De ce fait, le modèle exergoéconomique est connecté avec OmOptim, un logiciel basé sur un algorithme génétique, dans le but d'optimiser le cycle de stockage et réaliser une analyse de sensibilité globale en faisant varier tous les paramètres ensembles.

L'analyse exergoéconomique d'un système est basée sur une combinaison entre l'analyse exergetique du système considéré et l'étude économique représentée par les prix du capital investi et des matières premières [DOB14]. Cette analyse permet ainsi d'attribuer un coût à chaque destruction d'exergie et d'évaluer le prix des irréversibilités qui se produisent à l'intérieur du système [DOB06]. Une fonction objective est ensuite fixée et optimisée dans le but de minimiser les pertes du système en interaction avec son environnement physique et économique et de trouver par la suite des moyens pour améliorer la rentabilité de ce dernier. Les coûts associés à chaque flux d'exergie dans un système thermodynamique sont calculés à l'aide d'une équation de bilan monétaire de chaque composant du système et des équations auxiliaires du coût. En effet, l'équation de bilan du coût n'est pas suffisante pour calculer le prix des flux d'exergie sortant d'un composant lorsque le nombre de ces derniers est supérieur à un, en admettant que les prix des flux entrants soient connus. De là, des équations auxiliaires sont développées et dont leur nombre est égal au nombre des flux sortant moins un [LAZ06].

Le développement de l'étude thermo-économique dans l'analyse, le design et l'optimisation d'un système thermique a commencé effectivement dans les années 1980 [ABU09]. Durant cette décennie, l'intérêt de l'analyse exergoéconomique a augmenté considérablement. Dans les années 1990, la contribution majeure pour standardiser l'étude thermo-économique a été réalisée et à ce moment-là Tsatsaronis a proposé le terme exergoéconomique comme un part de la thermo-économie [ABU09]. Le problème de la turbine à gaz à cycle combiné a été l'exemple le plus important mentionné dans la littérature, l'objectif était de montrer l'application de la méthodologie, les conceptions utilisées et les résultats obtenus pour un problème simple [VAL94]. Ensuite, plusieurs études ont été menées pour optimiser des systèmes thermiques en se basant sur une analyse exergoéconomique. S.M. Kim et al. [KIM97] ont proposé une méthode d'analyse exergoéconomique en décomposant l'exergie d'un flux de matière en exergie thermique, mécanique et chimique et en flux d'entropie produite. La méthode proposée a été appliquée à une installation de cogénération à turbine à gaz ayant une capacité de 1000 kW. Elle a permis d'optimiser le fonctionnement du système de cogénération. Cammarata et al. [CAM98] ont formulé une fonction objective en utilisant les concepts exergoéconomiques pour optimiser un réseau de chauffage urbain. La fonction objective a été minimisée à l'aide d'un algorithme génétique. Pourtant, la majorité des méthodes conventionnelles d'optimisation exergoéconomique sont des méthodes itératives et nécessitent l'interprétation du concepteur à chaque itération. Pour cette raison, P.K. Sahoo [SAH07] a proposé une programmation évolutive pour optimiser exergo-économiquement un système de cogénération de 50 MW de capacité. Les résultats ont montré une économie de 9,9 % au niveau du coût des produits. N. Shokati et al. [SHO14] ont réalisé une analyse exergoéconomique comparative pour un système de récupération de la chaleur résiduelle d'un

réacteur d'une turbine à hélium modulaire en utilisant plusieurs configurations des cycles de Rankine organique pour générer de l'électricité. L'analyse exergoéconomique a été achevée par l'approche des coûts des exergies spécifiques (SPECO : specific exergy costing). A. Abusoglu et al. [ABS09] ont effectué une analyse exergoéconomique d'un moteur de cogénération diesel afin d'optimiser les paramètres de fonctionnement du système considéré et le rendre plus rentable. L'analyse exergoéconomique a été réalisée par la méthode SPECO. A. Baghernejad et al. [BAG11] ont appliqué les concepts thermo-économiques pour optimiser un système de cycle combiné solaire intégré (ISCCS) en utilisant un algorithme génétique. Le but de l'analyse exergoéconomique a été de minimiser une fonction objective intégrant les coûts d'investissement et les coûts des destructions exergétiques. La fonction objective a été réduite de 11 % après l'optimisation.

Les méthodologies exergoéconomiques développées durant les 25 dernières années sont [SAH07] :

- La méthode d'évaluation et d'optimisation thermo-économique - une méthode de comptabilisation des coûts utilisant l'approche du coût moyen.
- L'application de la théorie du coût exergétique - une méthode de comptabilisation des coûts utilisant l'approche du coût moyen.
- La méthode d'analyse fonctionnelle thermo-économique – une méthode d'optimisation qui emploie le coût marginal.
- La méthode d'analyse d'ingénierie fonctionnelle.

Ces méthodes peuvent être divisées en deux groupes principaux, la méthode de comptabilisation des coûts qui utilise les coûts moyens et la méthode d'optimisation qui utilise le coût marginal pour minimiser le coût des produits d'un système. Toutes ces méthodes sont basées sur un modèle exergoéconomique. Lazzaretto et Tsatsaronis [LAZ01] ont montré que le coût calculé par les différentes approches exergoéconomiques est le même étant donné que les définitions du combustible et du produit sont les mêmes. Ils ont démontré, en outre, que l'approche SPECO est suffisante et résume toutes les approches précédentes. Elle permet de définir le combustible et le produit de chaque composant, et par la suite les équations auxiliaires utilisées pour calculer soit les coûts moyens soit les coûts moyens locaux [LAZ06].

Cette section va donc développer la méthode SPECO appliquée au système de stockage IA-CAES afin d'optimiser les paramètres de fonctionnement de ce dernier. Ensuite, le modèle exergoéconomique va être connecté à un algorithme génétique afin d'optimiser une fonction objective du système de stockage. Dans ce but, il faut définir d'abord le combustible et le produit de chaque composant avant de lancer la réalisation du modèle exergoéconomique.

2.7.2 Principes du combustible et du produit

Avant de définir le combustible et le produit, une décision au niveau de l'utilisation de l'exergie totale ou les formes séparées de l'exergie d'un flux de matière (mécanique, thermique et chimique) doit être prise. Dans le système de stockage IA-CAES, il n'y a pas de réaction chimique et par conséquent l'exergie totale n'est que l'exergie physique (mécanique

et thermique). La séparation de l'exergie physique en exergies mécanique et thermique, dans un système où les pertes de pression ne sont pas négligeables, permet d'améliorer l'efficacité de calcul [LAZ06]. De plus, le système de stockage considéré est une combinaison de deux systèmes de stockage d'énergie potentielle (air et eau comprimé) et d'énergie thermique (eau chaude), l'emploi des formes séparées de l'exergie physique aboutit à déterminer les flux des coûts de chaque forme d'énergie à part.

Ainsi, les exergies mécanique et thermique sont déterminées par les équations (51) et (52) respectivement [MAR12].

$$Ex^T(T, p) = h(T, p) - h(T_a, p) - T_a (s(T, p) - s(T_a, p)) \quad (51)$$

$$Ex^P(T, p) = h(T_a, p) - h(T_a, p_a) - T_a (s(T_a, p) - s(T_a, p_a)) \quad (52)$$

Où "T" désigne thermique et "P" désigne potentielle.

Le produit est défini comme la somme des exergies considérées à la sortie (incluant les exergies générées par le composant) plus les augmentations des exergies entre l'entrée et la sortie qui sont en accord avec le but du composant.

Le combustible est défini comme la somme des exergies considérées à l'entrée (incluant les exergies fournies au composant) plus les diminutions des exergies entre l'entrée et la sortie, qui sont en accord avec le but du composant, moins celles qui ne sont pas en accord avec le but du composant.

En se basant sur ces 2 définitions, le Tableau 5 définit le produit et le combustible de chaque composant du cycle IA-CAES. A noter que la variation d'exergie thermique de l'eau est négligée à cause de la faible variation de la température d'eau au cours du processus de compression ou de détente.

Tableau 5 : Combustible et produit de chaque composant du cycle IA-CAES

Composant	Combustible	Produit
Compresseur	P_{elec}	$(Ex_{out}^T - Ex_{in}^T) + (Ex_{out}^P - Ex_{in}^P)$
Turbine à gaz	$(Ex_{in}^T - Ex_{out}^T) + (Ex_{in}^P - Ex_{out}^P)$	P_{elec}
Pompe	P_{elec}	$Ex_{out}^P - Ex_{in}^P$
Turbine hydraulique	$Ex_{in}^P - Ex_{out}^P$	P_{elec}
Refroidisseur	$(Ex_{in}^T - Ex_{out}^T)_{air} + (Ex_{in}^P - Ex_{out}^P)_{air} + (Ex_{in}^P - Ex_{out}^P)_{eau}$	$(Ex_{out}^T - Ex_{in}^T)_{eau}$
Réchauffeur	$(Ex_{in}^T - Ex_{out}^T)_{eau} + (Ex_{in}^P - Ex_{out}^P)_{eau} + (Ex_{in}^P - Ex_{out}^P)_{air}$	$(Ex_{out}^T - Ex_{in}^T)_{air}$
Réservoirs air/eau	$(Ex_{in}^P - Ex_{out}^P)_{eau} + (Ex_{in}^P)_{air} + (Ex_{in}^T - Ex_{out}^T)_{air}$	$(Ex_{out}^P)_{air}$
Réservoirs eau chaude	$(\sum Ex_{in}^P - \sum Ex_{out}^P) + \sum Ex_{in}^T$	$\sum Ex_{out}^T$

L'équation de bilan monétaire de chaque composant du système de stockage et les équations auxiliaires correspondantes sont déterminées dans la section suivante en utilisant l'approche SPECO.

2.7.3 Méthode SPECO

2.7.3.1 Définition

La Fig. 51 présente un exemple d'un composant quelconque d'un système thermodynamique. Ce dernier est alimenté par une source de chaleur q et fournit une puissance P .

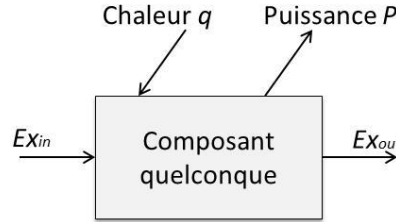


Fig. 51. Bilan exergétique d'un composant quelconque

Les flux de coût du composant de la Fig. 51 sont définis par [LAZ06]:

$$\dot{C}_{in} = c_{u,in} Ex_{in} = c_{u,in} \dot{m}_{in} ex_{in} \quad (53)$$

$$\dot{C}_{out} = c_{u,out} Ex_{out} = c_{u,out} \dot{m}_{out} ex_{out} \quad (54)$$

$$\dot{C}_P = c_{u,P} P \quad (55)$$

$$\dot{C}_q = c_{u,q} Ex_q \quad (56)$$

Où " c_u " désigne le coût moyen par unité d'exergie et " $\dot{C}$ " est le flux du coût associé au flux d'exergie correspondant (coût par unité de temps).

L'équation du bilan monétaire du composant de la Fig. 51 est donnée par l'équation (57). La somme des coûts unitaires associés à tous les flux d'exergie sortants est égale à la somme des coûts associés à tous les flux d'exergie entrants plus le coût des charges appropriées.

$$\sum_{out} \dot{C}_{out} + \dot{C}_P = \dot{C}_q + \sum_{in} \dot{C}_{in} + \dot{Z} \quad (57)$$

Les charges appropriées ($\dot{Z}$) représentent le coût du capital investi et les frais d'exploitation et d'entretien du composant correspondant par unité de temps. Ce terme représente la somme d'argent à rembourser à la banque (par unité de temps) pendant les y années de vie économique de l'équipement et est appelé coût d'amortissement par unité de temps du capital investi pour l'achat d'un équipement. Il est calculé par la relation suivante [SHO14, MOH13] :

$$\dot{Z} = Z * CRF * \phi / (3600 * N_h) \quad (58)$$

Où " Z " est le coût d'achat de l'équipement au moment présent, " CRF " (capital recovery factor) est le facteur de récupération du capital investi, " Φ " est le facteur qui tient compte du coût de maintenance ($\Phi=1.06$) et " N_h " est le nombre d'heures de fonctionnement du système par an. Le terme " CRF " est calculé par la relation suivante [SHO14] :

$$CFR = \frac{In(1+In)^y}{(1+In)^y - 1} \quad (59)$$

Où " In " est l'intérêt demandé par la banque (supposé être égal à 10%).

Pour un composant ayant N_e flux d'exergie sortants, l'équation du bilan monétaire n'est pas suffisante pour déterminer les coûts exergetiques de tous les flux d'exergie sortant. Par conséquent, $N_e - 1$ équations auxiliaires sont requises. D'où l'importance de l'approche SPECO considérée, car elle permet de déterminer les équations auxiliaires en utilisant les principes du combustible et du produit.

Le principe du combustible (principe F) annonce que les coûts moyens par unité d'exergie à l'entrée et à la sortie sont égaux pour un flux d'exergie considéré comme un combustible. Par contre, le principe du produit (principe P) annonce que chaque unité d'exergie, fournie à n'importe quel flux d'exergie associé avec les produits, a le même coût moyen. Ainsi, les principes F et P permettent de déterminer les équations auxiliaires nécessaires pour le calcul de tous les coûts exergetiques.

L'équation de bilan monétaire de chaque composant du cycle IA-CAES et les équations auxiliaires correspondantes sont développées ci-après.

2.7.3.2 Capital investi

D'abord, il faut déterminer le coût d'achat Z (en €) de chaque composant du système de stockage IA-CAES. D'après [SHO14] et [VAL94], les équations des coûts Z sont données par le Tableau 6.

L'équation (63) de la turbine hydraulique est inspirée de celle de la turbine à air. Par contre, le terme exponentiel est annulé car la détente de l'eau s'effectue avec une faible variation de sa température. En outre, le rendement hydraulique maximal de la turbine est supposé égal à 94%.

Tableau 6 : Equations pour calculer les coûts d'achat des composants du système IA-CAES

Compresseur	$Z_C = \frac{C_1 \dot{m}_{air}}{0.9 - \eta_{ise}} \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) \ln \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)$	(60)
Turbine à gaz	$Z_{GT} = \frac{C_2 \dot{m}_{air}}{0.92 - \eta_{ise}} \ln \left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right) (1 + \exp(0.036T_{in} - 54.4))$	(61)
Pompe	$Z_P = C_3 * P_{elec}^{0.71}$	(62)
Turbine hydraulique	$Z_{HT} = \frac{C_4 \dot{m}_{eau}}{0.94 - \eta_{hyd}} \ln \left(\frac{P_{in}}{P_{out}} \right)$	(63)
Echangeur de chaleur	$Z_{HE} = C_5 * A^{0.78}$	(64)

Où "A" est la surface d'échange thermique.

Les constantes des équations du Tableau 6 sont déterminées par le Tableau 7. Elles sont calculées en se servant des données réelles fournies par les fournisseurs, les coûts d'achat des composants sont donnés par Siemens, Mecamidi, Calorifer et Fives pour des caractéristiques fixes de ces composants. Ces points fixes sont donc utilisés pour déterminer les constantes des équations correspondantes.

Concernant les coûts d'achat des réservoirs de stockage d'air sous pression et d'eau chaude, ils sont calculés en fonction de la masse de ces réservoirs en se basant sur un calcul de

résistance des matériaux. Les coûts d'achat de ces réservoirs ne dépendent que du volume et de la pression de stockage, ils sont déterminés dans l'Annexe A.

Tableau 7 : Constantes utilisées dans les équations du Tableau 6 pour déterminer les coûts d'achat

Compresseur	$C_1 = 218$		
Turbine à gaz	$C_2 = 896$		
Pompe	$C_3 = 50$		
Turbine hydraulique	$C_4 = 13.5$		
Refroidisseurs	$C_5^{BP} = 1242$	$C_5^{MP} = 1216$	$C_5^{HP} = 584$
Réchauffeurs	$C_5^{BP} = 1495$	$C_5^{MP} = 980$	$C_5^{HP} = 413$

Le calcul du coût d'achat Z amène à calculer le coût d'amortissement par unité de temps du capital investi $\dot{Z}$ selon l'équation (58). Les modèles économiques de chaque composant du système de stockage sont développés ci-après.

2.7.3.3 Modèles économiques

Les équations de bilan monétaire et les équations auxiliaires de chaque composant du système IA-CAES sont déterminées en utilisant la méthode SPECO comme suit.

- Compresseur

$$\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P + \dot{C}_P + \dot{Z}_C = \dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P \quad (65)$$

L'air est le produit dans ce cas. Selon le principe P, l'équation auxiliaire sera :

$$\frac{\dot{C}_{out}^T - \dot{C}_{in}^T}{Ex_{out}^T - Ex_{in}^T} = \frac{\dot{C}_{out}^P - \dot{C}_{in}^P}{Ex_{out}^P - Ex_{in}^P} \quad (66)$$

- Turbine à gaz

$$\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P + \dot{Z}_{GT} = \dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P + \dot{C}_P \quad (67)$$

L'air est le combustible dans le cas de la turbine. Le principe F permet de donner comme équations auxiliaires :

$$C_{u,in}^T = C_{u,out}^T \quad (68)$$

$$C_{u,in}^P = C_{u,out}^P \quad (69)$$

- Pompe

La pompe a les mêmes équations que le compresseur. Par contre, le coût de la partie thermique (exergie thermique) est négligeable dans ce cas vu que la variation de l'exergie thermique est négligeable.

- Turbine hydraulique

La turbine hydraulique a les mêmes équations que la turbine à gaz sauf que l'exergie thermique est négligeable dans ce composant.

- Refroidisseur

$$\left(\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P \right)_{air} + \left(\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P \right)_{water} + \dot{Z}_{HE} = \left(\dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P \right)_{air} + \left(\dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P \right)_{water} \quad (70)$$

L'air est le combustible dans les refroidisseurs et l'eau chaude est le produit (partie thermique uniquement). Les équations auxiliaires sont (principe F) :

$$(c_{u,in}^T)_{air} = (c_{u,out}^T)_{air} \quad (71)$$

$$(c_{u,in}^P)_{air} = (c_{u,out}^P)_{air} \quad (72)$$

$$(c_{u,in}^P)_{water} = (c_{u,out}^P)_{water} \quad (73)$$

- Réchauffeur

Le réchauffeur a la même équation de bilan monétaire que le refroidisseur. Par contre, l'eau chaude est le combustible dans ce cas et l'air est le produit (partie thermique uniquement). Par suite, les équations (72) et (73) demeurent les mêmes et l'équation (71) devient :

$$(c_{u,in}^T)_{water} = (c_{u,out}^T)_{water} \quad (74)$$

- Réservoirs de stockage air/eau

$$\frac{\dot{m}_{out}}{\dot{m}_{in}} * \left((\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P)_{air} + (\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P)_{water} \right) + \dot{Z}_{AWT} = (\dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P)_{air} + (\dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P)_{water} \quad (75)$$

Les valeurs d'entrée d'air et d'eau doivent être multipliées par le rapport des débits d'air pour qu'elles soient équivalentes à celles de sortie. L'exergie thermique de l'eau est négligeable et cette dernière est supposée être le combustible dans ces réservoirs parce que le but de l'utilisation de l'eau est de délivrer de l'air comprimé à pression fixe. Les équations auxiliaires nécessaires seront donc :

$$(c_{u,in}^P)_{water} = (c_{u,out}^P)_{water} \quad (76)$$

$$(c_{u,in}^T)_{air} = (c_{u,out}^T)_{air} \quad (77)$$

- Réservoirs d'eau chaude

$$\frac{\dot{m}_{out}}{\dot{m}_{in}} * \sum_{in} (\dot{C}_{in}^T + \dot{C}_{in}^P)_{water} + \dot{Z}_{HWT} = \sum_{out} (\dot{C}_{out}^T + \dot{C}_{out}^P)_{water} \quad (78)$$

Les coûts moyens par unité d'exergie, thermique et mécanique (c_u^T et c_u^P), de toutes les sorties d'eau sont égaux respectivement. En outre, le coût moyen par unité d'exergie mécanique à la sortie correspond au moyen des coûts par unité d'exergie mécanique à l'entrée.

Il reste à noter que le coût, par unité d'exergie, du combustible de la pompe qui sert à réguler la pression de stockage est considéré comme la moyenne arithmétique des coûts de l'électricité produite par les turbines :

$$c_{u,p}^{Pump} = \frac{\sum_i c_{u,p}^{Turbines}}{3} \quad (79)$$

Le modèle économique global est connecté avec OmOptim, un optimiseur basé sur un algorithme génétique, afin de minimiser la fonction objective définie par l'équation (80) [VAL94, ABS09]. Cette fonction présente la somme des coûts de l'électricité consommée (combustible) et du capital investi, des frais d'exploitation et d'entretien du cycle de stockage (CAPEX+OPEX), elle tient compte donc de l'efficacité du système et du coût d'investissement des composants. Le but de choisir cette fonction objective est de minimiser

le coût de l'électricité produite par les turbines durant la phase de production. Les paramètres du problème d'optimisation sont le rendement isentropique des compresseurs et des turbines à air, le rendement hydraulique de la pompe et de la turbine hydraulique et le pincement des échangeurs de chaleur.

$$ObjectiveFunction = (c_{u,F})_{Compressors} * \left((P_{elec})_{Compressors} - ((P_{elec})_{HydraulicTurbine}) \right) + \sum_k \dot{Z}_k \quad (80)$$

Où " $c_{u,F}$ " présente ici le prix de l'électricité consommée par unité d'exergie au moment du stockage et " k " désigne les composants du système de stockage.

2.7.3.4 Résultats et discussion

La valeur de la fonction objective, pour le cas de base, est de 3,5 €/s. Cette valeur est obtenue pour une durée de vie économique du projet de 20 ans, une durée de fonctionnement de 6205 heures/an (17h/jours) et pour un coût de l'électricité (coût du combustible) égal à 0,1114 €/kWh (EDF France). L'état de l'environnement de référence est de 25°C et de 1.01325 bars. Afin de lancer l'optimisation, les plages admissibles des paramètres d'optimisation doivent d'abord être fixées. La plage du rendement isentropique du compresseur est fixée entre 75% et 90% et de celle de la turbine entre 75% et 92%, celle du rendement hydraulique de la pompe et de la turbine hydraulique entre 0,75% et 0,94%, et celle du pincement des échangeurs entre 5K et 20K (données issues de la littérature et des fournisseurs industriels). Le Tableau 8 illustre la comparaison des résultats d'optimisation avec le cas de base.

Tableau 8 : Comparaison des paramètres d'optimisation et des résultats principaux entre le cas de base et le cas optimal

	Cas de base	Cas optimal		Cas de base	Cas optimal
	$\eta_{ise} (\%)$			$\eta_{ise} (\%)$	
Compresseur LP	87	85,11	Turbine LP	87	87,98
Compresseur MP	87	84,87	Turbine MP	87	88,14
Compresseur HP	87	85,34	Turbine HP	87	87,94
	$\eta_{hyd} (\%)$			$\eta_{hyd} (\%)$	
Pompe	92	94	Turbine hydraulique	92	90,76
	Pincement (K)			Pincement (K)	
Refroidisseur LP	10	5	Réchauffeur LP	10	5
Refroidisseur MP	10	5	Réchauffeur MP	10	5
Refroidisseur HP	10	5	Réchauffeur HP	10	5
	$\eta_{net} (\%)$			(€/h)	
Rendement net	55,1	56,6	Fonction objective	12600	12128,4
	(kWh/m3)		Coût d'électricité	8398,8	8164,8
Densité énergétique	11,878	12,674	Capital investi	4201,2	3967,2

Les résultats d'optimisation montrent qu'il faut diminuer le rendement isentropique des compresseurs et augmenter celui des turbines, le pincement des échangeurs de chaleur doit être en plus réduit. Conséquemment, la fonction objective diminue de 3,7%, le coût de l'électricité consommé (combustible) de 2,8% et le coût d'investissement de 5,6%. Néanmoins, le rendement net du cycle augmente de 2,7% et la densité énergétique de 6,7%. Le but de diminuer le rendement isentropique des compresseurs et d'améliorer le pincement

des échangeurs de chaleur est d'augmenter la température d'admission d'air aux turbines et de réduire donc les pertes exergetiques qui sont les plus élevées et les plus coûteuses dans ces composants (Fig. 34 et Tableau 9). Le rendement des turbines est augmenté dans ce même but.

En conséquence, l'optimisation a abouti à augmenter le rendement du cycle de stockage alors que le coût d'investissement de ce dernier est réduit. De plus, le prix de l'électricité par unité d'exergie produite au niveau des turbines à gaz, qui était 0,3166 €/kWh en moyen, est réduite de 5,5%.

Les grandeurs exergoéconomiques du cycle de stockage avant et après l'optimisation sont présentées dans le Tableau 9. " f " est le facteur exergoéconomique, il est défini par l'équation (81). " f " est un facteur exergoéconomique important car il détermine l'importance relative du coût d'un composant ($\dot{Z}$) par rapport au coût associé à la destruction exergetique ($\dot{C}_{ex,D,k}$) dans ce composant. $\dot{C}_{ex,D,k}$ est calculé par l'équation (82) où " $c_{u,F,k}$ " représente le coût du combustible de la composante k . " $c_{u,F,k}$ " est calculé par l'équation (83).

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{ex,D,k}} \quad (81)$$

$$\dot{C}_{ex,D,k} = c_{u,F,k} \cdot \Delta EX_{D,k} \quad (82)$$

$$c_{u,F,k} = \left(\frac{\dot{C}_{out,F} - \dot{C}_{in,F}}{EX_{out,F} - EX_{in,F}} \right)_k \quad (83)$$

Tableau 9 : Comparaison des grandeurs exergoéconomiques entre le cas de base et le cas optimal

	BC*	OC**	BC	OC	BC	OC	BC	OC	BC	OC
	η_{ex} (%)		$\dot{Z}_k$ (€/h)		$\dot{C}_{ex,D,k}$ (€/h)		$\dot{Z}_k + \dot{C}_{ex,D,k}$ (€/h)		f	
Compresseur LP	88,30	87,23	159,01	92,92	367,16	390,55	526.17	483.47	0,302	0,192
Compresseur MP	88,56	87,32	156,95	87,40	366,66	393,91	523.61	481.31	0,300	0,182
Compresseur HP	88,56	87,52	156,95	96,37	366,67	382,53	523.62	478.90	0,300	0,201
Turbine LP	84,00	85,04	175,08	207,73	2356,92	2031,32	2532.00	2239.05	0,069	0,093
Turbine MP	84,00	85,18	175,08	216,11	2141,28	1828,85	2316.36	2044.96	0,076	0,106
Turbine HP	83,96	84,95	175,08	205,48	2107,08	1822,11	2282.16	2027.59	0,076	0,101
Pompe	88,40	90,30	213,07	200,40	1170.00	846,90	1383.07	1047.3	0,154	0,191
Turbine hydraulique	88,35	87,16	63,36	36,71	1199,02	1147,52	1262.38	1184.23	0,050	0,031
Refroidisseur LP	84,73	86,70	46,92	53,43	136,44	116,58	183.36	170.01	0,256	0,314
Refroidisseur MP	89,78	93,14	28,30	38,75	98,35	63,22	126.65	101.97	0,223	0,380
Refroidisseur HP	90,54	94,02	13,74	19,18	89,42	52,04	103.16	71.22	0,133	0,270
Réchauffeur LP	50,50	55,10	514,86	507,53	2671,02	2302,21	3185.88	2809.74	0,162	0,180
Réchauffeur MP	86,17	89,7	253,85	250,59	746,09	529,57	999.94	843.16	0,254	0,321
Réchauffeur HP	87,31	90,29	89,32	91,24	537,77	514,72	627.09	605.96	0,113	0,151
Réservoirs d'eau chaude	0.94	0.94	135.11	116.6	230.18	218.16	365.30	334.76	0.587	0.534
Réservoirs air/eau	100	100	1846.04	1735.17	0	0	1846.04	1735.17	1	1

*BC: cas de base, **OC: cas optimal

Le composant ayant la plus grande valeur de la somme de $\dot{Z}_k + \dot{C}_{ex,D,k}$ est le composant le plus important du point de vue exergoéconomique. Les turbines à air ont la plus grande valeur de la somme des coûts du capital investi et de la destruction exergétique. De plus, la faible valeur du facteur exergoéconomique indique que le coût de la destruction exergétique est dominant. Voilà pourquoi il faut augmenter le capital investi afin d'améliorer l'efficacité des turbines. Ainsi, l'efficacité exergétique des turbines à gaz est améliorée de 1,3 % dans le cas optimal en augmentant le capital investi de 19,8 %. Le coût de la destruction exergétique est aussi diminué en augmentant la température d'admission d'air des turbines. Par la suite, la somme de $\dot{Z}_k + \dot{C}_{ex,D,k}$ est réduite de 11,5% malgré l'augmentation du capital investi et le facteur exergoéconomique augmente de 35,4% environ.

Les réchauffeurs d'air ont la deuxième valeur la plus haute de la somme des coûts du capital investi et de la destruction d'exergie. Le coût de la destruction exergétique est dominant dans ces composants car leur facteur exergoéconomique est faible. Il faut donc améliorer le pincement en augmentant le capital investi. Le rendement exergétique est amélioré en réduisant le pincement à 5 K. Cependant, le coût d'investissement est réduit de 1% en raison de la réduction du volume des échangeurs de chaleur due à l'amélioration de l'efficacité du système. Le facteur exergoéconomique augmente de 23,4%.

Le facteur exergoéconomique des compresseurs diminue de 36% après l'optimisation. En effet, le prix d'investissement de ces derniers diminue de 41% avec la réduction de leur efficacité et le coût de la destruction exergétique augmente de 6%. La réduction du rendement isentropique des compresseurs et par conséquent de leur rendement exergétique permet d'augmenter la température de stockage thermique et ainsi l'exergie thermique emmagasinée et la densité énergétique du système de stockage.

Les facteurs exergoéconomiques de la pompe et de la turbine hydraulique diminuent de 24% et 38% respectivement en raison de la réduction de leur capacité (puissance) et par conséquent de leurs prix d'investissement. Alors que l'efficacité de la turbine diminue, celle de la pompe augmente afin d'améliorer la densité énergétique.

Concernant les refroidisseurs d'air, leur facteur exergoéconomique augmente de 57,3% du fait de l'augmentation de leur prix d'investissement de 25,2%. La réduction du pincement des échangeurs entraîne une réduction du coût de leurs pertes exergétiques de 28,5%. Dès là, la température du stockage thermique est améliorée.

En conclusion, le rendement isentropique des compresseurs est réduit et le pincement des échangeurs est amélioré dans le but d'augmenter la température de stockage d'eau chaude et de réduire alors les pertes exergétiques au niveau des turbines à air. Ainsi, le rendement et la densité énergétique du système de stockage sont améliorés. C'est pourquoi les volumes des composants du système de stockage sont réduits. En outre, la solution optimale est obtenue en privilégiant l'amélioration de l'efficacité des échangeurs parce que cette dernière est moins onéreuse que l'amélioration du rendement des machines tournantes.

Le rendement de la turbine hydraulique diminue légèrement afin de réduire le coût du système. D'autre part, les rendements des turbines à air et de la pompe sont augmentés en tenant compte de la contrainte des coûts afin d'améliorer le rendement net et surtout la densité énergétique du cycle de stockage en améliorant la puissance produite durant la phase de

production. L'amélioration de ces grandeurs permet de baisser le coût d'investissement des réservoirs de stockage air/eau, qui constitue 44% du prix d'investissement total, en plus du prix du combustible. De ce fait, le prix des réservoirs de stockage diminue de 6% et une économie de 2,8% est enregistrée au niveau de l'achat de l'électricité qui constitue 67% du coût total.

Une optimisation, dans le but de minimiser la fonction objective (CAPEX+OPEX) et maximiser le rendement net, est encore menée. Les paramètres d'optimisation (rendement isentropique des machines tournantes et pincement des échangeurs de chaleur) et leurs plages admissibles sont toujours identiques au cas précédent. Cette optimisation donne la courbe de la Fig. 52. Le premier point de la courbe, ayant la fonction objective minimale, n'est autre que le point présenté dans le Tableau 8. Le rendement augmente ensuite de façon logarithmique par rapport à la fonction objective du cycle de stockage. Une amélioration du rendement net de 56,3% à 61% entraîne une augmentation de la fonction objective de 17% alors qu'une amélioration du rendement net au-delà de 61% devient très coûteuse.

Les résultats de l'analyse de sensibilité, en fonction de la capacité de production (puissance des turbines à air – puissance de la pompe), de la température ambiante et du coût de l'électricité, sont présentés dans les Fig. 53, Fig. 54 et Fig. 55. Les paramètres d'optimisation sont identiques au cas précédent.

La Fig. 53 montre que la pente de la fonction objective, par unité d'énergie, diminue considérablement à partir d'une capacité de production de 20 MW environ. La pente diminue d'un facteur 7 au-delà de 20 MW et commence à devenir négligeable au-delà de 120 MW. Par conséquent, la capacité de production du système de stockage est privilégiée lorsqu'elle est supérieure à 20 MW pour que ce système soit plus rentable.

La Fig. 54 illustre la variation de la fonction objective, par unité de temps, et du rendement net du cycle de stockage en fonction de la température ambiante. Les pentes des courbes de la fonction objective et du rendement net augmentent considérablement au-delà d'une température ambiante de 25°C environ. La diminution de la température ambiante entraîne une augmentation de la masse volumique de l'air, une amélioration du rendement net et une diminution du volume d'air stocké. Le rendement net diminue de 3% pour une augmentation de la température de 1°C à 45°C et la fonction objective augmente de 3% environ. Il faut noter que l'augmentation rapide de la fonction objective au début (pour une température ambiante inférieure à 5°C) est due à l'augmentation rapide du prix des ballons d'eau chaude. En effet, la pression de saturation de l'eau, et ainsi la pression de stockage thermique, augmente d'une façon exponentielle avec l'accroissement de la température d'eau chaude stockée qui à son tour augmente avec l'accroissement de la température ambiante.

L'accroissement du prix de l'électricité doit être compensé par l'amélioration du rendement net du cycle de stockage malgré les coûts d'investissement supplémentaires comme c'est montré dans la Fig. 55. Si le prix de l'électricité est multiplié par 10, le rendement net augmenterait de 6% et le coût d'investissement de 1,33 fois. Selon la Fig. 56, la fonction objective augmente linéairement avec le prix de l'électricité. La pente de cette courbe est réduite par le perfectionnement de l'efficacité net du système.

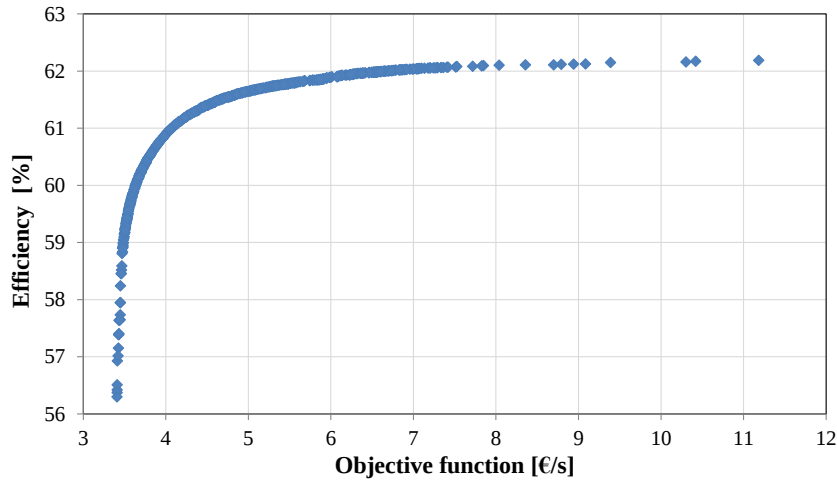


Fig. 52. Variation du rendement net en fonction de la fonction objective

Finalement, si la fonction objective serait le coût de l'électricité produite par les turbines à air, le résultat de l'optimisation donne un point optimal avec un rendement très proche de celui donné par la fonction objective (56,4 %). De plus, la différence de la fonction objective entre les 2 cas ne dépasse pas les 2,2 %. Ces résultats très proches s'interprètent par le fait que le coût de la production d'électricité durant la phase de déstockage inclut le prix de l'électricité consommée durant la phase de stockage et les coûts d'investissements. Le rapprochement entre les 2 résultats prouve la robustesse du modèle.

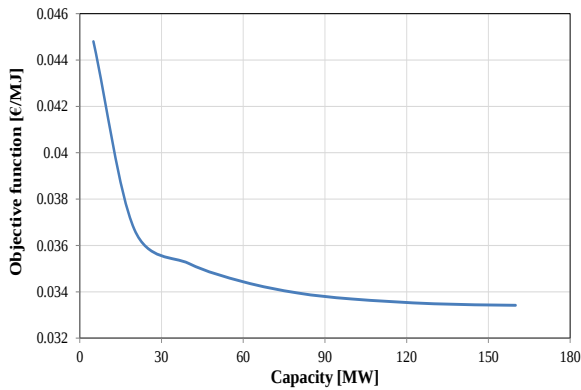


Fig. 53. Variation de la fonction objective en fonction de la capacité de production

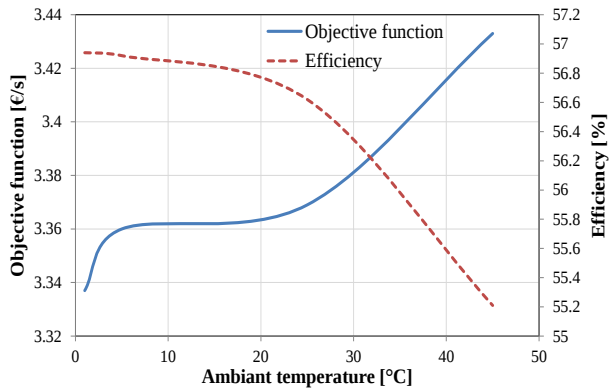


Fig. 54. Variation de la fonction objective et du rendement net en fonction de la température ambiante

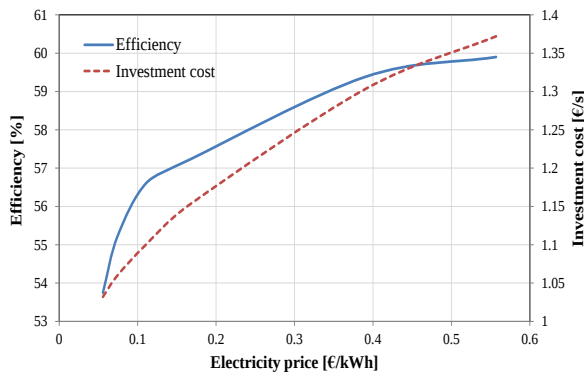


Fig. 55. Variation du rendement et du coût d'investissement en fonction du prix de l'électricité consommée

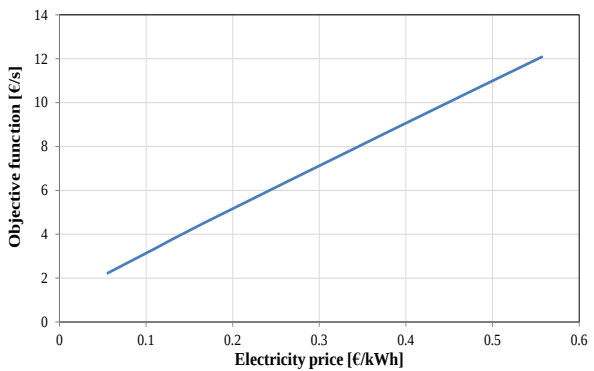


Fig. 56. Variation de la fonction objective en fonction du prix de l'électricité consommée

2.7.3.5 Conclusions sur l'analyse exergoéconomique

Un modèle exergoéconomique du cycle de stockage IA-CAES est réalisé sur Dymola et l'optimisation correspondante est achevée par OmOptim, un optimiseur basé sur un algorithme génétique.

La fonction objective à minimiser présente la somme du coût d'exploitation du système et du capital investi (CAPEX+OPEX). Les résultats de l'optimisation permettent d'économiser 3,7% sur la fonction objective et améliorer le rendement du cycle de 2,7%.

L'analyse de sensibilité globale permet de conclure qu'un cycle de stockage doit avoir une capacité minimale de 20 MW et que l'abaissement de la température ambiante a des effets positifs sur le rendement et le coût de l'électricité produite. D'autre part, l'analyse de sensibilité montre que le rendement du cycle de stockage doit être amélioré avec l'élévation du coût de l'électricité.

2.8 Conclusions

Ce chapitre décrit la modélisation thermodynamique statique, l'analyse énergétique et exergétique, et l'optimisation exergoéconomique d'un système de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe.

D'abord, plusieurs architectures de stockage d'énergie par air comprimé sont présentées dans l'objectif d'étudier toutes les possibilités d'améliorer le rendement net et la densité énergétique du cycle adiabatique de base IA-CAES. Le cycle de base a un rendement de 55,1% et une densité énergétique de 11,9 kWh/m³. L'analyse de sensibilité locale montre que le rendement global est plus sensible au rendement isentropique des turbines à air. Plusieurs architectures des cycles adiabatiques sont proposées, le stockage thermique dans le Syltherm et dans le solide comme l'acier et la céramique permet d'augmenter la température du stockage thermique et par conséquent l'exergie emmagasinée. La perte exergétique au niveau des turbines diminue avec l'augmentation de la température et ainsi le rendement augmente. Par contre, le Syltherm ne constitue pas une solution écologique et le stockage dans le solide coûte cher. L'intégration des brûleurs au niveau de la partie de déstockage permet de bien améliorer le rendement et la densité énergétique des cycles de stockage mais cette solution reste non écologique. Finalement, la valorisation de la chaleur perdue dans les fumées d'échappement d'une turbine à combustion est très bénéfique sur le rendement et la densité énergétique des cycles de stockage si le système est installé près d'une turbine à combustion.

Le cycle de base adiabatique est retenu parce qu'il reste la solution la plus écologique. Une étude exergoéconomique est menée afin d'optimiser les paramètres de fonctionnement de ce cycle de stockage tout en réduisant le coût de l'électricité produite. L'optimisation est réalisée à l'aide d'un algorithme génétique (Logiciel OmOptim). Les résultats d'optimisation permettent de réduire la fonction objective (capital investi+coût d'exploitation) de 3,7% et améliorer le rendement net à 56,6%. Le coût de l'électricité produite durant la phase de déstockage est ainsi réduit de 5,5%.

Une étude dynamique du cycle de base IA-CAES doit être réalisée dans ce qui suit pour étudier le comportement dynamique et l'influence des inerties du système de stockage sur le temps de réaction de ce système. Le modèle dynamique doit servir principalement à l'étude de la capacité du système de stockage à répondre aux réserves primaire et secondaire et à assurer alors le cahier de charge imposé par le gestionnaire du réseau.

Partie III. Modélisation dynamique, validation composant par composant

3.1 Introduction générale

Le cycle de stockage IA-CAES est retenu pour être examiné avec un modèle dynamique. Le modèle statique déjà réalisé, bien qu'il permette d'évaluer et d'optimiser la rentabilité du système IA-CAES, de comparer plusieurs architectures de stockage entre elles et d'explicitier les caractéristiques thermodynamiques de chacune de ces architectures, ne permet pas d'analyser le comportement dynamique du cycle de stockage en temps réel. En effet, cette analyse est requise afin d'étudier la capacité du système de stockage à répondre aux exigences du réseau qui sont définies par le gestionnaire du réseau comme suit (**cahier des charges**) :

- Assurance de la réserve primaire en atteignant 33 % de la puissance maximale de déstockage en 10 secondes pour contribuer à la régulation de la fréquence ;
- Modulation de la puissance de l'installation, en mode pompage ainsi qu'en mode turbinage, sur toute sa plage de fonctionnement de façon continue afin de compenser les variations de production des installations des énergies renouvelables mais avec une dynamique plus lente que celle du réglage primaire de fréquence ;
- Avoir un taux de disponibilité supérieur ou égal à 95% (surtout en production) ;
- Plage normale de fonctionnement en fréquence : entre 48 et 52 Hz (fréquence nominale 50 Hz) ;
- Pente de montée et descente en puissance : 15 à 20 MW/min.

Pour ces raisons, on a construit un modèle permettant d'examiner le comportement dynamique du système de stockage en se basant sur des données issues de la littérature et des fournisseurs. Par opposition au modèle statique, le modèle dynamique tient compte des inerties mécanique, thermique et d'écoulement du système de stockage et permet d'étudier les phases transitoires de démarrage, d'arrêt et de changement du régime de fonctionnement en plus du fonctionnement continu de l'installation. En outre, ce modèle tient compte des interactions entre les résultats des différents pas du temps et permet d'étudier l'évolution du système de stockage dans le temps. La modélisation dynamique doit permettre donc d'étudier la flexibilité du système de stockage, sa capacité à répondre aux exigences du réseau (réserves primaire et secondaire) et de connaître l'impact des transitoires sur ses performances. Le modèle dynamique sera en conséquence capable de vérifier la capacité du système à répondre au cahier des charges imposé par le gestionnaire du réseau.

Un système de contrôle est modélisé et intégré dans le modèle dynamique pour réguler la puissance produite/consommée par le cycle de stockage selon la demande, conserver la pression fixe dans les réservoirs de stockage air/eau et optimiser le fonctionnement des échangeurs de chaleur en contrôlant le débit d'eau injecté. Ce système a donc pour rôle d'optimiser le fonctionnement du cycle de stockage et de réduire au minimum le temps de réponse de ce dernier pour satisfaire la demande.

Par ailleurs, le stockage sous pression fixe génère la propagation des ondes de pression dans les canalisations hydrauliques responsables du maintien de la pression fixe et dans les réservoirs de stockage air/eau lors du contrôle de la pression de stockage par l'intermédiaire des vannes. Partant de ce fait, deux modèles dynamiques de l'écoulement hydraulique et hydraulique/pneumatique sont effectués pour visualiser le phénomène du coup de bélier dans le cycle de stockage.

A propos de la validation du modèle global du cycle IA-CAES, la stratégie adoptée est basée sur une validation modèle par modèle des éléments du cycle vu que la réalisation d'un démonstrateur de l'installation de stockage complète est très compliquée du point de vue technique et économique. Ainsi, un banc d'essai a été construit (banc NERIALIS) pour valider par des mesures expérimentales la partie de détente et les modèles dynamiques de l'échangeur de chaleur et de la turbine centrifuge. Les modèles restants sont validés par comparaison de nos résultats avec des résultats théoriques et des mesures expérimentales issus de la littérature. Ces validations ont pour rôle de donner plus de crédibilité aux modèles numériques.

Par la suite, une vue générale des modèles dynamiques répertoriés dans la littérature concernant les systèmes CAES est présentée. Ensuite, une description détaillée des modèles, accompagnée d'un état de l'art, est fournie avec les validations correspondantes.

3.2 Etude bibliographique

Plusieurs études ont été rapportées dans la littérature concernant la modélisation dynamique des systèmes de stockage CAES. M. Saadat et al. [SAA15] ont étudié la modélisation dynamique et le contrôle d'un système CAES innovant pour stocker l'énergie produite par les éoliennes sous forme d'air comprimé dans des accumulateurs hydropneumatiques sous haute pression (~200 bars). Le système est constitué par une pompe à piston, un compresseur/turbine à piston liquide et des accumulateurs hydropneumatiques. Le modèle dynamique a été réalisé en tenant compte des inerties mécaniques du système proposé et en négligeant les inerties thermiques et d'écoulement. Le système de stockage a été régulé par un contrôleur non linéaire afin d'optimiser la puissance des éoliennes, assurer la demande et maintenir la pression de stockage fixe. S.K. Khaitan et al. [KHA13] ont analysé un système CAES classique en utilisant les données de l'installation Huntorf. Le fonctionnement du système CAES typique implique l'opération de divers composants tels que le compresseur, la caverne souterraine, la turbine, la chambre de combustion et ainsi de suite. Le système considéré a été décrit à l'aide d'un modèle statique constitué par l'assemblage des modèles des composants. Par contre, le modèle de la caverne seul était dynamique. Ce dernier a permis de calculer les variations de la pression et la température de l'air stocké en fonction du temps et d'étudier ainsi la dynamique de la caverne. L. Nielsen et al. [NIE09] ont proposé un système CAES isobare adiabatique combiné avec un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC). L'air a été comprimé et emmagasiné dans une caverne souterraine où la pression est maintenue quasiment fixe grâce à une contre pression exercée par un bassin d'eau salée installé à la surface. Un modèle dynamique détaillé de la caverne a été développé et simulé. Il a permis de calculer les variations des caractéristiques thermodynamiques de l'air en fonction du temps en tenant compte des échanges thermiques avec l'eau et le milieu extérieur. E.O. Sampedro [SAM13] a examiné un système de stockage hydropneumatique utilisant une machine (pompe/turbine) rotodynamique. Un modèle dynamique a été effectué pour étudier les caractéristiques thermodynamiques et l'évolution de la diffusion de l'air dans l'eau en fonction du temps dans les réservoirs de stockage. Des modèles dynamiques ont été

également effectués pour étudier la dynamique du circuit hydraulique et de la machine rotodynamique.

Ce chapitre traite de la modélisation dynamique du système IA-CAES. Des modèles dynamiques du tube hydraulique, des réservoirs air/eau, de l'échangeur de chaleur tube/calandre, des réservoirs de stockage thermique et des machines tournantes centrifuges (compresseur, turbine à air, turbine Pelton et pompe) sont ainsi développés. Le système global est formé par l'assemblage de ces sous-systèmes et inclus un système de contrôle pour réguler et optimiser son fonctionnement. Le modèle global comprend donc les sous-modèles dynamiques des systèmes CAES, TES et PHS avec un système de contrôle. Un tel modèle global tenant compte des inerties mécanique, thermique et d'écoulement n'existe pas dans la littérature.

3.3 Modélisation dynamique

Le modèle dynamique global va représenter des scénarios réalistes de l'utilisation future de l'installation IA-CAES. Il permettra de calculer les performances d'un système dans différents scénarios d'utilisation et de construire ensuite différents modèles selon les degrés de variabilités suivants :

- Choix des différents composants de l'installation ;
- Ajustement des paramètres de conception (taille, contrôle, vitesse d'ouverture ...) ;
- Architecture globale du système ;
- Définition des scénarios de fonctionnement et de standby ;
- Capacité du système de stockage à répondre aux exigences du réseau et au cahier des charges des installations de stockage.

La stratégie de modélisation adoptée consiste à décomposer les éléments du cycle de stockage en différents composants génériques. Pour choisir le composant, une bibliothèque de modèles génériques a été développée. Un choix d'architecture et de paramètres permettront de définir un ou plusieurs modèles spécifiques. Par exemple, la décomposition de la turbine hydraulique s'effectue selon les sous-systèmes suivants (voir Fig. 57):

- Un système de contrôle permettant de contrôler le débit durant le démarrage, l'arrêt et le fonctionnement courant ;
- Un transformateur hydraulique - mécanique dont l'objectif est de transformer l'énergie hydraulique au niveau des aubages et de la roue en énergie mécanique sur l'arbre de la turbine ;
- Une roue ;
- Une génératrice ; et
- Une boîte de vitesse.

Les temps de transition les plus courts dans le cycle de stockage correspondent aux inerties d'écoulement dans les circuits hydrauliques de contrôle de la pression de stockage et dans les réservoirs air/eau, ils sont de l'ordre de quelques secondes. Les temps de transition dus aux inerties mécanique et thermique sont de l'ordre de quelques minutes. Deux modèles dynamiques sont donc développés, un modèle pour étudier les phases transitoires

d'écoulement et un modèle pour examiner les phases transitoires qui restent. La fusion de ces deux modèles n'affecte pas les résultats finaux puisque les durées des phénomènes transitoires de ces deux modèles sont de différents ordres de grandeur.

Dans cet ordre d'idées, les notions de la thermodynamique et la thermo-hydraulique (perte de charge...) sont introduits dans les modèles des éléments du cycle de stockage afin de calculer les propriétés thermo-physiques des fluides circulant dans le système. Ensuite, les notions de la mécanique (coup de bélier, torsion, flexion...) et la thermomécanique (dilatation différentielle ...) sont introduit dans le but de calculer la capacité de l'installation de stockage à répondre à la réserve primaire.

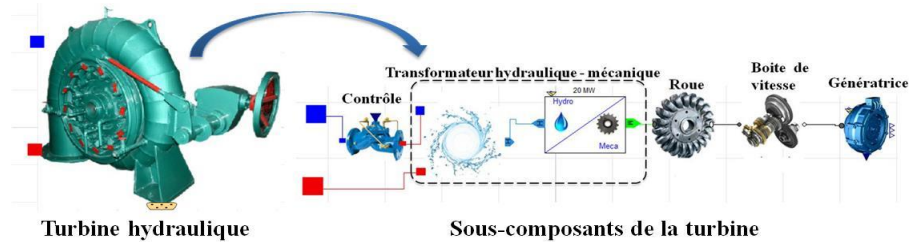


Fig. 57. Décomposition du modèle de la turbine hydraulique

3.3.1 Ecoulement dynamique

La pression est conservée fixe dans les réservoirs de stockage d'énergie potentielle grâce à une contre pression exercée par l'eau. Le contrôle de la pression avec les vannes d'alimentation des réservoirs air/eau provoque l'apparition du phénomène du coup de bélier dans les canalisations et les réservoirs de stockage hydropneumatique d'où l'importance de sa prise en compte. C'est un phénomène de surpression qui survient lors des variations brusques du régime d'écoulement d'un fluide à l'intérieur d'une conduite, et surtout d'un liquide. Ce phénomène entraîne une variation instantanée de la pression qui peut atteindre des valeurs excessives et par conséquent détruire les canalisations. Des mesures de sécurité doivent être donc prises en compte en cas de besoin. Le problème du coup de bélier apparaît souvent lors de la fermeture ou l'ouverture brusque d'une vanne ou une modification de sa position, lors du démarrage ou de l'arrêt d'une installation hydraulique, une panne d'alimentation d'énergie et des opérations incontrôlées [GHI05].

Dans ce but, deux modèles dynamiques d'écoulement hydraulique et d'écoulement hydraulique/pneumatique sont effectués afin d'évaluer les oscillations de la pression dans le cycle de stockage durant les phases transitoires.

3.3.1.1 Ecoulement hydraulique

3.3.1.1.1 Etat de l'art

Le contrôle de la pression dans les réservoirs de stockage est opéré par des circuits hydrauliques. L'évaluation de la surpression, qui se produit lors de la fermeture et l'ouverture rapide des vannes, doit être examinée pour dimensionner les tubes et prendre les mesures nécessaires afin d'éviter l'endommagement des circuits hydrauliques. Diverses études ont été rapportées dans la littérature pour examiner le phénomène du coup de bélier et évaluer la surpression résultante dans les circuits hydrauliques.

A.R. Lohrasbi et al. [LOH08] ont développé un modèle numérique du coup de bélier en utilisant la méthode des caractéristiques. Ils ont étudié l'écoulement transitoire dans un circuit

hydraulique constitué par 2 réservoirs, une pompe et une vanne et ont montré la fiabilité de la méthode des caractéristiques pour visualiser les effets du coup de bélier dans n'importe quel circuit hydraulique. E.H. Achouyab et al. [ACH11] ont réalisé un modèle numérique d'interactions fluide-structure pour résoudre le problème du coup de bélier. Le mouvement de la paroi de la conduite a été calculé par la méthode des éléments finis associée à l'algorithme de Newmark et l'écoulement dynamique a été calculé par la méthode des caractéristiques. Ce code a permis d'évaluer les effets secondaires d'interaction fluide-structure affectant le coup de bélier dans les conduites élastiques et viscoélastiques. Les résultats ont été validés par des mesures expérimentales. M.H. Afshar et al. [AFS08] ont résolu les équations régissant le phénomène du coup de bélier par la méthode des caractéristiques implicite qui a pour avantage de franchir les limitations de la méthode des caractéristiques explicite. Cette méthode a été ensuite comparée avec la méthode explicite et a montré son aptitude à prédire avec précision les variations de la pression et du débit dans tous les cas examinés. M. Zhao et al. [ZHA04] ont examiné deux méthodes explicites des volumes finis de premier et deuxième ordre. Ils ont constaté que la méthode des volumes finis de premier ordre et la méthode des caractéristiques ont la même précision de calcul alors que la méthode des volumes finis de second ordre a besoin de beaucoup moins de mémoire de stockage et de temps d'exécution par rapport à la méthode des volumes finis de premier ordre et la méthode des caractéristiques pour le même niveau de précision. G. Greyvenstein [GRE06] a utilisé une méthode des différences finies implicite pour résoudre le phénomène du coup de bélier. Cette méthode est basée sur l'approche de correction de pression simultanée. Elle présente les avantages d'être rapide, précise, stable et flexible.

Ainsi, les méthodes numériques utilisées souvent pour résoudre le problème du coup de bélier sont [FRE02] :

- La méthode des caractéristiques (MC);
- La méthode des différences finies (MDF);
- La méthode des éléments finis (MEF);
- La méthode spectrale (MS);
- La méthode de l'intégration selon les limites ("boundary-integral method") (MIL); et
- La méthode des volumes finis.

Parmi ces diverses méthodes, la méthode des caractéristiques est actuellement la méthode la plus utilisée pour un écoulement unidimensionnel d'un fluide incompressible en raison de sa simplicité et de ses performances supérieures par rapport aux autres méthodes [AFS08]. Elle présente les avantages d'avoir une simulation correcte d'onde avec une précision satisfaisante, une illustration simple de sa propagation et d'être facile à programmer avec une bonne efficacité de calcul. Par contre, la méthode des caractéristiques présente l'inconvénient de lier le pas d'espace au pas du temps. La méthode des différences finies est avantageuse en termes de rapidité, de convergence et de stabilité du schéma numérique mais sa programmation est compliquée surtout dans le cas des conditions aux limites complexes. Les quatre dernières méthodes ne sont pas utilisées pour un problème unidirectionnel [SCH04, CHA87, ALM92].

Dans ce qui suit, les équations d'écoulement dynamique et la méthode des caractéristiques sont présentées. Le modèle numérique est développé sur Dymola, il permet de calculer la variation de la pression et du débit à chaque nœud du tube et d'examiner la propagation des ondes de pression dans ce dernier. Une validation du modèle théorique par comparaison avec des mesures expérimentales issues de la littérature est aussi abordée.

3.3.1.1.2 Equations d'écoulement dynamique

Le phénomène du coup de bélier est calculé par les équations simplifiées de Navier-Stokes pour un écoulement monophasique unidimensionnel. Les caractéristiques du fluide incompressible sont donc supposées uniquement dépendantes du temps et de l'abscisse le long de l'axe du tube. Les équations 1D de conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide sont déterminées par les relations (84) et (85) respectivement [FRE02].

$$\frac{\partial(\rho S)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho S v)}{\partial x} = 0 \quad (84)$$

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \vec{F}_v + \text{div}(\vec{\tau}) \quad (85)$$

Dans les équations (84) et (85), "S" représente la section de la conduite, "t" est le temps, "v" est la vitesse moyenne d'écoulement, "x" est l'abscisse le long de l'axe du tube, " $\vec{F}_v$ " désigne les forces de volume et " $\vec{\tau}$ " le tenseur des contraintes. Le sens positif de "v" coïncide avec celui de "x".

Les équations (84) et (85) présentent les équations d'un écoulement unidimensionnel instationnaire d'un fluide incompressible dans un tube flexible. Soit les hypothèses suivantes :

- La vitesse d'écoulement est faible devant la vitesse du son.
- Vu que le nombre de Mach est très petit, la masse volumique du liquide en régime instationnaire est considérée dépendant du temps "t" uniquement et pas de l'abscisse "x" (les termes convectifs sont négligés, les phénomènes de transports dus au fluide en mouvement ne sont pas pris en compte parce qu'il s'agit d'un modèle uniquement propagatif).
- Les forces de volume sont réduites uniquement à l'action de la pesanteur.
- Le coefficient de frottement stationnaire est applicable aux écoulements instationnaires.
- Le mouvement et l'inertie du tube sont négligés (cas des tubes rigides fixés).

Les hypothèses mentionnées ci-dessus provoquent une légère erreur de l'ordre de 0,1% (à part celle du coefficient de frottement) [LOH08]. Par conséquent, les équations (84) et (85) aboutissent aux équations (86) et (87) de conservation de la masse et de la quantité de mouvement respectivement [BAL01].

$$c^2 \frac{\partial q_v}{\partial x} + gS \frac{\partial H}{\partial t} + gq_v \sin(\varphi) = 0 \quad (86)$$

$$\frac{\partial q_v}{\partial t} + gS \frac{\partial H}{\partial x} + R_f q_v |q_v| = 0 \quad (87)$$

Où " c " est la célérité de l'onde de pression, " q_v " est le débit volumique, " H " est la hauteur piézométrique, " φ " est l'inclinaison du tube par rapport à l'horizontal (positif si l'écoulement est descendant) et " R_f " est une caractéristique de frottement.

La hauteur piézométrique et la caractéristique de frottement sont définies par les équations (88) et (89) respectivement.

$$H = \frac{p - p_a}{\rho g} + z \quad (88)$$

$$R_f = \frac{\xi}{2D_{in}S} \quad (89)$$

Où " ξ " est le coefficient de frottement de Darcy.

Le coefficient de frottement de Darcy est calculé par [WHI79] :

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad \text{pour } Re < 2000 \text{ (écoulement laminaire)} \quad (90)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -1.8 \log_{10} \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_{in}} \right)^{1.11} \right) \quad \text{pour } Re > 2000 \text{ (écoulement turbulent)}$$

Où " ε " est la rugosité du tube et " Re " est le nombre de Reynolds défini par:

$$Re = \frac{\rho v D_{in}}{\mu} \quad (91)$$

Où " μ " est la viscosité dynamique.

A noter que pour un écoulement dynamique instationnaire, la valeur réelle de ξ peut être plusieurs dizaines de fois plus élevée que la valeur donnée par l'équation (90) [NIE04].

Le phénomène du coup de bélier génère la propagation des ondes de pression dans les canalisations avec une vitesse " c ". La vitesse des ondes de pression dépend de la géométrie du tube et des propriétés élastiques du fluide et du tube. Elle est définie par Lorenzo Allievi comme étant égale à [CHA87]:

$$c = \sqrt{\frac{G_{water}}{\rho \left[1 + \left(\frac{G_{water}}{G_{wall}} \right) \psi \right]}} \quad (92)$$

Où " G " est le module d'élasticité longitudinal et " $_{wall}$ " désigne la paroi du tube. " ψ " est un paramètre adimensionnel qui dépend des propriétés élastiques du tube. Pour un tube à paroi mince, cette constante peut être approximée par [FRE02, CHA87]:

$$\psi = \frac{D_{in}}{e} \quad (93)$$

Dans des conduites indéformables, l'équation (92) montre que la vitesse de propagation des ondes de pression est égale à la vitesse du son dans le fluide ($c^2 = G_{water}/\rho = c_{sound}^2$). Cependant, la vitesse de propagation des ondes de pression est inférieure à la vitesse du son dans les conduites déformables. Le modèle du tube est schématisé dans la Fig. 58

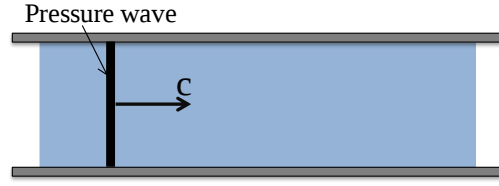


Fig. 58. Schéma descriptif pour le modèle du tube hydraulique

L'importance de la méthode des caractéristiques est de transformer les équations (86) et (87) aux dérivées partielles, qui ne peuvent pas être résolues analytiquement, en équations aux dérivées totales par rapport au temps, qui peuvent être résolues analytiquement. La méthode des caractéristiques permet donc d'aboutir aux équations suivantes [LOH08, AFS08]:

$$\frac{dq_v}{dt} + \frac{1}{c} gS \frac{dH}{dt} + R_f q_v |q_v| + \frac{1}{c} g q_v \sin(\varphi) = 0 \quad \text{if} \quad \frac{dx}{dt} = +c \quad (94)$$

$$\frac{dq_v}{dt} - \frac{1}{c} gS \frac{dH}{dt} + R_f q_v |q_v| - \frac{1}{c} g q_v \sin(\varphi) = 0 \quad \text{if} \quad \frac{dx}{dt} = -c \quad (95)$$

Les équations (94) et (95) sont valables uniquement sur les lignes $dx/dt = \pm c$ appelées lignes caractéristiques [SCH04]. Si la célérité de l'onde de pression est constante, les lignes caractéristiques seraient des droites. Sur ces lignes, les solutions de $q_v(x,t)$ et $H(x,t)$ sont calculées, elles correspondent aux tracés le long desquels les perturbations sont propagées. Les lignes caractéristiques sont représentées schématiquement aux nœuds A et B d'un tube dans la Fig. 59. Le débit et la hauteur piézométrique sont donc calculés à l'intersection de ces 2 lignes au point P. L'intégration des équations (94) et (95) sur les lignes caractéristiques entre les pas du temps t et $t+\Delta t$, représentées dans la Fig. 59, conduit ainsi à :

$$\text{Sur } C^+: q_{VP} = C_A - \frac{gS}{c} H_P ; \quad C_A = q_{VA} + \frac{gS}{c} H_A - R_f q_{VA} |q_{VA}| \Delta t - \frac{1}{c} g \sin(\varphi) q_{VA} \Delta t \quad (96)$$

$$\text{Sur } C^-: q_{VP} = C_B + \frac{gS}{c} H_P ; \quad C_B = q_{VB} - \frac{gS}{c} h_B - R_f q_{VB} |q_{VB}| \Delta t + \frac{1}{c} g \sin(\varphi) q_{VB} \Delta t \quad (97)$$

La discrétisation des équations (94) et (95) est nécessaire afin d'améliorer l'efficacité du calcul. Cette discrétisation est réalisée en respectant la condition de stabilité de Courant [WIC91], définit par l'équation (98), pour assurer la stabilité de la solution.

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} \leq \frac{1}{\max(|v| + c)} \quad (98)$$

Le modèle du tube hydraulique est développé en utilisant Dymola et sa bibliothèque de l'eau [COO07] en se basant sur la méthode des caractéristiques. Les résultats de simulation de ce modèle sont comparés dans le paragraphe suivant avec des mesures expérimentales issues de la littérature dans l'objectif de vérifier la fiabilité du modèle théorique.

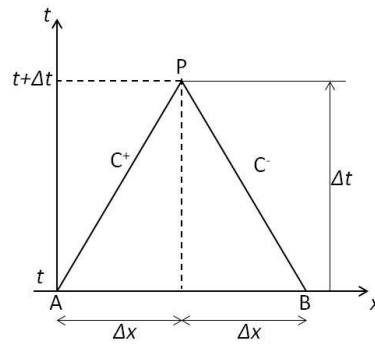


Fig. 59. Lignes caractéristiques AP et BP dans le plan x-t

3.3.1.1.3 Validation du modèle du tube hydraulique

Dans le but de valider le modèle dynamique du tube, ce dernier est comparé avec le modèle théorique et les mesures expérimentales réalisées par H. Achouyab et al. [ACH11]. Dans la perspective d'examiner le phénomène du coup de bélier, H. Achouyab a réalisé un banc d'essai formé par un tube alimenté par un réservoir et équipé d'une vanne à son autre extrémité. Les données du banc d'essai sont présentées dans le Tableau 10.

Dans un premier temps, la vanne était ouverte et un débit d'eau traversait le tube. Après un certain temps, la vanne est fermée instantanément provoquant la propagation des ondes de pression dans le tube. Les résultats sont présentés dans la Fig. 60. Ils correspondent respectivement à :

- Graphe a : mesures expérimentales d'Achouyab.
- Graphe b : résultats de simulation du modèle théorique à valider (obtenus par le modèle sur Dymola).
- Graphe c : résultats de simulation avec une déperdition énergétique égale à 10 fois la déperdition en régime statique (modèle théorique avec un coefficient de perte de charge égal à 10 fois celui du graphe b).
- Graphe d : résultats du modèle théorique d'Achouyab.

Tableau 10: Paramètres du banc d'essais

Eléments	Caractéristiques
Réservoir	Hauteur de l'eau = 0.55 m
Eau	Température: 25°C Viscosité cinématique = $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ Module d'élasticité = $2.1 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
Tuyauterie	Diamètre: 50 mm Longueur: 43.1 m Epaisseur: 4.2 mm Matériau: Polyéthylène Masse volumique: 930 kg/m^3
Durée de fermeture de la vanne	Durée = 10 ms

La comparaison entre les courbes montre que l'écart entre les deux modèles théoriques de Dymola (graphique b) et d'Achouyab (graphe d) ne dépasse pas 4 %. Par contre, l'écart du modèle théorique (graphe b) avec les mesures expérimentales (graphe a) peut atteindre 29 %. Cela est dû au fait que le coefficient de perte de charge dynamique est beaucoup plus grand

que le coefficient de perte de charge statique, il est de l'ordre de 10 fois la valeur statique [NIE04]. Le graphe c montre les résultats de simulation du modèle théorique sur Dymola avec une perte de charge égale à 10 fois la valeur statique, l'écart maximal avec les mesures expérimentales (entre les graphes a et c) ne dépasse pas 12 % dans ce cas. En conséquence, le modèle théorique est validé sur les amplitudes maximales. Pour l'objectif fixé, c'est suffisant pour la conception des circuits hydrauliques.

Le modèle théorique du tube hydraulique (sur Dymola) va être utilisé dans ce qui suit avec le coefficient de perte de charge statique car il évalue avec précision le premier pic de pression et la fréquence des ondes de pression. D'autre part, le modèle numérique permet de surévaluer les sauts de pression ultérieures. Les systèmes hydrauliques seront donc conçus avec une marge de sécurité plus grande.

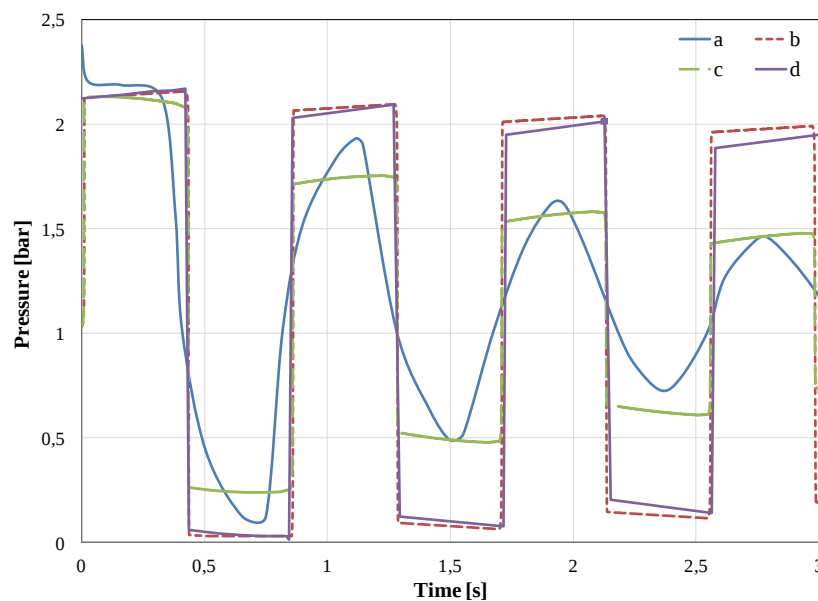


Fig. 60. Variation de la pression au niveau de la vanne lors de la fermeture instantanée de cette dernière, comparaison entre la théorie et l'expérimental

3.3.1.2 Écoulement hydropneumatique

3.3.1.2.1 Etat de l'art

La fermeture rapide des vannes entraîne la propagation des ondes de pression dans les réservoirs de stockage air/eau aussi bien que dans les circuits hydrauliques. Pour cette raison, un modèle dynamique des réservoirs de stockage est développé. De nombreux modèles dynamiques de gaz-liquide couplés ont été développés dans la littérature.

M. Epstein [EPS08] a étudié le phénomène du coup de bélier dans une conduite contenant des bulles d'air emprisonnées. Un modèle numérique a été développé en utilisant une méthode intégrale qui prend en compte le mouvement de l'interface air/eau et la compressibilité du liquide. Les résultats ont montré que la méthode intégrale est un moyen de calcul simple et efficace pour évaluer l'impact de la compressibilité du liquide sur l'amplitude du coup de bélier dans une canalisation contenant une colonne d'eau avec de nombreuses bulles d'air. C. Wang et al. [WAN15] ont utilisé la méthode implicite des différences finies de Preissmann pour calculer les écoulements transitoires dans les deux phases liquide et gaz d'une chambre d'équilibre. La méthode proposée a été comparée avec d'autres approches en considérant des

exemples simples pour vérifier la fiabilité et le niveau de précision de cette méthode. Un modèle gaz-liquide couplé est ensuite réalisé en utilisant un maillage dynamique pour calculer les fluctuations du niveau d'eau dans les systèmes hydrauliques.

Les méthodes numériques présentées dans cette section et dans la section 3.3.1.1.1 peuvent être utilisées à la fois pour résoudre les équations dynamiques du liquide et du gaz car ces équations sont similaires pour les fluides compressibles et incompressibles. Comme cela a déjà été mentionné, la méthode des caractéristiques est la plus utilisée pour un écoulement dynamique 1D d'un fluide incompressible. Pour un écoulement unidimensionnel instationnaire dans un circuit aéraulique, la méthode de Runge-Kutta du second ordre sous la forme d'un schéma de type prédicteur-correcteur est la plus rapide et satisfaisante en terme d'efficacité, elle est la méthode la plus utilisée pour l'écoulement dynamique 1D d'un fluide compressible. La méthode des caractéristiques est uniquement utilisée dans ce cas pour le calcul des conditions aux limites car elle conduit à des discontinuités lors de la formation des ondes de choc [DEM95]. En conséquence, les équations de la colonne d'eau seront résolues par la méthode des caractéristiques et celles de la colonne d'air par la méthode de Runge-Kutta.

Dans ce qui suit, une présentation des équations d'écoulement dynamique d'un gaz, de la méthode de Runge-Kutta de second ordre et de celle des caractéristiques est effectuée. Un modèle gaz-liquide couplé est ensuite développé sur Dymola et validé par comparaison avec un modèle extrait de la littérature.

3.3.1.2.2 Equations d'écoulement dynamique

L'approche unidimensionnelle de l'écoulement d'air dans un tube de section invariable (ou lentement variable) est généralement suffisante. De là, les caractéristiques du fluide (la pression, la vitesse, la température et la masse volumique) sont supposées uniformes dans chaque section droite du tube [DEM95]. Pour calculer ces caractéristiques, il faut quatre équations dans le cas d'un fluide compressible (deux pour un fluide incompressible). Ces équations nécessaires pour définir un écoulement unidimensionnel instationnaire sont les équations de conservation de la masse, de la quantité du mouvement, de l'énergie ainsi que l'équation d'état du gaz.

Les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sont identiques à celles du liquide incompressible (équation (84) et (85)). Pourtant, la force de pesanteur est négligeable dans ce cas. Et l'équation d'état permet d'éliminer l'une des inconnues, on aura alors un système de 3 équations à 3 inconnues. Les équations de la dynamique des gaz sont d'abord réarrangées sous forme conservative comme suit [DEM95]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial f(u)}{\partial x} = g(u) \quad (99)$$

Où "u" est un vecteur qui représente la masse, la quantité de mouvement et l'énergie totale par unité de volume, "f" est un vecteur qui dépend uniquement de "u" et "g" est un vecteur qui représente les seconds membres des équations.

Les équations dynamiques, présentant l'équation de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sont exprimées par la relation (99) où u , $f(u)$ et $g(u)$ sont définis comme suit :

$$u = \frac{\rho S}{\rho \left(\frac{1}{\gamma-1} \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) S} \quad f(u) = \frac{\rho S v (p + \rho v^2) S}{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) \rho S v} \quad g(u) = p \frac{dS}{dx} - \frac{1}{8} \rho v^2 \xi P_h \frac{v}{|v|} - q P_h + \lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(S \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

Avec " P_h " est le périmètre hydraulique, " q " est la chaleur transférée par la paroi par unité de temps et par unité de surface, " λ " est la conductivité thermique du gaz et " ξ " est déterminé par l'équation (90).

Les équations sous forme conservative sont résolues par la méthode de Runge-Kutta du second ordre basée sur un schéma de type prédicteur-correcteur. Cette méthode est divisée en 2 étapes :

- I. Etape prédicteur: il a pour rôle de donner une première approximation des solutions du système en des points intermédiaires du maillage (coefficient β) et à un temps intermédiaire (coefficient α).
- II. Etape correcteur: en utilisant les valeurs connues au temps t et celles estimées à l'étape prédicteur, les solutions du système sont évaluées au temps $t+\Delta t$.

Le schéma prédicteur-correcteur est présenté dans la Fig. 61.

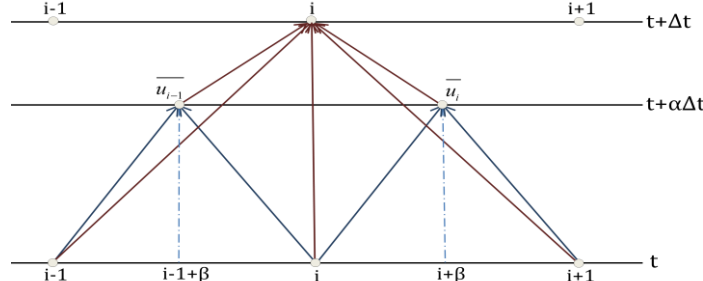


Fig. 61. Schéma prédicteur-correcteur

Selon **Lerat** et **Peyret** et en supposant que les seconds membres du système d'équations (relation (99)) sont nuls, ce dernier est donc résolu par les équations itératives (100) et (101) [DEM95].

$$\bar{u}_i = (1-\beta)u_i^n + \beta u_{i+1}^n - \alpha \delta (f_{i+1}^n - f_i^n) \quad (100)$$

$$u_i^{n+1} = u_i^n - \frac{\delta}{2\alpha} \left[(\alpha - \beta) f_{i+1}^n + (2\beta - 1) f_i^n + (1 - \alpha - \beta) f_{i-1}^n + \bar{f}_i - \bar{f}_{i-1} \right] \quad (101)$$

Où " δ " est le rapport du pas de temps sur le pas d'espace, " n " désignent le pas de temps et " i " le pas d'espace.

Pour des conduites de section constante (ou lentement variable), la discrétisation des termes de frottement et d'échanges thermiques ne pose aucun problème. Les termes $\alpha \Delta t * g(u)$ et

$\Delta t * g(u)$ sont donc ajoutés aux équations (100) et (101) respectivement. Le terme associé à la conductivité thermique du gaz est négligé parce que cette dernière est souvent négligeable.

La méthode de Runge-Kutta est une méthode explicite, elle a donc besoin d'une condition de stabilité. Cette condition est définie par la condition de stabilité du Courant définie par l'équation (98) où "c" est dans ce cas la vitesse du son dans l'air. Afin de limiter les oscillations parasites, une étude numérique montre que les valeurs optimales de α et β doivent être prises égales à [LER75]:

$$\alpha = 1 + \frac{\sqrt{5}}{2} \text{ et } \beta = 0.5$$

Cependant, les conditions aux limites de l'écoulement transitoire du gaz (pression, débit et température) ne peuvent pas être résolues par la méthode de Runge-Kutta. La méthode des caractéristiques est donc utilisée pour évaluer les conditions aux limites de l'écoulement transitoire du gaz. Les équations caractéristiques sont données par les relations (102), (103) et (104), elles sont valables uniquement sur les lignes caractéristiques C_0 , C_+ et C_- présentées dans la Fig. 62.

$$\text{On } C_0 \quad \frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} = (\gamma - 1) \rho \left(q + v \frac{\xi}{2D_i} v |v| \right) \quad \text{avec} \quad \frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x} \quad (102)$$

$$\text{On } C_+ \quad \frac{dp}{dt} + \rho a \frac{dv}{dt} = \rho(\gamma - 1)q - \rho a \frac{\xi}{2D_i} v |v| \left[1 - (\gamma - 1) \frac{v}{a} \right] \quad \text{avec} \quad \frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (v + a) \frac{\partial}{\partial x} \quad (103)$$

$$\text{On } C_- \quad \frac{dp}{dt} - \rho a \frac{dv}{dt} = \rho(\gamma - 1)q + \rho a \frac{\xi}{2D_i} v |v| \left[1 + (\gamma - 1) \frac{v}{a} \right] \quad \text{avec} \quad \frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (v - a) \frac{\partial}{\partial x} \quad (104)$$

Où "a" est la vitesse du son dans le gaz.

Les équations caractéristiques sont discrétisées en utilisant un schéma de maillage fixe illustré dans la Fig. 62 [HAR53]. Les équations caractéristiques sont ensuite intégrées sur les lignes caractéristiques du temps t au temps $t + \Delta t$ (similaire au cas du liquide) et les propriétés physiques du gaz sont déterminées aux points N_{C+} , N_{C0} et N_{C-} par interpolation linéaire avec les points voisins. Cette méthode est considérée comme une méthode explicite de premier ordre. La méthode des caractéristiques et les méthodes de discrétisation correspondantes sont explicitées dans l'Annexe B.

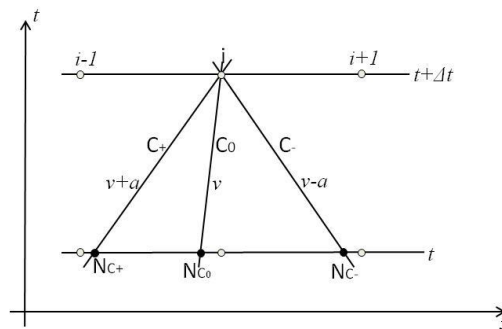


Fig. 62. Schéma de maillage fixe

Concernant la modélisation du modèle gaz-liquide couplé, il est construit par l'assemblage des équations d'écoulement transitoire du liquide avec celles du gaz (modélisation aux volumes finis). Les équations dynamiques du liquide sont résolues par la méthode des caractéristiques comme indiqué dans la section 3.3.1.1 et celles du gaz par la méthode de Runge-Kutta comme indiqué dans cette section.

La connexion de la colonne d'eau avec celle d'air est réalisée en supposant que la pression et la vitesse soient égales à l'interface liquide/gaz pour les 2 fluides. La longueur de colonne de chaque fluide est variable avec le temps et le pas d'espace de chaque colonne est donc également variable. Elle est définie comme suit :

$$\Delta x = \frac{L}{N-1} \quad (105)$$

Où " L " est la longueur de la colonne de fluide et " N " est le nombre de nœuds du fluide correspondant.

Le pas de temps est défini par :

$$\Delta t = \min \left(\left(\frac{\Delta x}{c+v} \right)_{\text{Water}}, \left(\frac{\Delta x}{a+v} \right)_{\text{Air}} \right) \quad (106)$$

Les pas du temps et de l'espace sont variables en fonction du temps selon les équations (105) et (106) et le schéma de maillage utilisé est ainsi un schéma dynamique.

Il reste à noter que la température initiale, la pression initiale et le volume initial de chaque fluide sont donnés comme paramètres. Le modèle est développé en utilisant les bibliothèques de l'air et de l'eau intégrées dans Dymola [COO07, MCB02]. Le schéma descriptif du modèle est présenté dans la Fig. 63.

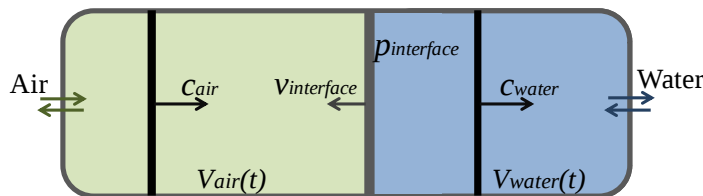


Fig. 63. Schéma descriptif pour le modèle des réservoirs air/eau

3.3.1.2.3 Validation du modèle des réservoirs de stockage

C. Wang et al. [WAN15] ont modélisé les fluctuations du niveau d'eau dans une chambre d'équilibre fermée en couplant la méthode implicite des différences finies de Preissmann et l'équation d'état du gaz. Un exemple numérique est également simulé, il est présenté dans la Fig. 64. Les longueurs des tubes P1 et P2 sont de 100 m et 50 m respectivement, le coefficient de frottement est de 0,014 et le débit volumique stationnaire initial traversant la vanne est de 1 m³/s. Le volume total de la chambre d'équilibre est égal à 80 m³, le volume initial du gaz dans la chambre d'équilibre à 20 m³ et la pression initiale à 3,04 bars. Les sections transversales des tubes et du réservoir air/eau sont égales à 1 m². Le débit d'évacuation de la vanne est réduit après linéairement à zéro en 2 s. La pression transitoire dans la phase d'air est présentée dans la Fig. 65. Cette dernière permet de comparer les résultats calculés par C. Wang et al.

[WAN15, GON09, KE00] (Fig. 65.a) et les résultats de simulation de notre modèle théorique (Fig. 65.b). Elle montre que les périodes des ondes du coup de bélier sont cohérentes dans les deux cas et que l'erreur relative maximale sur la pression de l'air ne dépasse pas 5%. Par conséquent, le procédé de couplage de la méthode des caractéristiques et la méthode de Runge-Kutta est valable pour la simulation de la variation de la pression transitoire dans les réservoirs air/eau. D'autre part, la Fig. 65 montre que le modèle théorique développé sur Dymola permet de surestimer les sauts de pression dans les réservoirs air/eau et par suite d'augmenter la marge de sécurité lors de la conception des réservoirs de stockage.

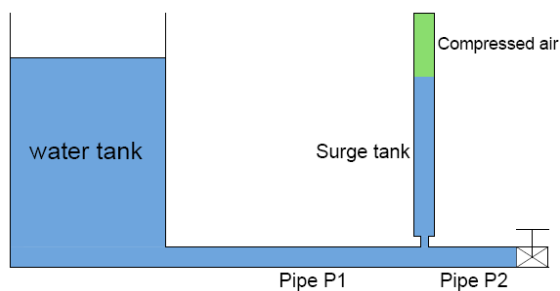


Fig. 64. Système hydraulique avec une chambre d'équilibre

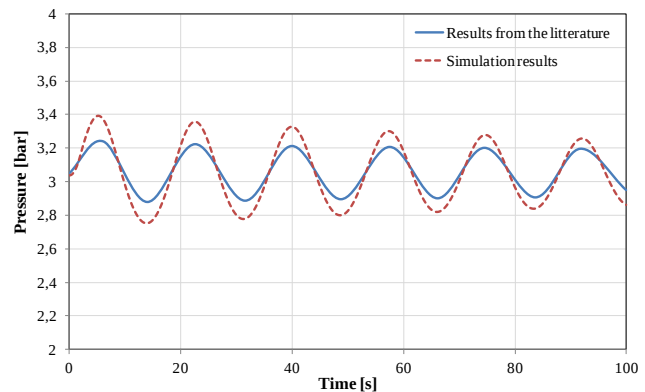


Fig. 65. Oscillation de la pression dans la phase d'air

3.3.2 Echangeur de chaleur

Le choix d'un échangeur de chaleur varie selon les objectifs recherchés, il dépend de plusieurs paramètres: pression et température des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. De ce fait, il existe différents types d'échangeurs de chaleur : échangeurs tubulaires, échangeurs à plaques, échangeurs rotatifs, échangeurs en lit fluidisé. L'échangeur de chaleur choisi pour notre application (pour le refroidissement et le réchauffement de l'air) est de type tube/calandre. Ce type d'échangeur est sélectionné pour les raisons suivantes : une résistance aux fortes pressions, une faible perte de charge, une capacité à supporter de grands écarts de température, à être économique et être utilisable pour toutes les puissances [MIN14].

Lors du démarrage de la turbine à air par exemple, l'air chaud est nécessaire pour éviter d'avoir des faibles températures à la sortie de la turbine et d'étendre la puissance produite. Par contre, l'inertie thermique des échangeurs ralentit la durée de la phase transitoire et affecte la flexibilité du système de stockage. L'homogénéisation de la température lors de l'arrêt de l'échangeur et la perte vers l'extérieur sont également importantes. La modélisation dynamique d'un échangeur de chaleur tenant compte de toutes ces pertes est donc indispensable. C'est pourquoi des modèles dynamiques des échangeurs de chaleur tube/calandre ont été rapportés dans la littérature. Les méthodes numériques des volumes finis, des différences finis, des frontières mobiles, de MacCormack et la méthode intégrale sont parmi les méthodes utilisées pour la modélisation des échangeurs thermiques [EST00, YIN03, XUA06, BEN04]. Cependant, le logiciel Dymola utilisé dans la modélisation est capable de résoudre numériquement les équations différentielles partielles qui régissent les

transferts de chaleur dans l'échangeur [YIN03] par la méthode DASSL (Differential Algebraic System Solver). Ainsi, l'échangeur de chaleur est juste discrétisé spatialement en des petits volumes de contrôle dans lesquels les équations de conservation de l'énergie sont résolues.

Les échangeurs tube/calandre utilisés dans le cycle de stockage sont des échangeurs à contre-courant à tubes en U, un schéma descriptif de ces échangeurs est présenté dans la Fig. 66. La modélisation adoptée consiste à modéliser l'échange thermique entre deux fluides à travers un tube dans un tube en prenant en compte les caractéristiques géométriques de l'échangeur (longueur, nombre de tubes, diamètres des tubes et de la calandre, les chicanes et le nombre de passes côté tube) [BUN95, BOU09]. De plus, la présence des chicanes, la disposition et le nombre de tubes sont pris en compte en modifiant la surface transversale, le volume et le diamètre hydraulique. Par conséquent, le modèle réalisé permet de décrire le plus fidèlement possible le comportement dynamique de l'échangeur de chaleur et de calculer l'évolution de la température des fluides en fonction des perturbations que peut subir l'échangeur telles que la variation des débits ou des températures d'admission.

L'approche unidimensionnelle pour cet échangeur est généralement suffisante. L'épaisseur des tubes est suffisamment faible (le nombre de Biot des 2 côtés des fluides est inférieur à 0,1) et le gradient de température des fluides selon la direction radiale est négligeable devant celui de la direction longitudinale. Partant de ces faits, les variables attachées aux fluides et aux tubes dépendent uniquement de l'abscisse spatiale « x » et du temps « t ». La pression, la vitesse, la température et la masse volumique sont supposées uniformes dans chaque section droite de l'échangeur. Le modèle de ce composant est ainsi réalisé sous les hypothèses suivantes [ARB07, YIN03] :

- Calcul unidimensionnel ;
- Le coefficient d'échange convectif varie le long de l'axe de l'échangeur en fonction des propriétés thermo-physiques locales du fluide ;
- Les fluides sont toujours monophasiques ;
- Le fluide compressible circule côté tube et le fluide incompressible circule côté calandre ;
- Les propriétés thermiques des tubes sont supposées constantes ;
- Écoulement stationnaire (le temps de transition correspondant à l'inertie thermique est beaucoup plus important).

L'écoulement d'eau à travers la calandre par rapport à l'écoulement d'air est réellement une combinaison des écoulements transversaux et contre-courant. Néanmoins, la modélisation d'une telle combinaison est très compliquée et même non nécessaire pour les buts envisagés [BEN04]. C'est pourquoi, l'écoulement est simplifié à un écoulement contre-courant d'un tube dans un autre tube où le tube intérieur est considéré ayant les mêmes dimensions de celles des tubes de l'échangeur tube/calandre. La vitesse d'écoulement dans le tube extérieur est supposée égale, dans les conditions nominales, à celle de consigne dans la calandre (fournie par le fournisseur) et l'inertie thermique de la calandre est répartie également entre les tubes extérieurs dont le diamètre est calculé selon la vitesse de consigne d'eau donnée par le fournisseur (CALORIFER).

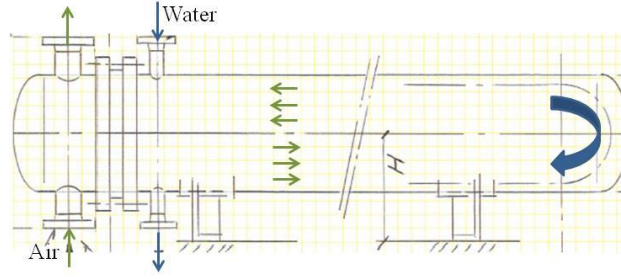


Fig. 66. Schéma descriptif des échangeurs tube/calandre en U

Afin d'obtenir les équations différentielles partielles qui régissent les transferts thermiques, l'échangeur bi-tube est divisé en plusieurs volumes élémentaires de longueur Δx comme le montre la Fig. 67. Les bilans d'énergie locaux appliqués aux volumes élémentaires du gaz, du tube intérieur, du liquide et du tube extérieur aboutissent aux équations (107), (108), (109) et (110) respectivement dont le logiciel Dymola est capable de les résoudre [BOU09, YIN03]. Les propriétés thermo-physiques des fluides sont calculées par les librairies déjà intégrées dans le logiciel Dymola (air sec et eau).

$$M_{G,i} \frac{\partial u_{G,i}}{\partial t} = \dot{m}_G (h_{G,i-1} - h_{G,i}) + h_{cv,i} A (T_{W_in,i} - T_{G,i}) + \frac{\lambda_{G,i} S}{\Delta x} [(T_{G,i-1} - T_{G,i}) + (T_{G,i+1} - T_{G,i})] \quad (107)$$

$$M_W C_{V,W} \frac{\partial T_{W,i}}{\partial t} = h_{cv_in,i} A_{in} (T_{G,i} - T_{W,i}) + h_{cv_out,i} A_{out} (T_{L,i} - T_{W,i}) + \frac{\lambda_W S}{\Delta x} [(T_{W,i-1} - T_{W,i}) + (T_{W,i+1} - T_{W,i})] \quad (108)$$

$$M_{L,i} \frac{\partial u_{L,i}}{\partial t} = \dot{m}_L (h_{L,i+1} - h_{L,i}) + h_{cv_in,i} A_{in} (T_{W_in,i} - T_{L,i}) + h_{cv_out,i} A_{out} (T_{W_out,i} - T_{L,i}) + \frac{\lambda_L S}{\Delta x} [(T_{L,i-1} - T_{L,i}) + (T_{L,i+1} - T_{L,i})] \quad (109)$$

$$M_W C_{V,W} \frac{\partial T_{W,i}}{\partial t} = h_{cv_in,i} A_{in} (T_{L,i} - T_{W_out,i}) + h_{cv_out,i} A_{out} (T_a - T_{W,i}) + \frac{\lambda_W S}{\Delta x} [(T_{W,i-1} - T_{W,i}) + (T_{W,i+1} - T_{W,i})] \quad (110)$$

Où "G" désigne le gaz, "W" la paroi des tubes, "L" le liquide, " h_{cv} " est le coefficient d'échange convectif, "A" est la surface d'échange et "u" est l'énergie interne spécifique du fluide.

Les 2 phénomènes de convection et de conduction sont pris en compte dans les équations ci-dessus. Le phénomène de convection permet de déterminer l'échange thermique entre les 2 fluides et avec le milieu extérieur, et le phénomène de conduction sert à calculer l'homogénéisation des températures durant les phases d'arrêts. Les coefficients d'échange convectif entre le fluide (air ou eau) et le tube sont calculés par des corrélations en fonction du nombre de Reynolds, de Prandtl et de Nusselt. Ils sont définis par [INC96]:

– Ecoulement turbulent :

$$Nu = \frac{h_{cv} * D_h}{\lambda} = 0.023 Re^{0.8} Pr^m \quad (111)$$

Où " D_h " est le diamètre hydraulique. L'exposant "m" est égal à 0,4 pour le chauffage et 0,3 pour le refroidissement (corrélations de Dittus-Boelter).

– Ecoulement laminaire dans un tube circulaire :

$$Nu_{circular_Tube} = 3.66 \quad (112)$$

– Écoulement laminaire dans un tube annulaire :

$$Nu_{Annular_Inner_Tube} = 4.4438 \left(\frac{D_{in}}{D_{out}} \right)^{-0.41} \quad (113)$$

$$Nu_{Annular_Outer_Tube} = 0.994 \left(\frac{D_{in}}{D_{out}} \right) + 3.9102 \quad (114)$$

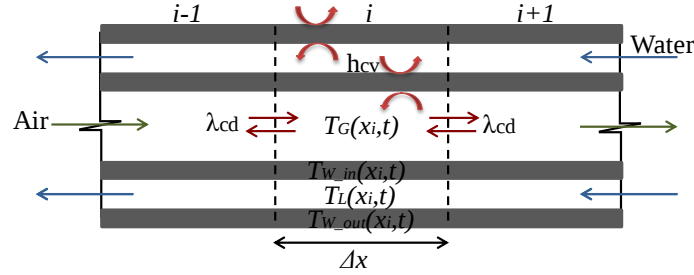


Fig. 67. Schéma de discrétisation d'un échangeur tubulaire contre-courant

Dans un tube cylindrique, la perte de charge Δp peut être déterminée par la formule de Darcy Weisbach [IDE93], comme suit:

$$\Delta p = \xi \frac{\Delta x}{D_h} \frac{\rho v |v|}{2} \quad (115)$$

L'équation (115) permet de calculer les pertes de pression dans les tubes et dans la calandre de l'échangeur de chaleur afin d'évaluer les pressions à la sortie de l'échangeur. Le coefficient de perte de charge linéaire " ξ " est déterminé par l'équation (90) (corrélation de Haaland) pour un tube circulaire (écoulement d'air). Il est déterminé par l'équation (116) pour un écoulement laminaire dans un tube annulaire (écoulement d'eau). Pour un écoulement turbulent, la valeur de " ξ " varie entre 1 et 1,07 fois celle dans un tube circulaire. Elle est supposée dans ce cas 1,05 fois celle dans un tube cylindrique [IDE93].

$$f = \frac{\left[1 - (D_{in} / D_{out}) \right]^2}{1 + (D_{in} / D_{out})^2 + \frac{1 - (D_{in} / D_{out})^2}{\ln(D_{in} / D_{out})}} * \frac{64}{Re} \quad (116)$$

Le diamètre hydraulique utilisé pour calculer le nombre de Reynolds et celui de Nusselt est défini par l'équation suivante :

$$D_h = \frac{4S}{Per} \quad (117)$$

Où " Per " est le périmètre.

L'efficacité de calcul est améliorée avec l'augmentation du nombre de mailles du modèle de l'échangeur de chaleur ce qui induit une augmentation du temps de calcul. Il faut donc choisir un nombre de mailles convenable en tenant compte de ces deux contraintes. Le modèle est vérifié avec les données fournies par le fabricant, les températures calculées par le modèle numérique en régime stationnaire sont égales aux valeurs données par le fournisseur

(datasheet) avec une erreur maximale de 2%. Le régime transitoire de l'échangeur va être validé ultérieurement dans ce chapitre par comparaison avec des mesures expérimentales issues d'un banc qu'on a construit pour ce but (banc NERIALIS).

3.3.3 Réservoirs d'eau chaude

L'eau chaude est emmagasinée dans des cylindres horizontaux calorifugés dont la pression varie avec la température de stockage et le taux de remplissage. En effet lors du remplissage des réservoirs par de l'eau chaude, la vapeur se condense et la pression de stockage augmente au fur et à mesure du remplissage. Lors de la vidange, l'eau s'évapore et la pression diminue au fur et à mesure de la vidange. Ainsi, la pression varie en restant légèrement supérieure à la pression de saturation de l'eau. Le modèle du réservoir est présenté dans la Fig. 68.

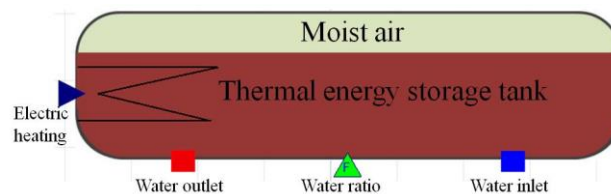


Fig. 68. Icône du réservoir d'eau chaude sous Modelica

L'inertie thermique des réservoirs est importante, elle augmente les pertes thermiques dans ces derniers. Le transfert de masse air/eau à l'interface, l'homogénéisation de la température avec l'eau froide déjà contenue dans les réservoirs et la perte vers l'extérieur sont aussi importantes. La modélisation dynamique des réservoirs de chaleur tenant compte de toutes ces pertes est donc nécessaire.

Dans ces réservoirs, l'air et l'eau ne peuvent pas être séparés par une membrane en raison de la haute température de l'eau et car l'installation d'un piston de séparation coûte cher. Le modèle dynamique est donc réalisé en supposant que l'air et l'eau sont en contact direct d'où la nécessité de prendre en compte le transfert de masse dans la modélisation (non prise en compte dans le modèle statique). Le modèle dynamique des réservoirs de stockage thermique ressemble à celui des échangeurs de chaleur. Un modèle unidimensionnel est adopté pour examiner les régimes transitoires en raison de sa simplicité et de son calcul économique [ALI99]. En outre, ce modèle tient compte de la perte due à l'évaporation de l'eau dans l'air. Finalement, les sections d'écoulement dans ce modèle varient en fonction du volume d'air et d'eau dans les réservoirs du fait que l'écoulement est perpendiculaire à l'axe du cylindre.

La stratification thermique dans les réservoirs cylindriques verticaux de stockage d'eau chaude, qui est due à la différence de la masse volumique entre l'eau froide et l'eau chaude, permet d'améliorer l'efficacité des systèmes d'énergie [CEL11, OLI03]. Néanmoins, les réservoirs de stockage utilisés dans notre application sont posés horizontalement sur le sol et l'eau chaude est injectée et évacuée au fond de ces réservoirs (pas d'injection d'eau froide). De plus, la dimension verticale des réservoirs (diamètre) est faible par rapport à sa longueur. Par conséquent, la stratification de l'eau chaude est faible dans notre application et la convection naturelle entre les mailles d'eau chaude est négligeable [ALI99].

Les réservoirs sont divisés en mailles afin d'améliorer l'efficacité du calcul (voir Fig. 69). Ensuite, la température de chaque maille est calculée par la loi de conservation de l'énergie présentée par les équations (118) et (119) pour le fluide (air ou eau) et la paroi respectivement [KHA13, BOU09]. Elles ressemblent à celles de l'échangeur de chaleur avec un terme en plus dans l'équation (118) qui est du à la variation de la pression ($V_i(\partial p / \partial t)$). Ce dernier terme est négligeable dans le modèle de l'échangeur. La conduction thermique est prise en compte dans ces équations dans le but d'évaluer l'homogénéisation de la température durant les phases d'arrêt. A noter que la taille des mailles varie avec le taux de remplissage d'eau chaude (maillage dynamique).

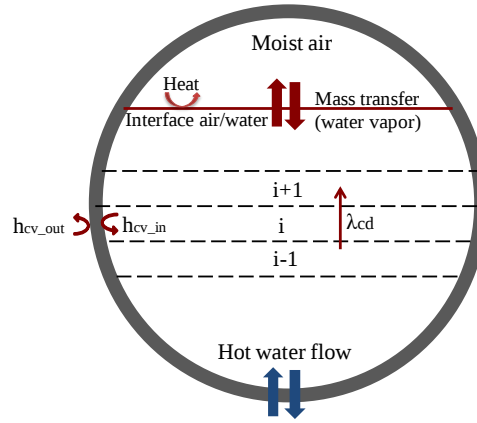


Fig. 69. Discrétisation des réservoirs d'eau chaude

$$M_i \frac{\partial h_i}{\partial t} = \dot{m}(h_{i-1} - h_i) + h_{cv,i} A (T_{w_in,i} - T_i) + \frac{\lambda_i S}{\Delta x} [(T_{i-1} - T_i) + (T_{i+1} - T_i)] + V_i \frac{\partial p_i}{\partial t} + P_{Heat} \frac{V_i}{V} \quad (118)$$

$$M_w C_{v,w} \frac{\partial T_{w,i}}{\partial t} = h_{cv_in,i} A_{in} (T_i - T_{w_out,i}) + h_{cv_out,i} A_{out} (T_a - T_{w,i}) + \frac{\lambda_w S}{\Delta x} [(T_{w,i-1} - T_{w,i}) + (T_{w,i+1} - T_{w,i})] \quad (119)$$

Où "V" est le volume total du fluide (air ou eau) et " P_{Heat} " est la puissance thermique fournie à l'eau par les résistances électriques.

L'échange de masse se manifeste par l'évaporation et la condensation de l'eau et donc par le changement de l'humidité absolue de l'air. Ce dernier est calculé par l'équation (120) [CHA65] en fonction des propriétés de la dernière maille de l'eau (maille N) en contact avec l'air.

$$HR = \frac{M_{vapor}}{M_{dry_air}} = 0.62198 \frac{p_v}{p_{N,water} - p_v} \quad (120)$$

Où "HR" est l'humidité relative et " p_v " est la pression de vapeur saturante.

Afin de calculer l'échange thermique résultant de l'échange de masse à l'interface air/eau, les termes présentés dans les équations (121) et (122) doivent être ajoutés à l'équation (118) dans le but de calculer les températures des mailles d'eau chaude et celles de l'air en contact. Dans l'équation (121) (pour l'eau), le terme de la chaleur latente est ajouté en cas d'évaporation et le second terme en cas de condensation. Dans l'équation (122) (pour l'air), le nouveau terme est

ajouté uniquement en cas d'évaporation. La variation de la masse de la vapeur d'eau dans l'air humide est calculée d'après l'équation (120).

$$M_N \frac{\partial h_N}{\partial t} = Eq.(118) - \frac{dM_{vap}}{dt} \Delta h_{Latent}(T_N) - \frac{dM_{vap}}{dt} [h(T_{air,1}, p_{air,1}) - h_N] \quad (121)$$

$$M_1 \frac{\partial h_1}{\partial t} = Eq.(34) - \frac{dM_{vap}}{dt} [h(T_{air,1}, p_{air,1}) - h_N] \quad (122)$$

Les masses d'air humide et d'eau chaude sont calculées par les équations (123) et (124) respectivement (loi de conservation de la masse). La pression intérieure est évaluée à partir des équations (125) et (126) en fonction de la masse volumique. Les pertes de pression sont supposées nulles du fait que la vitesse d'écoulement à l'intérieur des réservoirs est faible (grande section d'écoulement).

$$\frac{dM_{air}}{dt} = \dot{m}_{in,air} + \dot{m}_{out,air} + \frac{dM_{vap}}{dt} \quad (123)$$

$$\frac{dM_{water}}{dt} = \dot{m}_{in,water} + \dot{m}_{out,water} - \frac{dM_{vap}}{dt} \quad (124)$$

$$M_{air} = \rho_{arithmetical_average,air} * V_{air} \quad (125)$$

$$M_{water} = \rho_{arithmetical_average,water} * V_{water} \quad (126)$$

Les coefficients d'échange convectif dans les équations (118) et (119) sont calculés en utilisant des corrélations qui sont déterminées en fonction du nombre de Reynolds, de Rayleigh, de Prandtl et de Nusselt. Ils sont définis par [INC96] :

– Ecoulement turbulent :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} - sign(v) \frac{1}{24} Ra \frac{L_s}{\Delta x} \left[1 - \exp\left(-\frac{35}{Ra(L_s / \Delta x)}\right) \right]^{3/4} \quad (127)$$

Où " L_s " est la distance entre les parois de la maille et " Ra " est le nombre de Rayleigh déterminé par :

$$Ra = \frac{g\sigma}{\nu\alpha} |T_w - T| L_s^3 \quad (128)$$

Où " σ " est le coefficient de dilatation volumétrique, " ν " est la viscosité cinématique et " α_{th} " est la diffusivité thermique.

– Ecoulement laminaire :

$$Nu = 7.54 - sign(v) \frac{1}{24} Ra \frac{L_s}{\Delta x} \left[1 - \exp\left(-\frac{35}{Ra(L_s / \Delta x)}\right) \right]^{3/4} \quad (129)$$

– Convection naturelle :

$$Nu = \frac{1}{24} Ra \frac{L_s}{\Delta x} \left[1 - \exp\left(-\frac{35}{Ra(L_s / \Delta x)}\right) \right]^{3/4} \quad (130)$$

Les équations (127) et (129) permettent de calculer le coefficient d'échange convectif pour un échange par convection forcée combiné avec la convection naturelle. Une validation du modèle reste exigée pour donner une crédibilité au modèle numérique.

3.3.3.1 Validation du modèle des réservoirs d'eau chaude

S. Alizadeh [ALI99] a réalisé une étude expérimentale et numérique de la stratification thermique de l'eau chaude dans un réservoir cylindrique horizontal d'un système solaire thermique (voir Fig. 70). Le réservoir est fabriqué de plexiglas et extrêmement isolé par des fibres de verre (perte thermique négligeable), il a comme dimension un diamètre de 0,5 m et une longueur de 1,5 m. L'eau chaude est initialement à 42°C. Le réservoir est ensuite alimenté par un débit d'eau froide de 6 l/min à 20°C. La comparaison entre les résultats de simulation du modèle théorique sous Dymola avec ceux expérimentaux et théoriques de S. Alizade est présentée dans la Fig. 71.

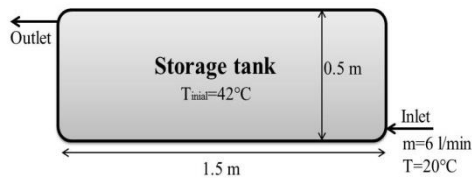


Fig. 70. Schéma du réservoir d'eau chaude.

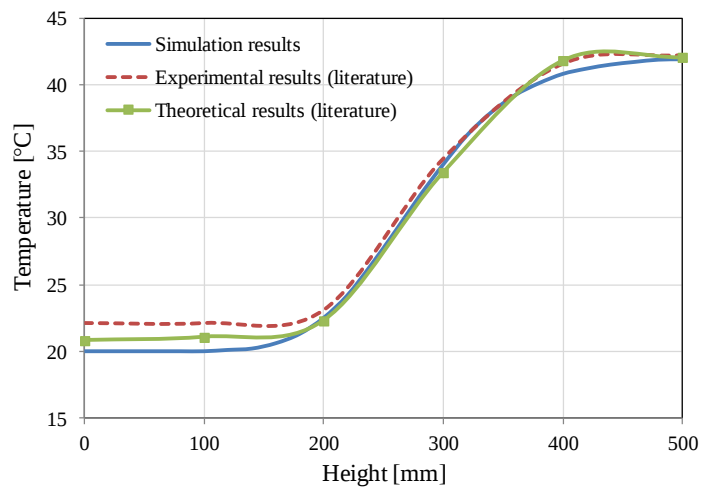


Fig. 71. Variation de la température dans le réservoir à $t=28$ min, comparaison entre la théorie et l'expérimental.

L'erreur relative maximale entre les résultats théoriques de notre modèle et ceux expérimentaux ne dépassent pas 9%. Cet écart a lieu surtout au fond du réservoir, il s'explique par le fait que le mélange produit au fond du réservoir par le jet d'entrée n'est pas pris en compte par le modèle numérique [ALI99]. L'écart relatif entre les résultats théoriques de notre modèle sous Dymola et du modèle numérique de S. Alizadeh est de 4% au maximum. Cependant, le phénomène d'évaporation de l'eau chaude, qui ne se produit pas dans cette application, est calculé par une relation vérifiée avec la littérature et en important les propriétés d'un fluide déjà inclus dans la librairie des fluides de Dymola. Par conséquent, le modèle des réservoirs de stockage d'eau chaude est validé.

3.3.4 Machines centrifuges

Les machines tournantes (compresseur, turbine à air, turbine hydraulique, pompes) utilisées dans notre système de stockage sont de nature centrifuge. Elles sont bien adaptées à l'application proposée dans la thèse (système de capacité minimale de 20 MW) puisqu'elles ont dans ce cas d'application un rendement plus élevé que les machines axiales et réciproques de tailles semblables (haut taux de pression avec un moindre débit) [DUF06].

Le démarrage et l'arrêt des machines tournantes sont des régimes transitoires qui affectent la performance du système de stockage, le temps caractéristique de ces machines dépend principalement de ses inerties cinétique, thermique et des contraintes techniques (force de frottement entre les éléments mobiles de la machine). Le débit, la pression et l'enthalpie du fluide ne sont donc pas instantanément établis à la sortie de la machine, et cela en raison des inerties mécanique et thermique, ainsi que de la compressibilité du fluide. Cette variation des différentes grandeurs physiques est essentielle pour étudier le bon comportement global du système de stockage. Pour la phase de compression par exemple, les propriétés de l'air à la sortie du compresseur affectent :

- le débit d'eau au niveau des échangeurs ;
- la température de stockage d'eau chaude ; et
- la puissance électrique consommée.

C'est pourquoi un modèle dynamique prenant en compte toutes ces variations est essentiel.

Les modèles dynamiques du compresseur et de la turbine à air sont composés de plusieurs étages de compression/détente. Ces modèles prennent en compte dans chaque étage les inerties de la machine, la compressibilité de l'air et les différents rendements (isentropique, mécanique et électrique) ce qui permet d'évaluer les variations de la pression et la température de l'air à la sortie et de calculer les pertes correspondantes. Les processus de compression et de détente sont considérés polytropiques. Les modèles de la pompe et de la turbine hydraulique sont composés d'un seul étage et les processus de pompage et de turbinage sont également considérés polytropiques (pareil aux modèles statiques).

En premier lieu, la relation entre la vitesse de rotation de la roue de la machine et les couples moteur et résistant est définie d'après la 2eme loi de Newton par [SAM13]:

$$I * \frac{d\omega}{dt} = C_{motor} + C_{resistant} \quad (131)$$

Avec " I " le moment d'inertie de la roue, " ω " la vitesse de rotation angulaire, " C_{motor} " le couple moteur fourni par le moteur électrique dans le cas d'une pompe/compresseur ou bien fourni par le fluide dans le cas des turbines et " $C_{resistant}$ " le couple résistant.

Les autres équations dynamiques sont basées sur des lois physiques et thermodynamiques et dépendent de la nature de la machine comme montré dans les paragraphes suivants. Le mouvement du fluide est supposé permanent dans les machines du fait que le temps caractéristique de l'écoulement dynamique (de l'ordre de quelques secondes) est inférieur à celui de la machine (de l'ordre de quelques minutes). En outre, l'accumulation de matière et la fuite sont supposées nulles dans les machines de sorte que le débit soit conservé [SCH06].

3.3.4.1 Turbine centrifuge

3.3.4.1.1 Etat de l'art

La réponse de la turbine à la demande de puissance n'est pas instantanée suite aux inerties mécanique et thermique, aux propriétés du fluide et aux contraintes technologiques. Ensuite, il est primordial d'élaborer un modèle dynamique de la turbine qui permet, en fonction des conditions aux limites de la turbine, d'évaluer la puissance électrique produite. Cette étude est très importante pour déterminer la capacité du système de stockage à répondre à un appel de puissance et sa capacité à stabiliser le réseau.

Malheureusement, il n'y a pas suffisamment de sources dans la littérature concernant la modélisation du comportement transitoire des turbines à gaz. Parmi ces sources limitées, R. Sekhon et al. [SEK06] ont étudié la modélisation dynamique d'une installation de turbine à gaz. L'inertie mécanique du système est prise en compte par l'intégration de la 2ème loi de Newton dans le modèle. Et le débit traversant la turbine est calculé selon les caractéristiques géométriques de cette dernière. Les résultats ont été validés par des mesures expérimentales. H. Asgari et al. [ASG14] ont également réalisé un modèle dynamique d'une turbine à combustion en tenant compte des inerties mécaniques du système. Le modèle de la turbine a été basé dans ce cas sur des données expérimentales prises durant la phase de démarrage de la turbine. Ce modèle a été validé par comparaison avec des mesures expérimentales. K. Rahbar et al. [RAH15] ont travaillé sur la modélisation d'un cycle de Rankine organique (ORC) où le rendement fixe de la turbine centrifuge est remplacé par un rendement dynamique variable selon les conditions d'opération du cycle et les propriétés du fluide de travail. Le rendement dynamique est ainsi obtenu en se basant sur les pertes de la turbine : pertes par frottement, pertes de jeu d'extrémité, pertes secondaires et pertes cinétiques de sortie. J.H. Kim et al. [KIM01] et S.E. Turie [TUR12] ont effectué un modèle dynamique d'une installation de turbine à gaz où le modèle de la turbine s'est basé sur l'équation de Stodola. Cette dernière permet de déterminer le taux de détente en fonction du débit traversant la turbine et donne une bonne évaluation des résultats.

Comme les caractéristiques géométriques de la turbine du système IA-CAES ne sont pas fournies, le modèle dynamique de ce composant sera basé sur l'équation de Stodola pour calculer le débit d'air traversant la machine. La vitesse de rotation est calculée par la 2ème loi de Newton (Eq. (131)). La transformation est supposée polytropique et une équation empirique permet de calculer le rendement isentropique. Cette équation prend en compte la variation du rendement en fonction de la variation du débit et de la vitesse de rotation de la turbine par rapport aux valeurs nominales. Les courbes de rendement sont fournies par General Electric (GE). De plus, les phases transitoires sont modélisées en tenant compte des données de GE.

3.3.4.1.2 Modèle dynamique

Un schéma descriptif du modèle de la turbine à air est présenté dans la Fig. 72 (pour un seul étage de détente). La détente est répartie sur 4 étages (très haute pression (HHP), haute pression (HP), moyenne pression (MP) et basse pression (BP)) avec un réchauffement intermédiaire.

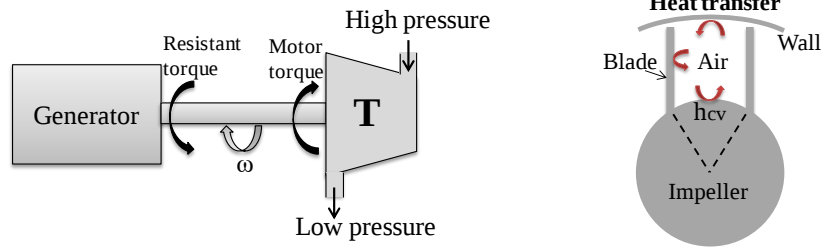


Fig. 72. Schéma descriptif pour le modèle de la turbine à air

Le comportement de la turbine dépend de la vitesse de la roue, du débit d'air et des propriétés de cet air, c'est-à-dire suivant son enthalpie et sa pression. Or, la différence d'enthalpie résultant de la détente de l'air est calculée par l'équation (9) pareillement au modèle statique. Le rendement isentropique est calculé par une relation polynomiale de degré 4 ayant le débit comme variable (à partir d'une courbe expérimentale fournie par GE). Ce rendement est ensuite multiplié par deux autres facteurs de correction pour déterminer la puissance transmise du fluide à l'arbre de la turbine. L'un de ces 2 facteurs permet de corriger le rendement en fonction des variations du débit du fluide (Fig. 73) et l'autre permet d'ajuster le rendement en fonction des propriétés de l'air notamment la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la roue ainsi que sa vitesse de rotation (Fig. 74), " U " dans la Fig. 74 représente la vitesse d'entraînement de la roue et " C_R " est donné par l'équation (132). Par la suite, le rendement de détente est le produit du rendement isentropique de conception, la perte de rendement suite à la variation du débit ($\text{Facteur}_{\text{flow}} = 100 - \text{AVG_efficiency_drop} / 100$) et le rendement suivant la vitesse de rotation de la turbine. Ces différents rendements sont uniques pour chaque étage de la turbine. Les données de calcul du rendement de la turbine sont fournies par General Electric GE.

$$C_R = \sqrt{2(h_{in} - h_{out})} \quad (132)$$

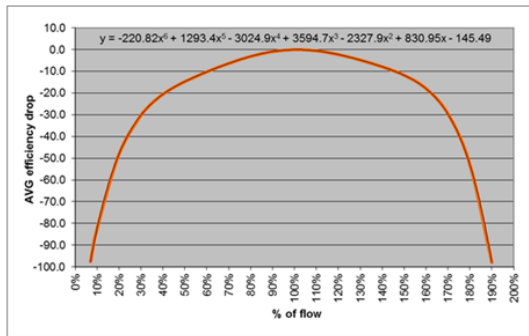


Fig. 73. Perte de rendement dû à la variation du débit d'air

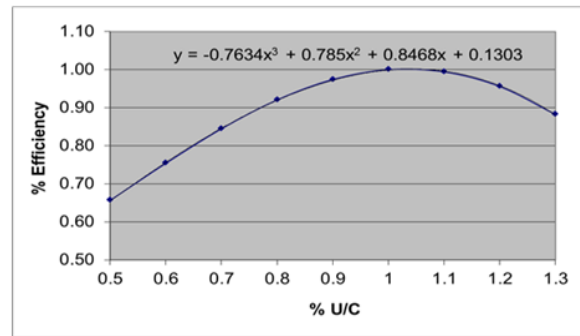


Fig. 74. Variation du rendement en fonction des propriétés de l'air et de la vitesse de rotation de la roue de la turbine

Le couple moteur est produit dans ce cas par le débit traversant la turbine, il est calculé par l'équation (133). La puissance électrique produite par la génératrice est calculée par l'équation (134). Elle est déterminée en tenant compte des pertes de frottement (pertes par frottement sur les paliers), d'après les consignes données par GE, et de la perte électrique.

$$P_{motor} = \dot{m}\Delta h = C_{motor}\omega \quad (133)$$

$$P_{elec} = \eta_{elec} C_{resistant} \omega = -(P_{motor} - F \omega^2) \eta_{elec} \quad (134)$$

Où "F" est le coefficient de freinage.

Une boîte de vitesse est intégrée dans le modèle de la turbine et permet d'adapter la transmission de la puissance d'un mouvement entre un arbre moteur et un arbre récepteur en réduisant ou en augmentant la vitesse de rotation. Ce composant permet donc d'adapter la vitesse de rotation entre les étages de la turbine et le générateur électrique, il renferme la relation suivante :

$$0 = ratio * C_{in} + C_{out} \quad (135)$$

Où "ratio" est le rapport entre la vitesse d'entrée et celle de sortie.

Le taux de détente et le débit traversant la turbine sont liés par l'équation de Stodola [KIM01, TUR12]. Le physicien Aurel Stodola a constaté empiriquement en 1927 une relation importante qui permet de déterminer le comportement de l'écoulement en fonction du taux de détente de la turbine. Cette équation est illustrée par la relation suivante :

$$\dot{m} = k_T \frac{P_{in}}{\sqrt{T_{in}}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^2} \quad (136)$$

Où "k_T" est une constante qui peut être obtenue par les données extraites des réponses de la turbine [CHA08].

La génératrice est la partie productrice d'énergie électrique, elle permet de transformer l'énergie mécanique en énergie électrique. Ce composant fonctionne une fois que la vitesse de rotation de la turbine / génératrice est bien stabilisée à la vitesse optimale de fonctionnement (fréquence du réseau). Pour cela, le modèle de la turbine renferme un système de contrôle qui a pour rôle de réguler le débit (à travers des PID) par une vanne installée à l'admission de manière à avoir toujours la vitesse de consigne. Ce système de régulation est divisé en deux systèmes de contrôle, un système de contrôle de vitesse, et un système de contrôle de puissance. Le système de contrôle de vitesse permet de contrôler le débit (en régulant la perte de pression ou en d'autres termes le taux de détente) au démarrage pour atteindre la vitesse nominale de fonctionnement. Une fois la vitesse nominale atteinte, le système de contrôle de puissance permet de réguler la vitesse de la turbine ainsi que la puissance injectée en fonction de la charge électrique demandée (voir Fig. 75). Pour une augmentation de la puissance demandée (envoyée comme consigne), le contrôleur augmente le débit de la turbine pour assurer un couple moteur suffisant afin d'augmenter la vitesse de rotation selon le glissement imposé par la génératrice qui est asynchrone triphasé dans ce cas. Le glissement et la vitesse de consigne sont calculés par les relations suivantes [BEN05]:

$$g_G = \frac{\omega_{cons} - (2\pi f / P_o)}{(2\pi f / P_o)} \quad (137)$$

$$C_{resistant} = \frac{3P_o R_{\Omega 2}}{\left(\frac{2\pi f}{P_o} \right) g_G} \frac{V_N^2}{\left[\left(R_{\Omega 1} + \frac{R_{\Omega 2}}{g_G} \right)^2 + (X_1 + X_2)^2 \right]} \quad (138)$$

Où " g_G " est le glissement dans le générateur, " f " est la fréquence, " R_{Q2} " est la résistance du rotor, " ω_{cons} " est la vitesse de rotation envoyée comme consigne au système de contrôle, " V_N " est la tension nominale, " R_{Q1} " est la résistance du stator, " X_1 " est la réactance du stator, " X_2 " est la réactance du rotor et " P_o " est le nombre de paires de pôle.

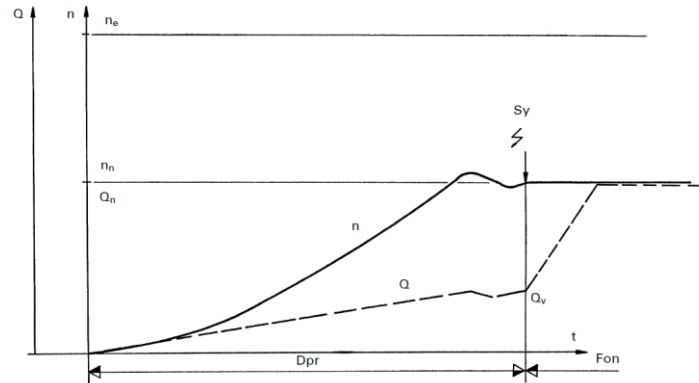


Fig. 75. Variation de la vitesse de rotation et du débit d'une turbine durant la mise en service et le couplage au réseau

L'**inertie thermique** de la turbine est aussi prise en compte dans la modélisation pour étudier les contraintes thermiques et le frottement dû à la dilatation thermique différentielle entre les parties mobiles et fixes de la machine durant les phases transitoires (gradients de température axiaux et radiaux). La phase de démarrage est en particulier étudiée puisque la condition transitoire la plus dangereuse sur une turbine est celle de démarrage. Cette étude permet d'identifier la possibilité de réduire le temps de démarrage de la machine centrifuge tout en évitant le frottement du rotor sur l'enveloppe extérieure (carter) de cette dernière. Ce phénomène affecte la durée de vie et peut entraîner une défaillance de la turbine, s'il n'est pas soigneusement contrôlé [TOP14].

Au moment du démarrage, la température la plus basse mesurée, du corps de la turbine, détermine le temps de démarrage suivant des courbes imposées par le fournisseur. Cela se traduit en règle générale par, plus la turbine est chaude plus le démarrage peut avoir lieu rapidement. Un schéma descriptif de ces courbes est présenté dans la Fig. 76. La dilatation thermique différentielle est étudiée dans ce qui suit, elle correspond au pire cas qu'une turbine puisse subir lors d'un démarrage rapide [TOP14].

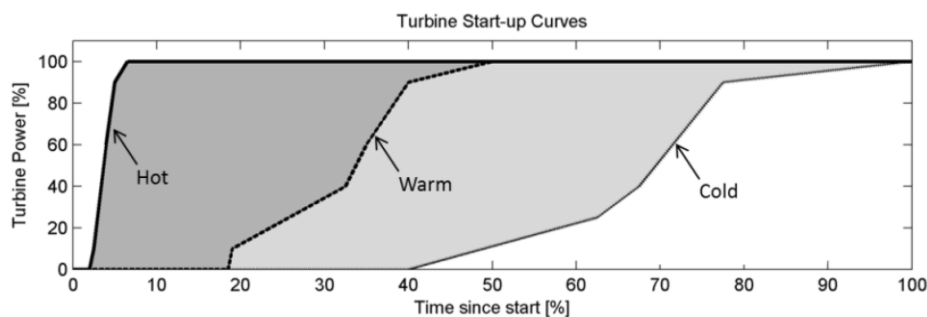


Fig. 76. Courbes de démarrage correspondant aux états de température de la turbine: chaud, moyen ou froid [TOP14].

Plusieurs modèles ont été développés dans la littérature pour étudier la transitoire thermique des turbines. L'un de ces modèles est basé sur une approche mixte d'éléments finis en 2D-3D

couplée à des mesures de températures transitoires de la voie de vapeur [MAI12]. Un autre modèle consiste en une approche d'éléments finis en 3D en utilisant des corrélations empiriques pour les zones de transfert de chaleur [BRI04]. Par ailleurs, M. Topel [TOP14] a comparé deux modèles d'éléments finis en 2D avec une approche continue (Fig. 77) ou une approche modulaire (Fig. 78) de la modélisation géométrique. Les résultats ont montré la fiabilité des deux modèles 2D par comparaison avec des mesures expérimentales et avec un modèle 3D. Cependant, avec l'approche continue, la géométrie doit être reformulée pour chaque turbine étudiée et donc une connaissance des formes spécifiques des turbines est nécessaire. Vu qu'il est difficile d'accéder à ces informations, l'approche continue ne sera pas pratique. Ainsi, l'approche modulaire a été privilégiée puisqu'elle peut être adaptée aux différentes géométries des turbines.

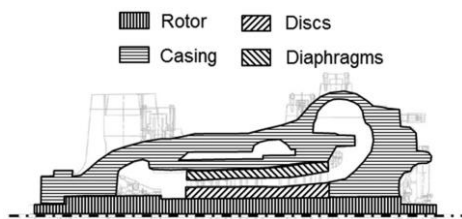


Fig. 77. Blocs géométriques dans le modèle de transfert de chaleur en vue axisymétrique de la turbine [TOP13].

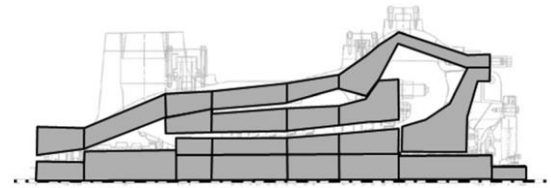


Fig. 78. Géométrie de la turbine telle qu'elle est définie par l'approche modulaire [TOP13].

A noter que le rotor se dilate plus vite que le stator durant la phase transitoire de démarrage. Ceci est dû au fait que les coefficients d'échange convectif sur les disques du rotor sont beaucoup plus élevés que ceux sur l'enveloppe extérieure parce que la vitesse de rotation améliore les coefficients de transfert de chaleur. En outre, l'expérience montre que la dilatation différentielle maximale a lieu sur les aubes. Vers la fin du démarrage, quand l'état d'équilibre est atteint, la dilatation différentielle devient également stable avec une enveloppe plus élargie que le rotor.

Dans notre modèle, les phénomènes de transfert thermique sont supposés avoir lieu avant le processus de la détente comme illustré sur la Fig. 79 [BUR14]. Cette hypothèse permet de simplifier les phénomènes de transfert thermique complexes qui se produisent dans cette machine. Un modèle 1D de transfert thermique est étudié où les températures de la machine varient d'un étage à un autre. Cette hypothèse a été déjà validée par des mesures expérimentales réalisées par A. Romagnoli et al. [ROM12]. Or, le gradient radial de la température est supposé négligeable dans l'enveloppe extérieure de la turbine. Le nombre de Biot, qui compare les résistances au transfert thermique à l'intérieur et à la surface d'un corps, est inférieur à 0,07 dans le cas de l'enveloppe ($h_{cv}=100 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ et $L_C=3 \text{ cm}$). Cette dernière est donc considérée thermiquement mince. De même, le nombre de Biot des aubes est inférieur à 0,075 ($h_{cv}=600 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ [HAR12, AZA00] et $L_C=5 \text{ mm}$) et les aubes sont également considérées thermiquement minces. Quant à la roue, le nombre de Biot est supérieur à 0,1 et le système ne peut donc pas être considéré thermiquement mince suivant la direction radiale. Dans ces conditions, les variations des températures de l'air, des aubes, de la roue et du corps

de la turbine sont calculées respectivement par les équations (139), (140), (141) et (142) qui représentent les équations de conservation de l'énergie de chacun de ces éléments.

$$M_{Air} \frac{\partial u_{Air}}{\partial t} = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) + 2h_{cv,Blades} A_{Blades} (T_{Blades} - T_{Air}) + h_{cv,Im} A_{Im} (T_{Im} - T_{Air}) + h_{cv,W} A_W (T_W - T_{Air}) \quad (139)$$

$$M_{Blades} C_{V,Blades} \frac{\partial T_{Blades}}{\partial t} = 2h_{cv,Blades} A_{Blades} (T_{Air} - T_{Blades}) \quad (140)$$

$$M_{Im} C_{V,Im} \frac{\partial T_{Im}}{\partial t} = (Nb_{Blades} - 1) h_{cv,Im} (T_{Air} - T_{Im}) + \frac{\lambda_{Im} S_{Blades}}{R} (T_{Blades} - T_{Im}) \quad (141)$$

$$M_{Wall} C_{V,Wall} \frac{\partial T_{Wall}}{\partial t} = (Nb_{Blades} - 1) (T_{Air} - T_{Wall}) \quad (142)$$

Où " Nb_{Blades} " est le nombre des aubes par étage, " Im " désigne la roue de la turbine et " W " désigne l'enveloppe de la turbine.

L'équation (141) correspond à la maille de la roue en contact avec l'air, les équations des autres mailles de la roue tiennent compte uniquement de la conduction thermique entre les différentes mailles de la roue.

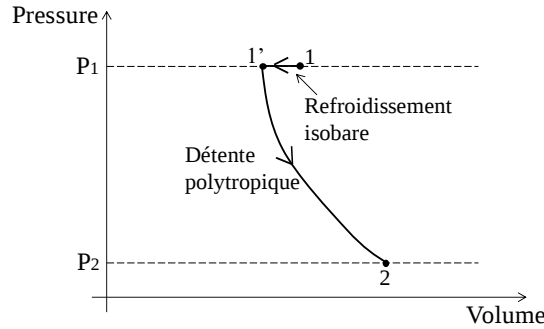


Fig. 79. Processus de détente durant la phase transitoire

Notons que le temps mis par la machine pour chauffer est déjà pris en compte dans la durée de démarrage qui est fournie par le constructeur. En effet, la phase de démarrage de la turbine est modélisée en se basant sur les consignes fournies par GE et qui impose une durée de démarrage de 5 min pour que la turbine soit synchronisée avec le réseau. Une validation expérimentale de ce modèle est réalisée en se servant des mesures issues du banc NERIALIS présenté ultérieurement dans ce chapitre. Par contre, ces mesures ne permettent pas de valider la transitoire thermique. Pour cela, le modèle thermique devra être validé dans un futur travail par des mesures expérimentales.

Pour conclure, une étude de la contrainte de torsion sur la roue de la turbine sera effectuée pour examiner la possibilité de réduire au minimum son temps de démarrage sans détruire la machine du point de vue mécanique. Une étude de sensibilité de la dilatation différentielle axiale et radiale entre les parties mobiles et fixes de la turbine sera également achevée.

3.3.4.2 Compresseur centrifuge

3.3.4.2.1 Etat de l'art

Le compresseur centrifuge est l'un des composants principaux de l'installation de stockage par air comprimé. Divers modèles dynamiques des compresseurs centrifuges ont été rapportés

dans la littérature. G. Dufour [DUF06] a étudié l'aérodynamique de cette machine par un calcul CFD. Une approche thermodynamique a aussi été développée afin d'étudier la performance et les caractéristiques globales du compresseur. Cette approche s'est basée sur le développement des triangles de vitesse sur les aubes de la machine (caractéristiques aérodynamiques des aubes). J.M. Pugnet [PUG10] a explicité les phénomènes dynamiques liés aux compresseurs centrifuges multi-étages. Le modèle dynamique s'est basé sur les caractéristiques aérodynamiques du compresseur et thermodynamiques du gaz. Il a permis d'expliquer le régime transitoire du compresseur centrifuge lors du changement des conditions de fonctionnement. P. Schalbart [SCH06] a travaillé sur la modélisation dynamique d'un compresseur centrifuge en se basant sur des équations empiriques de ce dernier. L'inertie thermique a été prise en compte dans la modélisation en intégrant l'inertie des parois du compresseur dans le calcul, elle a été donc calculée en considérant l'échange thermique entre l'air traversant le compresseur et le corps de ce dernier. W. JIANG et al. [JIA06] ont modélisé un compresseur centrifuge en se basant sur ses caractéristiques géométriques (les angles et les dimensions des aubes). Ils ont calculé le rendement isentropique théorique en fonction des caractéristiques géométriques de la machine. Le rendement calculé inclut les pertes d'incidence, par frottement, par refoulement... Une étude théorique des caractéristiques du compresseur et une analyse des paramètres (étude de sensibilité) ont été aussi réalisées.

Deux méthodes de modélisation sont donc utilisées pour déterminer les caractéristiques thermodynamiques du compresseur : une méthode de calcul basée sur les caractéristiques géométriques des aubes du compresseur en appliquant le théorème d'Euler et une autre basée sur des équations empiriques du taux de compression et du rendement en fonction du débit et de la vitesse de rotation de la roue.

Les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie d'une aube de la roue sont présentés dans la Fig. 80. Le théorème d'Euler appliqué à l'écoulement du fluide dans la roue du compresseur permet de calculer la puissance échangée entre le fluide et la roue par la relation (143) [DUF06]. Cette dernière est obtenue en supposant que l'écoulement du fluide est permanent.

$$P = \dot{m}(c_{e2}c_{t2} - c_{e1}c_{t1}) \quad (143)$$

Où " c_e " est la vitesse d'entraînement et " c_t " est la projection de la vitesse du fluide selon la direction de la vitesse d'entraînement (voir Fig. 80).

L'équation d'Euler (Eq. (143)) aboutit à calculer une équation caractéristique théorique du compresseur et un rendement isentropique théorique en supposant que le gaz est idéal. Dans le modèle suivant, des équations empiriques, basées sur les données des constructeurs (courbes expérimentales), vont être utilisées à cause des imperfections de la machine réelle, de la présence de frottements mécaniques et du fait que le gaz traversant le compresseur ne se comporte pas comme un gaz parfait. En outre, l'utilisation d'une fonction mathématique (équations empiriques) à la place des courbes caractéristiques du compresseur évite le problème de l'interpolation linéaire et les discontinuités résultantes [SCH06].

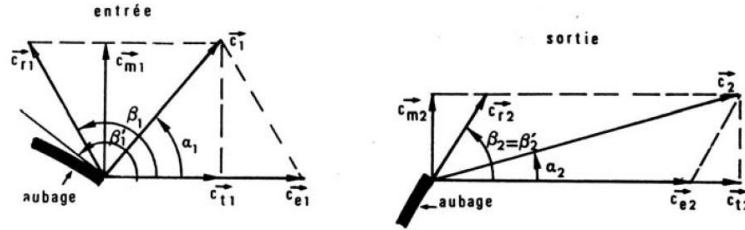


Fig. 80. Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue [LAL94]

Un phénomène de pompage aurait lieu dans le compresseur lorsque le débit est suffisamment réduit pour une même vitesse de rotation. Une zone de fonctionnement instable est donc atteinte et s'appelle "**zone de pompage**". Ce phénomène doit être évité en régime stationnaire car il aboutit à des fortes oscillations de la pression pouvant détériorer la machine. Par contre, il est admissible en régime transitoire vu que la traversée de cette zone, afin d'atteindre le régime permanent hors pompage, est normalement rapide. Un schéma descriptif de la zone de pompage d'un compresseur quelconque est présenté dans la Fig. 81.

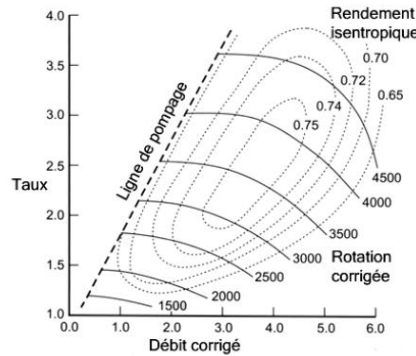


Fig. 81. Ligne de pompage en fonction du débit corrigé et du taux de compression [DUF06]

3.3.4.2.2 Modèle dynamique

Le compresseur centrifuge utilisé dans le cycle IA-CAES est divisé en 3 étages. Un schéma descriptif d'un étage du modèle est montré dans la Fig. 82. Le modèle correspondant prend comme entrée la pression et la température de l'air et refoule un débit en fonction de la pression de sortie. La courbe de la vitesse de rotation du moteur est fournie comme paramètre, le compresseur atteint sa vitesse nominale en 90 s (donnée fournisseur).

Le moteur électrique du compresseur (Fig. 82) consomme de l'énergie électrique pour maîtriser le couple résistant produit par le circuit et les pertes de frottement (pertes mécaniques). La puissance électrique consommée est calculée par la relation (144).

$$P_{elec} = \frac{C_{motor} \omega}{\eta_{elec}} \quad (144)$$

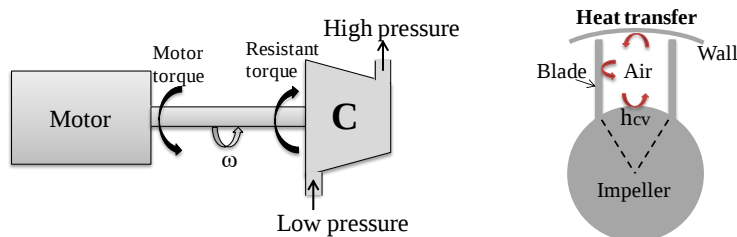


Fig. 82. Schéma descriptif pour le modèle du compresseur

Le couple de frottement de la roue est calculé comme étant le produit du coefficient de freinage par la vitesse angulaire puissance 1,6 (donnée fournisseur), il représente les pertes d'énergie par frottement sur les paliers du compresseur. Le couple résistant est calculé par l'équation (145).

$$P_{\text{resistant}} = C_{\text{resistant}} \omega = -(\dot{m} \Delta h + F \omega^{1.6}) \quad (145)$$

La différence d'enthalpie " Δh " est calculée par l'équation (7) de la même manière que pour le modèle statique. Le rendement isentropique est calculé par une relation polynomiale de degré 2 en fonction du débit. Des courbes de variation du rendement en fonction du débit et de la vitesse de rotation sont fournies par General Electric (GE). Le rendement isentropique est calculé en se basant sur ces courbes et l'équation polynomiale est modifiée à chaque fois que la vitesse de rotation passe d'une gamme à une autre. Par exemple, les courbes de rendement du premier étage de compression sont montrées dans la Fig. 83 avec leurs courbes de tendances (les courbes correspondantes aux équations polynomiales).

En supposant que le taux de compression soit connu, le débit traversant la machine est déterminé par une équation caractéristique empirique calculée via des courbes données par le fournisseur GE (Fig. 84). Cette équation est une relation entre le taux de compression et le débit, elle tient compte des pertes et des fuites du débit à l'intérieur de la machine. L'équation caractéristique change avec la vitesse de rotation de la roue, elle est déterminée par les lois de similitude. Pour un compresseur, l'équation caractéristique a la forme exponentielle [SCH06] suivante :

$$R_p = (1 - R_{p,i})(1 - \exp(k\dot{m}_i))^{-1}(1 - \exp(k\dot{m})) + R_{p,i} \quad (146)$$

Où " $R_{p,i}$ " est le taux de compression pour un débit nul, il est calculé par une fonction polynomiale de degré 3 ayant le carré de la vitesse de rotation comme variable. La grandeur " $\dot{m}_i$ " est le débit massique pour un taux de compression unitaire, elle est calculée par la loi de similitude [BAL81]. Finalement, " k " est une constante qui dépend de la courbure des courbes. Ces variables sont calculées de manière à réduire au minimum l'écart entre les courbes expérimentales et la fonction caractéristique.

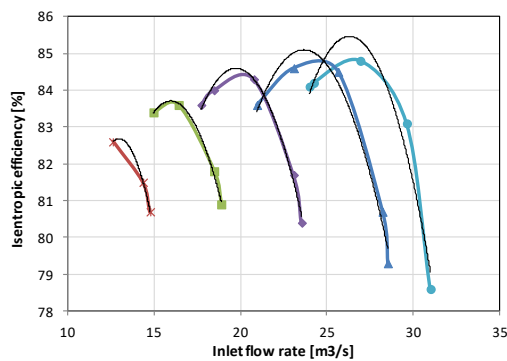


Fig. 83. Variation du rendement isentropique en fonction du débit volumique pour différentes vitesses

a: 6811, b: 6487, c: 5838, d: 5190, e: 4541 RPM

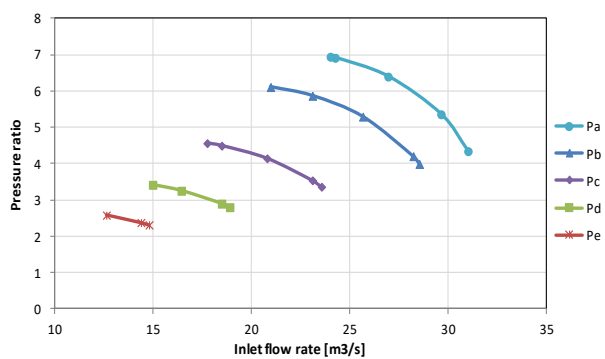


Fig. 84. Variation du taux de compression en fonction du débit volumique pour différentes vitesses

La puissance consommée par le compresseur est contrôlée par une vanne linéaire installée à l'admission. Cette vanne a pour rôle de réguler la perte de pression à l'admission, et par conséquent le taux de compression, en fonction de la puissance de consigne commandée par le système de contrôle. Un PID est donc intégré dans le modèle du compresseur. Ce contrôleur permet de réguler la perte de pression dans la vanne de manière à minimiser l'erreur entre la puissance réellement consommée et la puissance de consigne.

Le moteur du compresseur est de nature synchrone triphasé (selon le fournisseur). La relation entre la fréquence et la vitesse de rotation est définie par :

$$\Omega = \frac{60 f}{Po} \quad (147)$$

Où " Ω " est le nombre de rotation par minute.

Une boîte de vitesse renfermant l'équation (135) est incluse dans le modèle du compresseur et a le même rôle que dans le cas de la turbine.

L'inertie thermique est prise en compte dans le modèle du compresseur similairement à celui de la turbine. Cependant, le transfert de chaleur est supposé réalisé suite au processus de compression dans ce cas [BUR14]. Rappelons que le temps mis par la machine pour chauffer est déjà pris en compte dans la durée de démarrage qui est fournie par le constructeur. La contrainte de torsion est aussi étudiée pour examiner les possibilités de réduire le temps de démarrage du compresseur.

Finalement, le modèle du compresseur renferme les mêmes phénomènes que ceux inclus dans celui de la turbine (transformation polytropique, inertie cinétique, inertie thermique, les pertes par frottement...), il est donc validé implicitement suite à la validation du modèle de la turbine. En outre, la modélisation dynamique du compresseur est basée sur des consignes et des équations empiriques calculées à partir des données expérimentales (courbes expérimentales fournies par GE), et les propriétés thermodynamiques de l'air sont calculées par une librairie déjà intégrée dans Dymola (Dry air nasa). Pour toutes ces raisons, le modèle dynamique du compresseur sera donc validé.

3.3.4.3 Pompe centrifuge

3.3.4.3.1 Etat de l'art

Le modèle dynamique de la pompe centrifuge est nécessaire afin d'étudier la capacité de la pompe à maintenir la pression fixe dans les réservoirs de stockage durant les phases transitoires et en régime permanent. Des modèles dynamiques de la pompe centrifuge ont été répertoriés dans la littérature. B. Djebedjian [DJE09] a étudié la modélisation dynamique d'une pompe centrifuge dont les caractéristiques sont déterminées en se basant sur les dimensions géométriques de cette machine (étude hydrodynamique). Le but était de développer une méthodologie améliorée pour prédire la performance de la pompe équipée des aubes séparatrices. Les résultats des simulations prédites ont montré un accord raisonnable avec les valeurs mesurées. G. Janevska [JAN13] a développé un modèle mathématique d'une pompe centrifuge équipée d'un moteur asynchrone. Le modèle dynamique a été réalisé en se

basant sur une équation caractéristique polynomiale de second ordre de la hauteur piézométrique fournie par la pompe en fonction du débit volumique et de la vitesse de rotation de la machine (relation expérimentale). J. Ghafouri et al. [GHA12] ont élaboré un modèle dynamique d'une pompe centrifuge à 4 étages équipée d'un système de contrôle qui permet de réguler la vitesse de rotation de la pompe en fonction des conditions aux limites et d'optimiser ainsi la consommation. Le modèle de la machine s'est basé sur une équation caractéristique similaire à celle dans [JAN13].

Un modèle dynamique de la pompe centrifuge est développé ci-dessous en se basant sur une équation empirique de la hauteur hydraulique en fonction du débit et de la vitesse de rotation. Cette dernière équation et l'efficacité de la pompe sont déterminées en fonction des courbes fournies par le fournisseur "Handol Pumps Limited".

3.3.4.3.2 Modèle dynamique

Le schéma descriptif du modèle de la pompe est analogue à celui du compresseur (Fig. 82). Ce modèle est également similaire au modèle du compresseur avec un moteur triphasé synchrone. Par contre, l'inertie thermique n'a aucune influence dans ce cas sur la machine et seule l'inertie mécanique affecte le régime transitoire parce que la variation de la température d'eau au cours du processus de compression est négligeable. Le rendement hydraulique est calculé par une équation empirique polynomiale de degré 3 en fonction du débit. Cette équation inclut toutes les pertes qui se produisent à l'intérieur de la pompe (pertes par frottement, par fuite...). La perte mécanique est considérée dans ce cas comme le produit du coefficient de freinage par la vitesse de rotation au carré. Et le couple résistant sera calculé par l'équation suivante :

$$P_{resistance} = C_{resistance} \omega = - \left[\dot{m} (h_{out} - h_{in}) + F \omega^2 \right] \quad (148)$$

Le débit traversant la pompe est déterminé en fonction du rapport de pression et de la vitesse de rotation de la roue. Il est calculé par une équation caractéristique illustrée par la formule (149) [JAN13, GHA12]. Les constantes de cette équation sont évaluées en fonction de la courbe caractéristique de la pompe fournie par le fournisseur "Handol Pumps Limited". Le rendement hydraulique de la pompe est également calculé selon la courbe de performance fournie par ce dernier.

$$H_{out} - H_{in} = ct_1 q_v^2 + ct_2 \frac{\omega}{\omega_n} q_v + ct_3 \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \quad (149)$$

" ω_n " est la vitesse de rotation nominale de la pompe.

Finalement, le NPSH_a de la pompe (Net positive suction head available) doit être supérieur à NPSH_r (Net positive suction head required) pour éviter le problème de cavitation à l'aspiration. Le NPSH_r est évalué à travers une fonction polynomiale du second degré en fonction du débit, elle est déterminée à travers une courbe empirique donnée par le fournisseur. Le NPSH_a est calculé par l'équation (150).

$$NPSH_a = \frac{p - p_v}{\rho g} \quad (150)$$

La pompe est contrôlée à travers un variateur de vitesse. Ce composant régule la vitesse de rotation de la pompe et par conséquent le débit d'eau de manière à garder une pression fixe dans les réservoirs de stockage air/eau. La vitesse de consigne est fournie par le système de contrôle du cycle de stockage en fonction de la pression de stockage.

Le modèle de la pompe est validé implicitement de manière indirecte parce que ce dernier est basé sur les mêmes phénomènes inclus dans la turbine et le compresseur, et sur des équations empiriques et des consignes données par le fournisseur. Ainsi, le modèle est également validé par les courbes données par le fournisseur. Et la librairie d'eau utilisée est celle contenue dans Dymola.

3.3.4.4 Turbine Pelton

3.3.4.4.1 Etat de l'art

Le processus de détente dans la turbine Pelton est polytropique, l'inertie thermique de la machine n'affecte pas le régime transitoire dans ce cas vu que la détente de l'eau n'entraîne qu'une variation légère de la température. Un modèle dynamique est développé en tenant compte uniquement de l'inertie mécanique de la turbine, il permet d'évaluer la flexibilité de la turbine pour réguler la pression dans les réservoirs de stockage.

Plusieurs modèles dynamiques de la turbine hydraulique ont été développés dans la littérature. R.A. Nanaware et al. [NAN12] ont analysé la réponse en cas d'urgence d'une turbine hydraulique et son système de régulation par un modèle dynamique fin. Le modèle de la turbine a été conçu en utilisant une conduite forcée, et les équations caractéristiques de ce dernier et son système de régulation ont été modélisés en utilisant un contrôleur PID. W. Yang et al. [YAN15] ont développé un modèle mathématique d'une installation hydroélectrique et son système de régulation pour différentes conditions d'opération. Or, un modèle dynamique de la turbine hydraulique est développé en se basant sur ses courbes caractéristiques. Ces caractéristiques ont constitué une base solide pour obtenir des résultats de simulation efficaces et précis. Y.C. Choo et al. [CHO08] ont réalisé un modèle dynamique d'une turbine hydraulique et de son système de régulation afin d'étudier les caractéristiques dynamiques de la turbine durant et après toutes les perturbations. La régulation du débit de la turbine a été achevée par une vanne à l'admission contrôlée par un contrôleur PID.

Le modèle développé dans le travail suivant est similaire au modèle de la turbine à air. Par contre, le générateur est synchrone dans ce modèle. De plus, le débit est déterminé par la caractéristique de la vanne d'admission [JAG94] considérée comme linéaire dans notre application. Concernant la dynamique d'écoulement, elle est développée à part dans le modèle du tube hydraulique déjà présenté.

3.3.4.4.2 Modèle dynamique

Le schéma descriptif de la turbine Pelton est identique à celui de la turbine à air (Fig. 72). Le rendement isentropique est remplacé dans ce modèle par le rendement hydraulique. Ce rendement est évalué à partir des courbes empiriques fournies par **Mecamidi**, une équation polynomiale de degré 3 ayant le débit comme variable est prise en compte. L'enthalpie à la sortie est calculée par l'équation (12) similairement au modèle statique.

Les régimes transitoires de la turbine peuvent être scindés en deux catégories : démarrage et arrêt normal. Dans les deux cas, cette opération s'effectue par l'ouverture ou la fermeture de l'organe de réglage du débit de la turbine (pointeau ou distributeur) représenté par une vanne installée à l'admission de la turbine. La vitesse de manœuvre de l'organe de réglage sera choisie en fonction des caractéristiques des composants de l'installation en vue d'éviter des coups de bélier dans la conduite et des intumescences inadmissibles dans le canal d'entrée. Le système de contrôle de ce composant est identique à celui de la turbine à air. Pour une augmentation de la puissance demandée, le contrôleur augmente le débit de la turbine pour assurer un couple moteur suffisant afin de garder une vitesse de rotation de la roue fixe (génératrice synchrone). La puissance de consigne envoyée à la turbine est calculée de façon à maintenir une pression fixe dans les réservoirs de stockage air/eau.

Le modèle de la turbine hydraulique renferme les mêmes phénomènes que ceux inclus dans le modèle de la turbine à air, il est donc validé implicitement. Les équations empiriques incluses dans ce modèle sont également validées par comparaison avec les données de fournisseur (Mecamidi).

En conclusion, deux phénomènes agissent sur la flexibilité du système de stockage : l'inertie thermique et l'inertie mécanique des machines tournantes. La dilatation différentielle entre le rotor et le corps de la machine durant les phases transitoires due à l'inertie thermique peut évoquer le problème de frottement des aubes de la machine sur le carter de cette dernière. De plus, le grand couple exigé durant la phase de démarrage peut casser la roue de la machine si le temps de démarrage est très rapide. Ce couple dépend de l'inertie mécanique de l'arbre de la machine centrifuge.

3.3.5 Vanne

Les vannes utilisées dans le système de stockage sont de type linéaire. Elles servent à contrôler le taux de pression dans les machines centrifuges de manière à réguler la puissance consommée ou produite par ces machines.

Le modèle de la vanne est réalisé en supposant que les pertes thermiques sont négligeables et que l'inertie thermique de la vanne, l'inertie mécanique du fluide et l'accumulation de masse dans la vanne sont faibles en raison de sa faible taille. En conséquence, la vanne est modélisée en régime stationnaire. L'air conserve son enthalpie lors de son passage à travers la vanne et la transformation est supposée enthalpique. Une boucle PID est intégrée dans le modèle de la vanne dans l'objectif de réguler les pertes de charge et contrôler ainsi le débit selon la demande.

3.3.6 Système de régulation

Le stockage d'air sous pression fixe impose d'une part une régulation de la pression pour la garder constante et d'autre part une régulation de la puissance (consommée/produite) pour s'adapter à la demande.

Le cycle de stockage d'énergie est un cycle adiabatique qui s'effectue sans aucun apport d'énergie thermique de l'extérieur. Ce cycle adiabatique est assuré par des échangeurs de chaleur, et un système de régulation qui permet de contrôler les températures de sortie de ces échangeurs pour optimiser leur fonctionnement et le stockage de la chaleur récupérée.

Un système de contrôle est donc intégré dans le système de stockage ; il vise à envoyer une valeur de consigne à ce dernier à chaque pas de temps Δt donné comme paramètre. Ce système est divisé en 3 parties principales :

1. Régulation de la puissance ;
2. Régulation de la pression ;
3. Régulation au niveau du stockage de chaleur.

3.3.6.1 Régulation de la puissance

La régulation de la puissance est répartie sur deux sous-modèles : la régulation de la puissance du compresseur durant la phase de stockage et celle de la turbine à air durant la phase de déstockage. Les deux schémas de régulation sont présentés dans les Fig. 85 et Fig. 86.

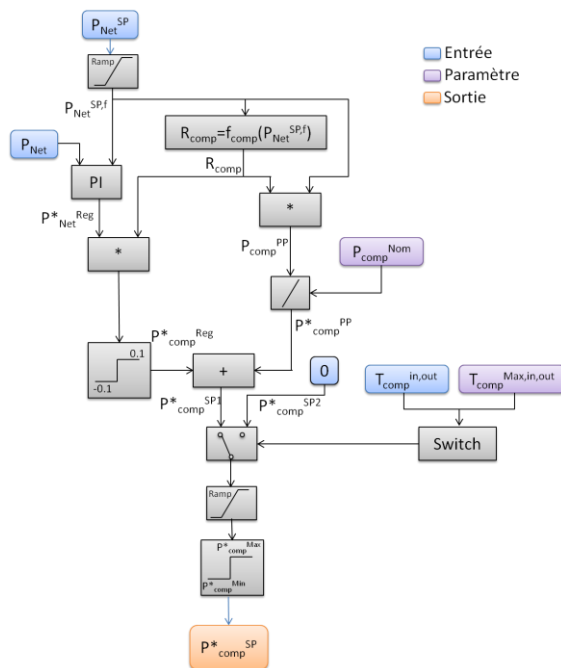


Fig. 85. Schéma de régulation de la puissance du compresseur

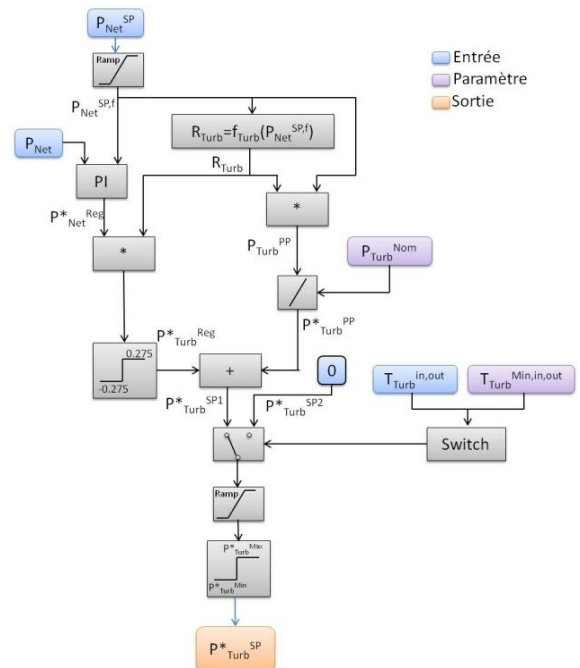


Fig. 86. Schéma de régulation de la puissance de la turbine

Durant la phase de stockage, l'énergie de l'eau comprimée est récupérée par une turbine Pelton. La puissance consommée par le système de stockage n'est plus en conséquence la puissance consommée par le compresseur, mais celle du compresseur moins la puissance produite par la turbine hydraulique. Le système de contrôle doit alors imposer une puissance au compresseur en fonction de l'énergie excédentaire disponible sur le réseau et l'énergie produite par la turbine hydraulique.

Ce système de régulation prend comme entrée la puissance imposée par le réseau et comme feed-back la puissance nette du système de stockage. Il a pour rôle de minimiser l'erreur entre ces deux valeurs en imposant une puissance de consigne au compresseur.

Tout d'abord, la puissance de consigne (P_{Net}^{SP}) est soumise à une rampe en fonction de la capacité du système à monter en puissance (contraintes mécanique, thermique et technique). Ensuite, une fonction $R_{comp}=f_{comp}(P_{Net}^{SP,f})$ permet de calculer le rapport de la puissance de pré-positionnement à imposer au compresseur sur la puissance nette de consigne. Cette fonction est calculée en se servant du modèle statique du cycle de stockage et est fonction de la puissance désirée. Le rapport obtenu dans ce cas est constant et égal à 1,129, cela est dû à la production d'énergie au niveau de la turbine hydraulique. Le but du pré-positionnement de la vanne est de stabiliser le réseau. Après, une valeur adimensionnelle de la puissance de pré-positionnement (P_{comp}^{PP}) est calculée en fonction de la puissance nominale du compresseur. Ultérieurement, une boucle PI classique permet de réguler la puissance à imposer au compresseur, elle fournit une valeur comprise entre [-1 et 1] en fonction de la puissance de consigne et de la puissance nette du cycle de stockage (feed-back). La valeur fournie est ensuite multipliée par le rapport R_{comp} , limité entre [-10% et +10%] et enfin ajoutée à la valeur de pré-positionnement. Ce dernier permet d'effectuer un réglage plus fin de la puissance. Un interrupteur ("switch") est installé après la régulation pour prendre en compte la marge de température admissible par le compresseur (pour le protéger des hautes températures). La rampe après l'interrupteur permet d'éviter la discontinuité des valeurs de la puissance de consigne, éviter toute variation brusque de la commande et stabiliser ainsi le système. Finalement, la puissance de consigne est limitée entre les valeurs admissibles par le compresseur avant d'être envoyée à ce dernier. Au niveau du compresseur, une boucle PID est intégrée dans le modèle pour réguler la perte de pression dans la vanne d'admission et atteindre la puissance de consigne imposée.

Durant la phase de déstockage, une pompe injecte un volume d'eau dans les réservoirs égal au volume d'air évacué par la turbine dans le but de garder la pression fixe. La puissance commandée par le réseau n'est plus de ce fait la puissance produite par la turbine, mais celle de la turbine moins la puissance consommée par la pompe. Le système de contrôle doit donc imposer une puissance à la turbine en fonction de la puissance demandée par le réseau et la puissance consommée par la pompe.

Ce système de contrôle est similaire à celui de la puissance consommée. Par contre, le rapport de la puissance de pré-positionnement de la turbine sur la puissance nette de consigne obtenu dans ce cas est égal à 1,3296 et la valeur donnée par la boucle PI est limitée entre [-27,5% et +27,5%] pour un contrôle plus fin de la puissance. La limitation de la température sert à protéger la turbine des chocs thermiques (en amont) et du gel de l'eau contenue dans l'air (en aval).

Il faut noter que les temps de démarrage du compresseur et de la turbine doivent être pris en compte avant d'envoyer la puissance de consigne. Pour cela, le système de contrôle attend la réception d'une consigne de ces machines indiquant qu'elles sont prêtes à consommer/produire de la puissance avant d'envoyer la valeur de consigne à ces dernières.

3.3.6.2 Régulation de la pression

La régulation de la pression est répartie sur 2 phases :

1. La régulation durant la phase de stockage : elle est réalisée par le réglage du débit d'évacuation d'eau en contrôlant la puissance de la turbine hydraulique ; et
2. La régulation durant la phase de déstockage : elle est réalisée par le réglage du débit d'entrée d'eau en contrôlant la fréquence de la pompe.

Les deux schémas de régulation sont présentés dans les Fig. 87 et Fig. 88.

Le système de régulation de la puissance de la turbine hydraulique est basé sur le contrôle de la pression dans les réservoirs air/eau. Il permet de calculer la puissance de consigne à commander à la turbine hydraulique de manière à garder une pression de stockage fixe. La pression est corrigée avec le volume d'air.

Le système prend comme entrée la pression de consigne et comme feed-back la pression réelle et le volume d'air stocké. Une rampe est imposée à la pression de consigne en fonction de la capacité de la turbine Pelton (contraintes mécanique et technique).

Le volume d'air visé pour atteindre la pression de consigne est calculé par la formule (151). Le changement de la pression à l'intérieur des réservoirs est suffisamment lent pour que le système puisse conserver sa température en échangeant de la chaleur avec l'eau et l'atmosphère. L'équation (151) ($f_{Awt,1}$) est donc obtenue en supposant que la transformation soit isotherme et que l'air se comporte comme un gaz parfait.

$$V_{Air}^{SP} = \frac{p}{p^{SP}} * V_{Air} \quad (151)$$

" V_{Air}^{SP} " est le volume d'air de consigne et " V_{Air} " est le volume d'air stocké.

Ensuite, une boucle PI est intégrée et donne une valeur de régulation (Q_{Turb}^{Reg}) en fonction du volume d'air de consigne et du volume réel (feedback). Cette valeur est ensuite bornée entre [-10% et 10%] (pour un réglage plus délicat) et soustraite du débit volumique d'air de pré-positionnement (Q_{Water}^{PP}) pour avoir le débit de consigne de la turbine. Le signe moins réside du fait que les variations de la pression et du débit sont en sens inverse.

La valeur de pré-positionnement, qui sert à stabiliser le système, est la somme du débit volumique d'air (débit du compresseur) et d'un débit supplémentaire. Le premier terme est la valeur statique du débit qui sert à conserver la pression fixe dans les réservoirs, et le deuxième est la valeur dynamique du débit qui contribue à changer la pression selon la consigne.

Ainsi, le rôle de la fonction $f_{Awt,2}$ est de calculer le débit supplémentaire pour modifier la pression selon la consigne. Cette fonction est la dérivée de ($f_{Awt,1} - V_{Air}$) par rapport au temps, elle est déterminée par :

$$f_{Awt,2} \left(V_{Air}, p^{SP}, \frac{dp^{SP}}{dt} \right) = Q_{Water}^{PP2} = -V_{Air} * p * p^{SP-2} \frac{dp^{SP}}{dt} \quad (152)$$

La dérivée par rapport au temps est calculée en tenant compte du temps de réaction Δt du système de régulation. Le débit de pré-positionnement adimensionnel (Q_{Water}^{PP}) est ensuite calculé par rapport au débit nominal et borné entre [0 et 1] (valeurs admissibles par la turbine).

Finalement, une boucle PI permet de calculer la puissance de consigne à communiquer à la turbine de manière à réduire l'erreur entre le débit de consigne et le débit réel de cette dernière. Une intégration d'une rampe est nécessaire pour éviter toute discontinuité.

A noter que la pression de consigne n'est prise en compte dans la régulation que lorsque la turbine devient prête à produire de la puissance. Le système de régulation attend la réception d'une consigne indiquant que la turbine est prête à fournir de la puissance avant d'envoyer la valeur de consigne.

Durant la phase de déstockage, le réglage du débit est exécuté par le contrôle de la fréquence de la pompe par l'intermédiaire d'un variateur de vitesse. Ce système de régulation est similaire à celui de la turbine hydraulique sauf que le réglage est assuré par la fréquence de la pompe. D'autre part, il faut soustraire $f_{Awt,2}$ du débit d'air au lieu de l'ajouter et ajouter le débit de régulation au débit de pré-positionnement à la place de la soustraction. En effet, les variations de la pression de stockage et du débit de la pompe sont du même sens dans ce cas.

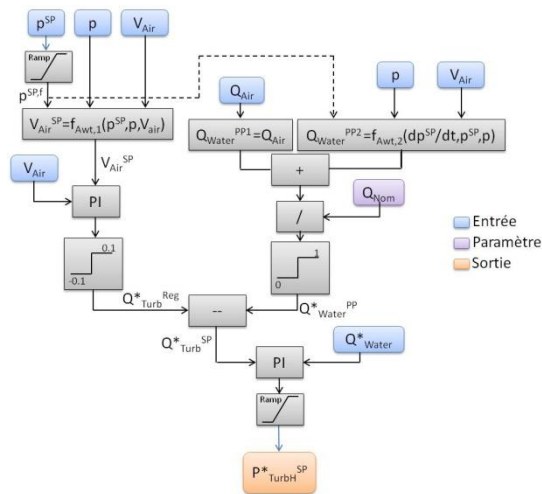


Fig. 87. Schéma de régulation de la puissance de la turbine hydraulique

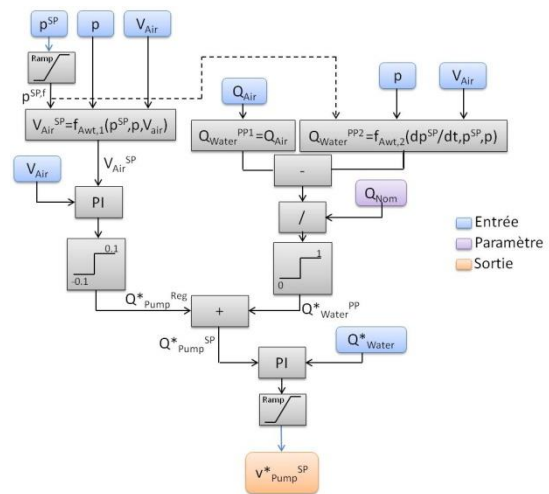


Fig. 88. Schéma de régulation de la fréquence de la pompe

3.3.6.3 Régulation du stockage thermique

L'inertie thermique des échangeurs de chaleur est puissante et affecte la flexibilité du système de stockage. Voilà pourquoi une régulation de ces composants est nécessaire pour franchir le problème de l'inertie thermique et atteindre les températures visées à la sortie dans un temps minimal. Deux systèmes de régulation pour le refroidisseur et le réchauffeur (voir Fig. 89 et Fig. 90) sont donc développés.

Le réglage du débit d'eau traversant le refroidisseur peut se réaliser soit par le contrôle de la température de sortie de l'air soit par celle de l'eau. Pour un système de stockage adiabatique où la température du stockage d'eau chaude influe sur le rendement global du système, le réglage de cette dernière est plus important. Ce réglage doit tenir compte des températures de l'air maximales admissibles à l'entrée et à la sortie du compresseur. Le système de contrôle doit éviter de stocker de l'eau froide au démarrage et optimiser conséquemment le stockage thermique.

Le débit d'eau de consigne dans le refroidisseur est la différence entre le débit de pré-positionnement (adimensionnel) et la régulation selon la température de sortie de l'eau. En effet, l'augmentation de la température de sortie de l'eau doit être accompagnée par une diminution du débit d'eau traversant les échangeurs de chaleur. Le débit de pré-

positionnement est calculé par l'équation (153) et divisé ensuite par le débit nominal (donné comme paramètre) pour obtenir le débit adimensionnel.

$$(\dot{m}Cp)_{in,Air} = (\dot{m}Cp)_{in,eau} \quad (153)$$

Une boucle PI permet de calculer une régulation du débit d'eau en fonction de la température d'eau de consigne (paramètre) et de la température réelle. Un interrupteur est intégré dans le système de régulation pour donner un débit de consigne nul dans le cas où le débit de pré-positionnement est nul (durant la phase de déstockage). Un limiteur est aussi mis en place à la fin pour limiter le débit d'eau à une valeur inférieure limite maximale (limitation de la vitesse).

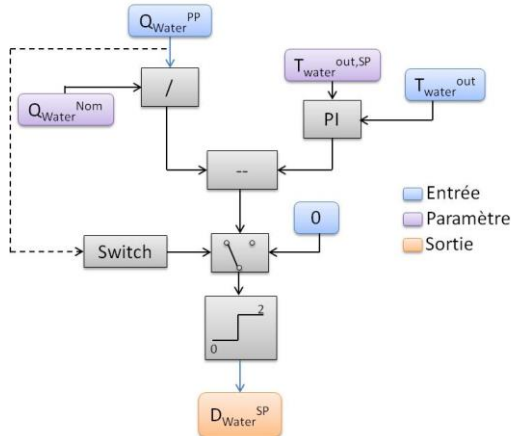


Fig. 89. Schéma de régulation du débit du refroidisseur

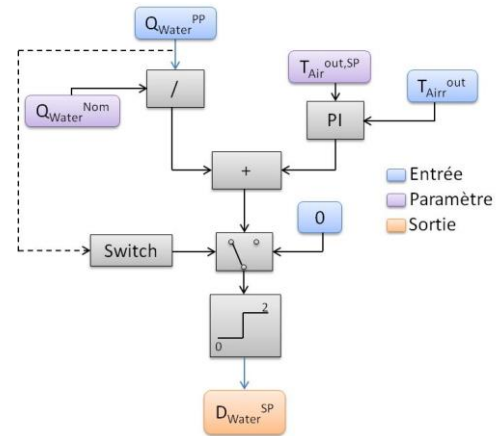


Fig. 90. Schéma de régulation du débit du réchauffeur

Durant la phase de déstockage, l'air doit être préchauffé avant la détente pour éviter le givrage sur les aubes de la turbine et augmenter la densité énergétique. Un système de contrôle des réchauffeurs est donc recommandé pour régler le débit d'eau chaude et chauffer l'air en un temps minimal.

Le réglage du débit d'eau traversant l'échangeur est réalisé par le contrôle de la température de sortie de l'air afin d'avoir la température de consigne de l'air et répondre aux exigences du réseau en un temps minimal.

Le système de régulation du réchauffeur ressemble à celui du refroidisseur avec deux différences:

1. Le débit de consigne est la somme du débit de pré-positionnement et de la régulation.
2. Le réglage s'effectue avec la température de sortie de l'air à la place de celle de l'eau.

Tous ces schémas de régulation sont finalement rassemblés dans un modèle relié aux autres composants par un bus de connecteur. Ce modèle prend comme paramètres la puissance et la pression de consigne et assure le réglage du cycle de stockage de manière à garantir ces paramètres.

Après la présentation des modèles dynamiques et du système de régulation, il reste à décrire les bancs d'essais construits pour valider le bon fonctionnement du cycle de stockage et donner plus de crédibilité aux modèles numériques effectués.

3.3.7 Bancs d'essais

3.3.7.1 Objectifs des bancs

Le réglage de la pression est assuré dans les tubes de stockage grâce à une contre pression hydraulique, avec récupération de l'énergie nécessaire à ce maintien de pression fixe. Ce dispositif permet à la fois de s'assurer d'un fonctionnement dans les meilleures plages de rendement des machines de compression et de détente et d'optimiser l'utilisation du volume de stockage. Durant l'évacuation de l'eau des tubes de stockage, elle subit une détente dans une turbine hydraulique. Cette eau ne doit pas renfermer d'air pour éviter l'apparition des flashes à la détente et la cavitation de la turbine.

Sous des pressions très élevées (120 bars), la problématique de la dissolution de l'air dans l'eau se pose. Notamment car au-delà d'une certaine teneur en air dissous dans l'eau, la durée de vie des turbines hydrauliques serait gravement réduite en raison de la cavitation à la détente (ceci conduit à l'érosion des turbines hydrauliques). De plus, l'installation de ces turbines reste indispensable vu qu'elles récupèrent environ 10 % du bilan énergétique total du système de stockage. Par conséquent, une séparation entre l'air et l'eau est nécessaire pour empêcher la dissolution de l'air dans l'eau dans les tubes de stockage.

Deux solutions de séparation ont été proposées : la séparation par une membrane élastique ou par une vessie non élastique. La solution privilégiée était la séparation par vessie, le comportement de cette solution à pression atmosphérique est garanti par les fournisseurs mais pas à l'échelle du projet étudié. Pour cela, deux bancs d'essais (banc BP et banc HP) ont été construits pour tester la fiabilité de la membrane à pression atmosphérique et à une pression de 120 bars. Les bancs et les résultats sont présentés dans l'Annexe C. Les résultats prouvent la capacité de la vessie à rester étanche dans les deux cas.

Un modèle numérique a été développé pour étudier le comportement dynamique et la réactivité du système de stockage en fonction de la demande imposée par le réseau électrique. La modélisation dynamique des machines tournantes et des échangeurs de chaleur est basée sur des données extraites de la littérature et des fournisseurs. Un banc d'essais (banc NERIALIS) est donc construit pour valider par des mesures expérimentales les modèles numériques du système de stockage. Ce banc doit permettre d'étudier le comportement réel des différents composants du cycle de stockage et de visualiser les phases transitoires ainsi que les phases statiques. Le banc NERIALIS est décrit ci-dessous.

3.3.7.2 Banc NERIALIS

3.3.7.2.1 Principe de fonctionnement

Le but du banc NERIALIS est de tester la partie de production du système de stockage. Les principaux objectifs que ce banc d'essai doit assurer sont :

- La validation expérimentale du modèle numérique des machines tournantes en fonction de leur inertie mécanique ;
- La validation expérimentale du modèle numérique des échangeurs de chaleur en fonction de leur inertie thermique ;

- La validation expérimentale du modèle numérique global de la phase de déstockage d'air comprimé ;
- L'étude du comportement et de la réactivité de la phase de déstockage en fonction de la demande.

Le banc d'essai ne va pas reproduire les mêmes conditions de fonctionnement que le vrai système de stockage en termes de pression et de puissance produite mais plutôt en termes de cyclage. La détente de l'air va être réalisée dans deux turbocompresseurs (machines centrifuges) à la place des turbines (pour une question de coût) et la consommation énergétique des turbocompresseurs sera contrôlée par la pression à la sortie de la partie compression de ces machines. La pression d'admission est de l'ordre de 5 bars (à la place de 120 bars) et l'énergie produite est de l'ordre de 5 kWh. Des réservoirs d'air comprimé alimentent le circuit de stockage par l'intermédiaire d'une vanne de régulation.

En conséquence, le test de la détente de l'air dans les turbocompresseurs permet de valider les modèles des machines tournantes centrifuges et celui des réchauffeurs sert à valider les modèles des échangeurs de chaleur tube/calandre.

3.3.7.2.2 Schéma global du système, principaux composants et fonctionnement

La Fig. 91 montre le schéma de principe du banc d'essai. Ce banc renferme un train de détente à deux étages. Il est constitué de 2 turbocompresseurs ($I = 2.8 \times 10^{-6} \text{ kg.m}^2$ et $F = 200 \times 10^{-8}$ (données fournisseurs)), deux échangeurs tube/calandre, des vannes manuelles tout ou rien, des vannes à réglage manuel, des résistances électriques (pour chauffer l'eau), des débitmètres, un tachymètre (ayant un temps de réponse de 50 ms) ainsi que des capteurs de pression et de température.

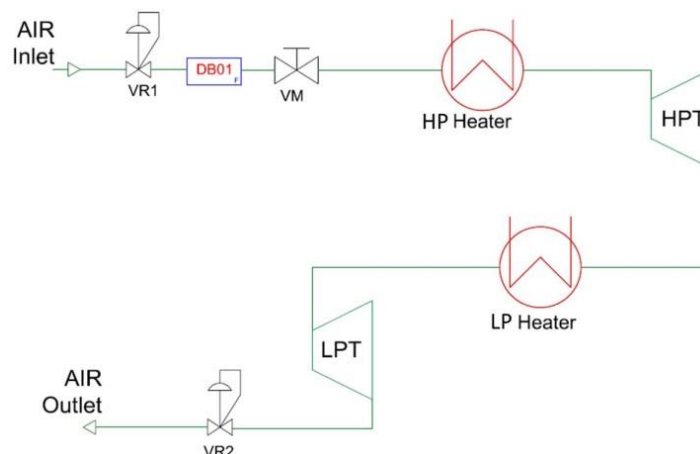


Fig. 91. Schéma global du banc d'essais NERIALIS

Le but principal du banc est de tester le chauffage d'air par des échangeurs tube/calandre et la détente de l'air chaud résultant dans les turbocompresseurs. Le circuit est alimenté par une source d'air comprimé stocké dans trois réservoirs de 1 m^3 de volume chacun. Le système est équipé d'une vanne de régulation à l'entrée (VR1) et une autre à la sortie (VR2). La première vanne de régulation permet de contrôler le débit et la pression d'admission au circuit de stockage et la deuxième sert à contrôler la pression au refoulement.

L'air comprimé traversant le circuit est d'abord chauffé par l'eau chaude dans un échangeur tube/calandre (HP Heater) avant d'être détendu dans le premier turbocompresseur (HPT). L'air refroidi après la première détente est réchauffé de nouveau dans un deuxième échangeur air/eau (LP Heater). Une fois réchauffé, il est détendu une dernière fois dans le deuxième turbocompresseur (LPT) et refoulé ensuite à l'atmosphère. La vanne manuelle à l'admission (VM) a pour rôle de couper l'alimentation par air comprimé en cas d'urgence.

Les turbocompresseurs sont composés d'un côté d'une turbine et de l'autre côté d'un compresseur. La turbine et le compresseur sont montés sur le même arbre de rotation. L'énergie produite par la détente de l'air dans la turbine sera transmise mécaniquement vers le compresseur. L'énergie consommée est donc réglée par la pression à la sortie des compresseurs en se servant d'une vanne à réglage manuel.

Des résistances électriques ainsi qu'une pompe de circulation d'eau sont installées pour chauffer l'eau. Le débit d'eau chaude est régulé par un variateur de fréquence de la pompe et par des vannes, à réglage manuel, installées à l'entrée de chaque échangeur.

Les schémas de réalisation du banc sont montrés dans la Fig. 92.

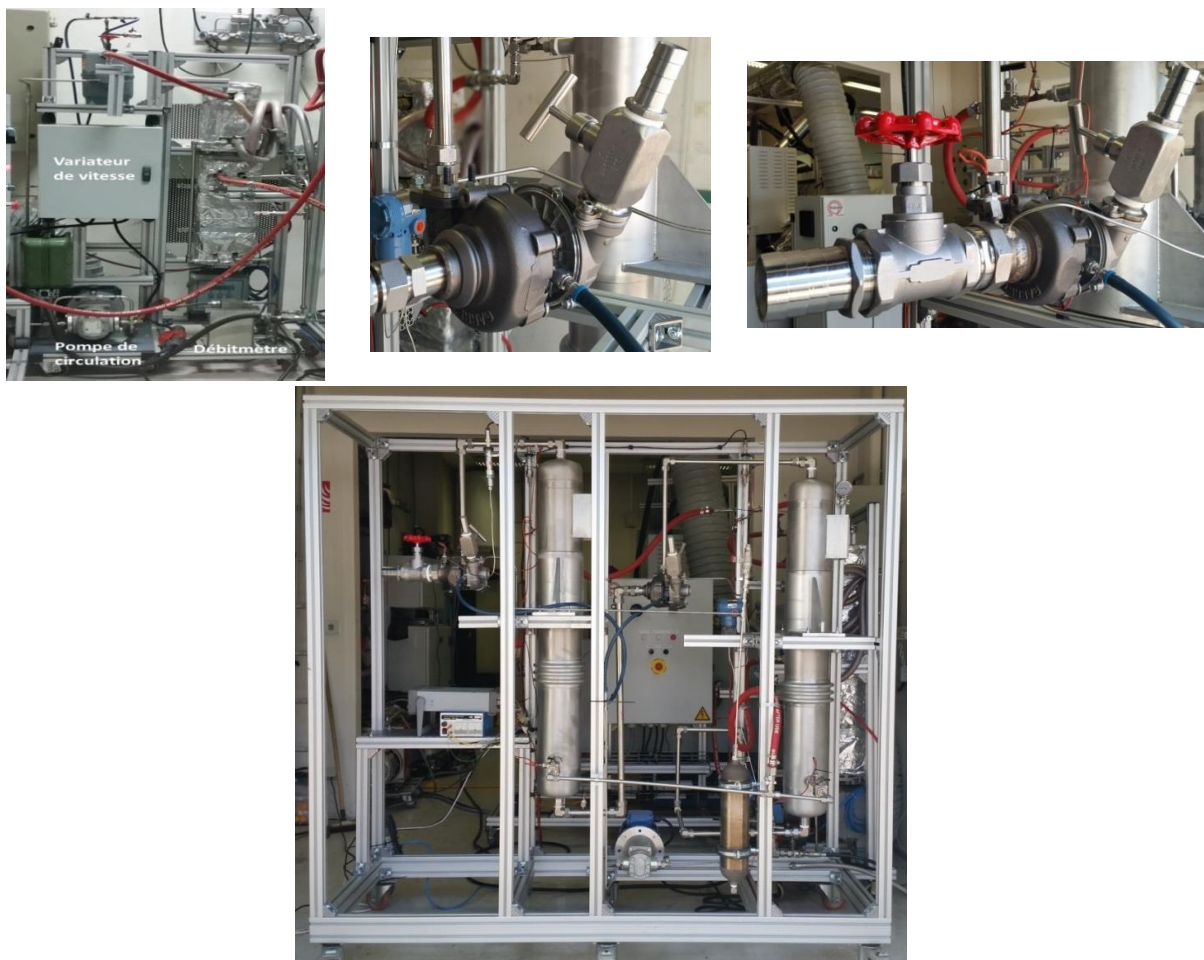


Fig. 92. Schéma de réalisation du banc

3.3.7.2.3 Instrumentation et acquisition

Le banc est équipé de capteurs de pression et de température pour mesurer les caractéristiques du fluide circulant aux différents points du banc. Il est équipé également d'un débitmètre d'air

pour mesurer le débit d'air injecté dans le circuit et d'un débitmètre d'eau pour mesurer le débit d'eau chaude circulant dans les échangeurs. Un tachymètre électromagnétique est aussi installé au niveau des turbines pour mesurer la vitesse de rotation de ces dernières en fonction du temps.

L'acquisition des données et des mesures du banc d'essai est faite par une machine "Agilent" toutes les secondes. Elle permet l'acquisition des mesures directes des résistances détectrices de température (RTD), de courant continu (pour les capteurs de pression et les débitmètres) et de la tension (tachymètre). Le programme d'acquisition d'Agilent permet d'acquérir ces différents signaux.

Le détail des capteurs utilisés est donné dans le Tableau 11. La valeur de l'incertitude donne une indication quantitative de la qualité du résultat de mesure, elle permet d'estimer la fiabilité de ce résultat [PRI99]. Les valeurs d'incertitude du Tableau 11 sont fournies par les constructeurs des capteurs.

Tableau 11 : Détail des instruments utilisés

Grandeur	Type	Signal	Incertitude	Temps de réponse
Pression statique absolue	piezo résistif Série absolue PAA33X	4-20 mA	$\pm 0.15\%$ EM	2.5 ms
Température	Pt100 4 fils classe B	RTD	$\pm 0.8^{\circ}\text{C}$ à 100°C	0.5 ms
Débit	Débitmètre KROHNE à flotteur de type (H250/RR/M40/ESK)	4-20 mA	$\pm 1.6\%$	0.5 ms
Débit	Débitmètre RHEONIK de Coriolis de type (RHM 06)	4-20 mA	$\pm 0.1\%$	0.5 ms
Vitesse de rotation	Tachymètre électro magnétique HR-6800	0-1 V	± 0.02	50 ms

3.3.7.2.4 Résultats des essais

- Démarrage à froid

Le premier essai est réalisé avec des échangeurs froids au démarrage. Les vannes d'alimentation du banc en air comprimé et en eau chaude sont ouvertes en même temps lors du démarrage. Les données du circuit sont présentées dans les figures ci-dessous. La comparaison des résultats entre le modèle théorique et le banc d'essai est effectuée sur la même base temporelle.

La Fig. 93 représente une comparaison entre la pression d'admission mesurée et la pression théorique intégrée dans le modèle numérique, l'écart maximal entre les pressions ne dépasse pas 1%. La Fig. 94 présente également le débit d'air mesuré et celui intégré dans le modèle, l'écart maximal est inférieur à 4%. Le débit et la pression sont changés plusieurs fois afin d'étudier le comportement des turbocompresseurs à différentes vitesses.

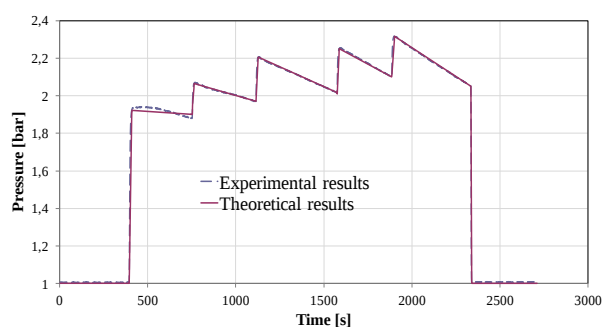


Fig. 93. Pressions d'admission expérimentale et simulée

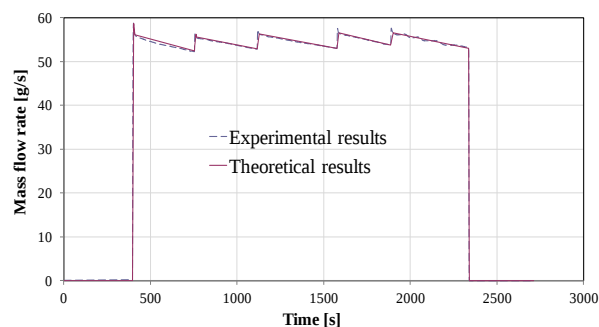


Fig. 94. Débit d'air expérimental et simulé

Concernant les échangeurs de chaleur, la pression d'admission d'eau est fixée à 1,5 bar. Le débit d'eau d'alimentation de l'échangeur haute pression est présenté dans la Fig. 95, l'écart maximal entre les valeurs mesurées et théoriques (simulées) est de 3,5%. Une fois le régime stationnaire établi dans le circuit, le débit d'eau chaude est réduit. Les températures d'admission d'eau expérimentales et théoriques sont présentées dans la Fig. 96. L'écart entre la température expérimentale et simulées est de 2.5°C maximum.

L'eau est chauffée par des résistances électriques et circule dans un circuit fermé. La température initiale de l'eau dans les résistances est de 90°C. Cependant, les échangeurs sont remplis d'eau froide au démarrage. Par conséquent, la température d'admission d'eau diminue quelques instants après le début de circulation de ce fluide du fait que l'eau froide initialement contenue dans les échangeurs arrive aux résistances électriques. La température diminue ultérieurement après l'arrêt des résistances électriques et de la circulation d'eau.

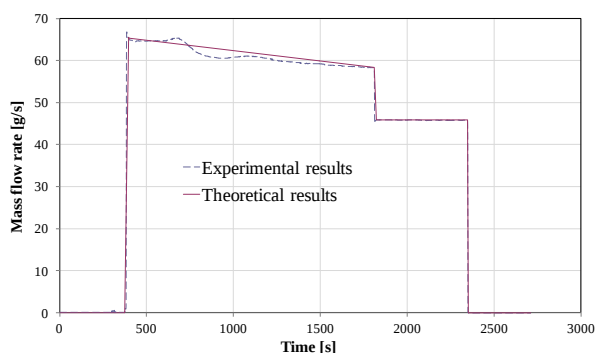


Fig. 95. Débit d'eau expérimental et simulé

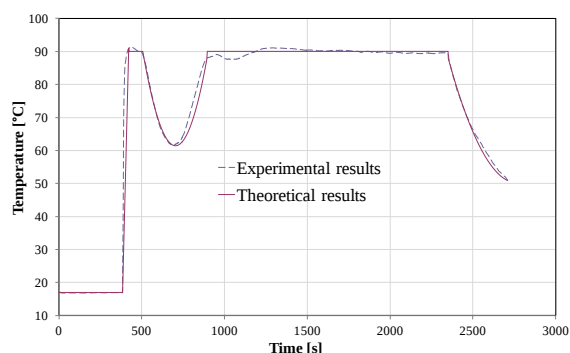


Fig. 96. Températures d'eau d'admission expérimentale et simulée

Après intégration de ces données dans le modèle numérique, les températures de sortie d'air et d'eau des échangeurs et la vitesse des turbocompresseurs sont calculées.

La température de sortie d'air de l'échangeur haute pression est présentée dans la Fig. 97. Durant la phase transitoire, les deux courbes théorique et expérimentale ont la même forme avec un écart des valeurs de 5°C maximum (11%). Cet écart est dû aux écarts entre les paramètres d'entrée théoriques et expérimentaux et aux hypothèses prises dans le modèle (partie 3.3.2). Les deux courbes se superposent en régime stationnaire.

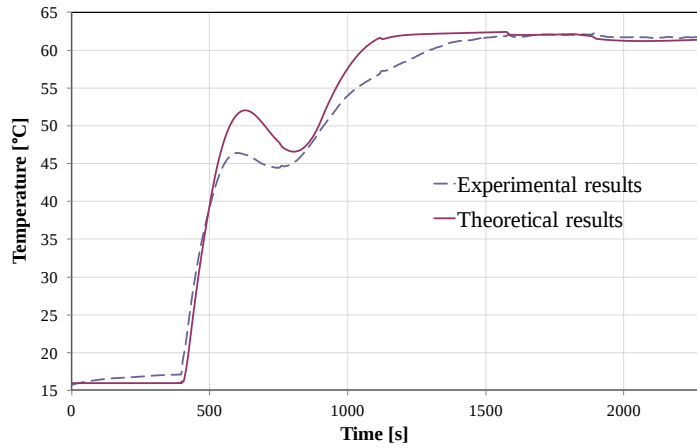


Fig. 97. Températures de sortie d'air expérimentale et simulée

La température de sortie d'eau de l'échangeur haute pression est présentée dans la Fig. 98. Les deux courbes théorique et expérimentale ont la même forme avec un écart maximal des valeurs de 3°C (5%). La variation théorique de la température en régime transitoire suit celle de l'expérience. Les échangeurs prennent 200 secondes environ avant que le régime stationnaire soit rétabli.

Le rapport de détente de la turbine haute pression (Fig. 99) est de l'ordre de 1,033. Pour ce rapport de détente, la vitesse de rotation de la turbine est calculée et présentée dans la Fig. 100. La courbe théorique de la vitesse angulaire est dans la limite des valeurs mesurées expérimentalement. La Fig. 100 montre la superposition des valeurs théoriques et expérimentales de la vitesse angulaire en régime transitoire. La turbine prend 6 secondes environ avant d'atteindre le régime stationnaire.

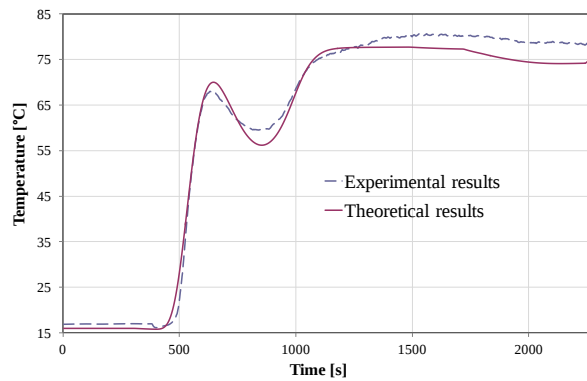


Fig. 98. Températures de sortie d'eau expérimentale et simulée

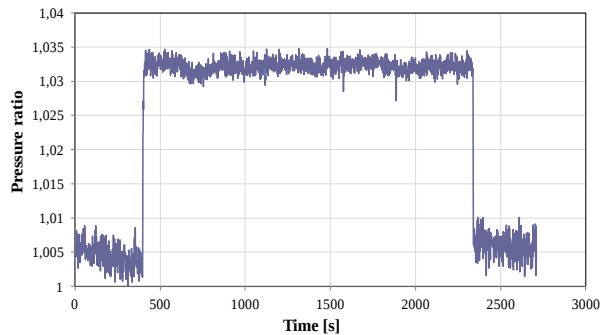


Fig. 99. Rapport de détente de la turbine haute pression

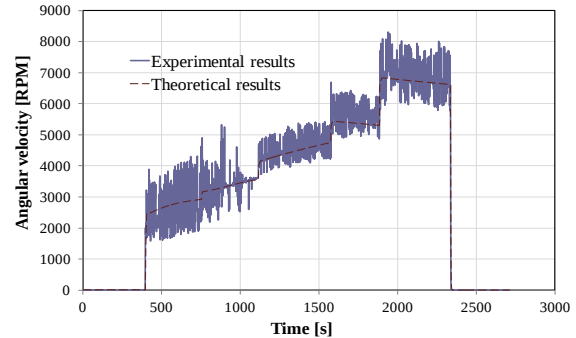


Fig. 100. Vitesses de rotation expérimentale et simulée de la turbine haute pression

Le rendement isentropique de la turbine varie entre 2,5% et 17% (voir Fig. 101). Il est faible parce que les turbines sont conçues pour travailler à une température de 600°C et non à 60°C. Ces valeurs théoriques sont en accords avec les valeurs expérimentales (donnée fournisseur).

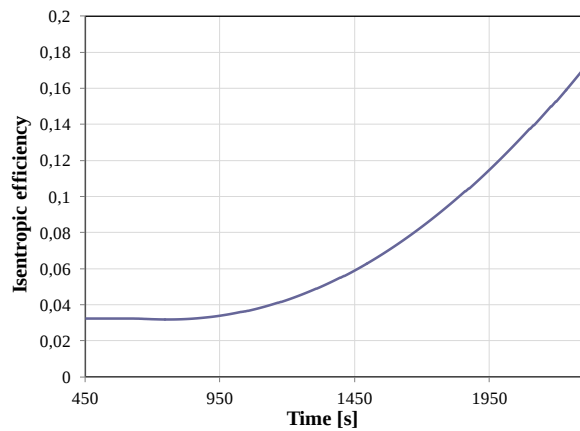


Fig. 101. Rendement isentropique simulé de la turbine haute pression

- Démarrage à chaud

Dans cet essai, les échangeurs sont initialement maintenus à chaud (85°C). Les propriétés d'air d'admission théoriques et expérimentales sont présentées dans les Fig. 102 et Fig. 103. L'écart maximal entre la pression théorique et celle expérimentale est de 8 % et celui du débit est de 3 %. Pour ces données, les courbes théorique et expérimentale de la vitesse de rotation de la turbine haute pression (Fig. 104) ont la même forme dans le régime transitoire ainsi que dans le régime stationnaire. La courbe théorique est en concordance avec les valeurs mesurées.

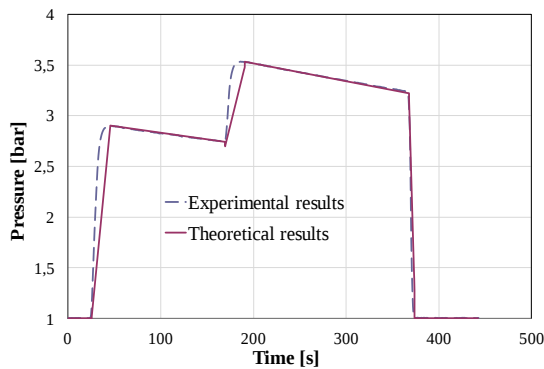


Fig. 102. Pressions d'admission expérimentale et simulée

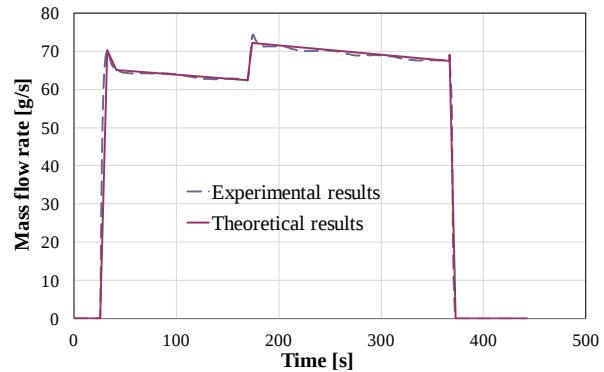


Fig. 103. Débits d'air expérimental et simulé

La vitesse de rotation augmente en régime transitoire pour atteindre la valeur stationnaire en 5 secondes. Cette valeur est validée par le modèle numérique pour une même inertie de la roue de la turbine. De plus, les courbes théorique et expérimentale de la vitesse se superposent en régime transitoire lors de l'arrêt de la turbine. La validation de la vitesse de rotation permet de valider implicitement tous les phénomènes physiques inclus dans le modèle numérique (la détente d'air, le couple de torsion, le rendement isentropique, ...).

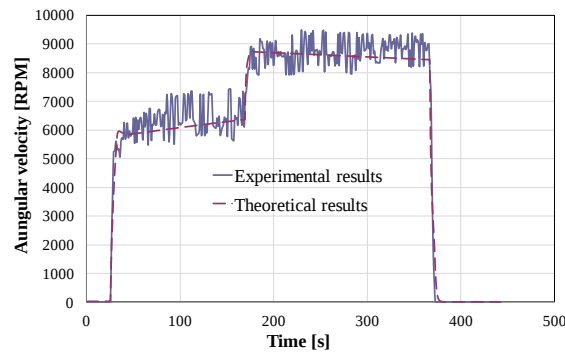


Fig. 104. Vitesses de rotation expérimentale et simulée de la turbine haute pression

3.3.7.2.5 Conclusions sur la validation expérimentale

Un banc d'essai est construit pour valider les modèles théoriques. Ce banc a été conçu pour valider expérimentalement les modèles numériques des échangeurs de chaleur et des turbines, il est formé de deux échangeurs et de deux turbocompresseurs.

L'expérimentation montre la validité du modèle des échangeurs en régime transitoire ainsi qu'en régime stationnaire avec une erreur maximal de 11 %. De même, le modèle de la turbine est validé expérimentalement. La montée de la vitesse et sa descente données par l'expérimental est compatible avec les résultats de simulation du modèle théorique.

En conclusion, les modèles des turbines et des échangeurs sont validés expérimentalement. En outre, les hypothèses et les équations utilisées dans les machines tournantes sont similaires. Par conséquent, les modèles des machines tournantes sont supposés également validés.

3.4 Conclusions

Le chapitre a introduit les modèles dynamiques des éléments du cycle de stockage, avec une revue bibliographique pour chaque modèle, et le système de régulation global. Dans un premier temps, les modèles des écoulements dynamiques dans les tubes et les réservoirs de stockage air/eau sont explicités et validés en se basant sur des données de la littérature. Ensuite, les modèles des échangeurs de chaleurs, des réservoirs de stockage d'eau chaude et des machines tournantes centrifuges sont présentés. Le modèle des réservoirs de stockage thermique est validé par comparaison avec des résultats de simulation issus de la littérature et ceux des composants qui restent par des mesures expérimentales. Le résumé des phénomènes physiques inclus dans chaque modèle dynamique est présenté dans la Fig. 105. Puis, les modèles de régulation sont évoqués. Ils servent à adapter le système de stockage aux demandes imposées par le réseau électrique et à optimiser le régime transitoire de ce dernier. Finalement, deux bancs d'essai ont été réalisés pour valider la fiabilité de la vessie de séparation utilisée dans les réservoirs de stockage air/eau. Le troisième banc réalisé a permis de valider par des mesures expérimentales les modèles des échangeurs de chaleur et des machines tournantes.

Les inerties qui ralentissent le temps de réponse du système de stockage et sa capacité de répondre à la réserve primaire sont l'inertie thermique des échangeurs de chaleur, l'inertie thermique du compresseur et de la turbine à air et l'inertie mécanique des machines tournantes (forces de torsion et de flexion). Les inerties d'écoulement ont un temps caractéristique

inférieur à celui de la réserve primaire et elles doivent être donc prises en compte uniquement lors du dimensionnement des éléments du cycle de stockage. Les simulations du comportement global du système de stockage sont présentées dans le chapitre suivant où la capacité du système à répondre aux réserves primaire et secondaire est encore abordée.

Il serait intéressant dans un futur travail de construire un démonstrateur de ce système de stockage d'énergie dans le but de démontrer la viabilité technique et commerciale du système de stockage et de garantir la rentabilité de la solution dans le cadre d'un déploiement commercial. De plus, ce démonstrateur devra être capable de valider par des mesures expérimentales les modèles théoriques et le modèle global du cycle de stockage.

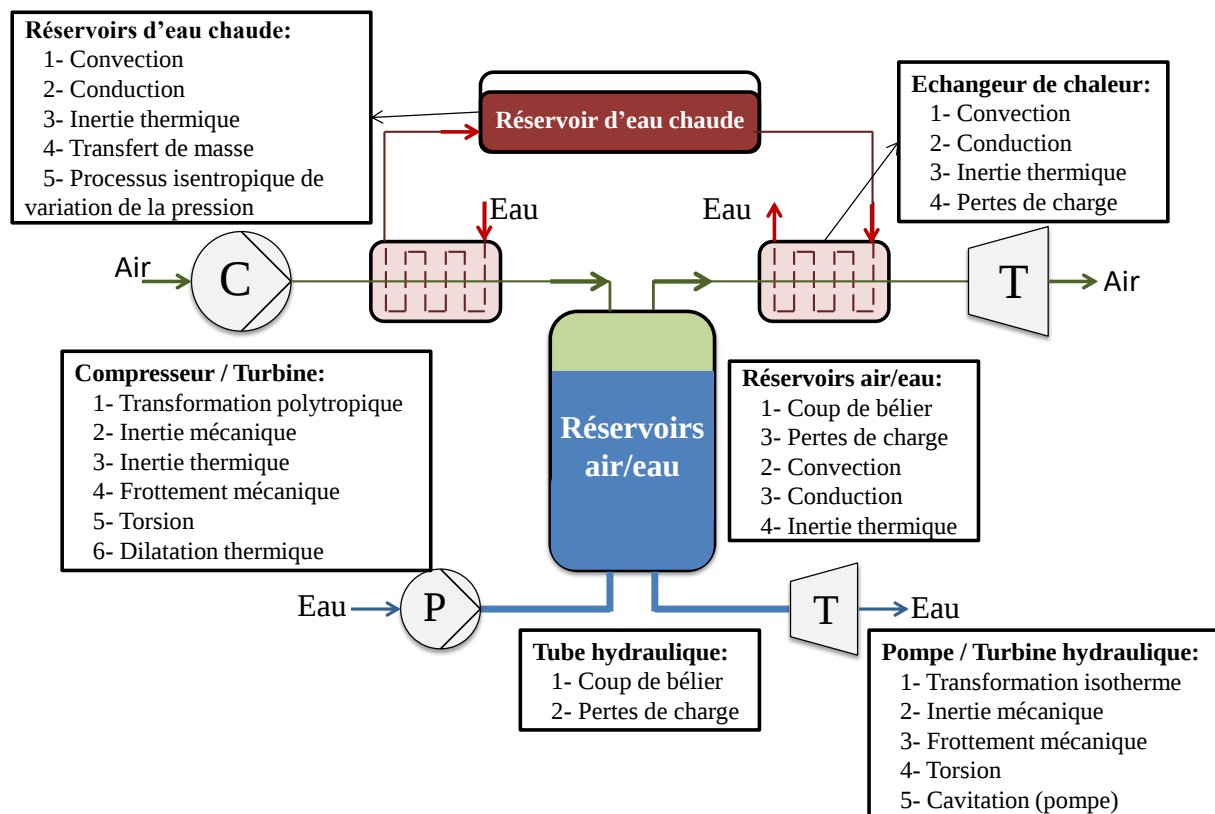


Fig. 105. Les phénomènes physiques pris en compte dans le modèle dynamique du système de stockage

Partie IV. Simulation en régime dynamique du fonctionnement du système IA-CAES

4.1 Introduction

L'intérêt de ce chapitre est de simuler en régime dynamique des scénarios de charge et de décharge du système IA-CAES dans le but de vérifier sa capacité à répondre aux réserves primaire et secondaire. Par ailleurs, ce chapitre traite des scénarios possibles dans l'optique de minimiser le temps de réaction du système considéré face à une demande de puissance.

Par définition, la réserve secondaire consiste à assurer la demande de puissance en quelques minutes et la réserve primaire consiste à monter à 33% de la puissance nominale du système de stockage en 10 s et à atteindre la puissance nominale en 30 s.

En premier lieu, des scénarios sont simulés pour étudier le phénomène du coup de bélier dans les réservoirs de stockage air/eau et le réseau hydraulique correspondant lors du contrôle de la pression de stockage. Le but de cette étude est d'étudier la surpression qui aura lieu lors de la fermeture rapide des vannes d'alimentation en eau.

En deuxième lieu, des scénarios de stockage/déstockage en fonctionnement normale et avec variation de la puissance consommée/produite sont réalisés pour examiner la capacité du système à assurer la réserve secondaire et évaluer les pertes de rendement dues aux phases transitoires. Les consignes, de démarrage et d'arrêt des machines tournantes, imposées par les fournisseurs seront respectées dans ces scénarios.

En dernier lieu, plusieurs scénarios sont examinés pour étudier les possibilités d'assurer la réserve primaire et franchir les inerties ralentissant le temps de réponse du système de stockage à une demande de puissance. Les études sont effectuées en tenant compte du couple de torsion exercé sur les arbres du compresseur et de la turbine à air et en fonction de leurs inerties thermiques.

4.2 Coup de bélier

Le contrôle de la pression de stockage est exécuté par des vannes linéaires installées à l'admission des réservoirs air/eau. Ces réservoirs sont répartis sur des modules de cinq réservoirs chacun dont le remplissage et la vidange s'effectuent module par module. La Fig. 106 représente un module des réservoirs de stockage air/eau avec le circuit hydraulique correspondant. Le modèle dynamique du coup de bélier sera utilisé ci-après pour examiner la variation de la pression dans le circuit hydraulique après la fermeture des vannes et le modèle gaz-liquide couplé sera utilisé pour calculer la fluctuation de la pression de stockage dans les réservoirs air/eau en régime transitoire durant les phases de stockage et de production.

Un contrôle efficace de la pression de stockage nécessite une fermeture ou une ouverture rapide des vannes selon le cas. Cependant, la fermeture et l'ouverture rapide des vannes déclenchent la propagation des ondes de pression dans le circuit hydraulique. Partant de ce fait, le dimensionnement des canalisations doit être fait en prenant en compte le phénomène du coup de bélier. Le module de la Fig. 106 renferme une source d'eau, huit tubes, sept vannes et cinq puits à une pression fixe de 120 bars (les réservoirs). L'eau est pompée et détendue des réservoirs air/eau pour maintenir une pression de stockage fixe. Une boucle hydraulique (tubes P5 à P7) est intégrée dans le circuit afin d'atténuer l'effet du coup de bélier lors de la

fermeture/ouverture instantanée de toutes les vannes d'alimentation. La phase de remplissage des réservoirs par l'eau sera étudiée dans ce qui suit puisque le débit d'eau durant cette phase (380 kg/s) est supérieur à celui durant la phase de stockage d'électricité.

La pression du système est égale à 120 bars (pression de stockage d'air). Les tubes P0 à P7 ont un diamètre de 0,6 m et une épaisseur de paroi de 0,03 m. Les tubes P1 à P4 ont une longueur de 15 m, P5 et P7 de 2 m, P6 de 60 m et P0 de 1 m. La compressibilité de l'eau, qui vaut le produit de la masse volumique par le carré de la vitesse du son, est considérée égale à 2,264 GPa en moyenne. Le module de Young des tubes est supposé égal à 220 GPa et leur rugosité de l'ordre de 0,046 mm. Plusieurs scénarios sont examinés, le phénomène du coup de bélier est calculé dans ce circuit lors de la fermeture instantanée des vannes, avec et sans la boucle d'eau, et en faisant varier la durée de fermeture de ces dernières. Vu que la transitoire de l'ouverture rapide des vannes est similaire à celle de la fermeture, le phénomène du coup de bélier est examiné juste lors de la fermeture des vannes.

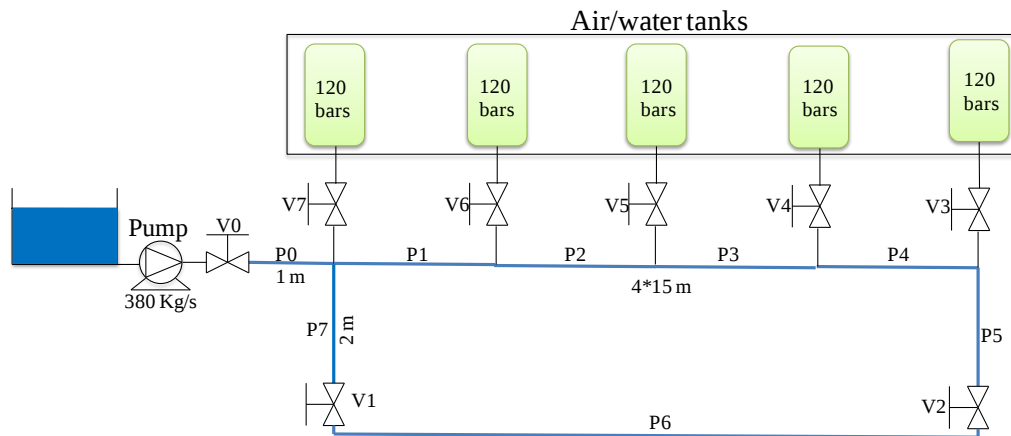


Fig. 106. Circuit hydraulique de remplissage des réservoirs air/eau

4.2.1 Efficacité de la boucle d'eau

La première simulation est lancée sans boucle hydraulique. Les vannes d'alimentation (vannes V0 et de V3 à V7) sont initialement ouvertes et les vannes de la boucle hydraulique (V1 et V2) sont toujours fermées. Au temps $t = 0,1$ secondes, les vannes V3 à V7 seront instantanément fermées (la pompe sera éteinte et la vanne V0 sera fermée). Le débit massique en régime stationnaire et les valeurs extrêmes de la pression et du débit massique dans les canalisations en régime dynamique (les amplitudes de ces grandeurs), obtenus par les résultats de la simulation dynamique, sont donnés dans le Tableau 12.

La pression atteint une valeur maximale à l'entrée du tube P5 (sortie de la vanne V2). Ce résultat est prévisible car l'entrée du tube P5 constitue le bout de la canalisation. Les variations temporelles de la pression et du débit dans le tube P5 sont présentées dans les Fig. 107 et Fig. 108.

Tableau 12: Amplitudes de la pression et du débit massique dans les tubes

Tube	Débit massique stationnaire (kg/s)	Amplitude de la pression d'entrée (bars)	Amplitude de la pression de sortie (bars)	Débit massique dynamique maximale (kg/s)
P0	380.0	134.77	134.69	117.2
P1	296.4	134.69	131.05	324.3
P2	218.8	131.05	126.70	277.9
P3	144.4	126.70	131.34	278.9
P4	71.9	131.34	135.13	-278.9
P5	0	135.65	135.12	-158
P7	0	134.69	135.03	-206.7

Comme illustré sur la Fig. 107, la fermeture instantanée des vannes génère la propagation des ondes de pression dans le circuit et conduit à un saut de pression de 15,65 bars maximum. Lors de la fermeture brusque des vannes, la pression subit des oscillations autour de 120 bars avec une période de 0,094 s environ. Dans un premier temps, l'amplitude augmente pour atteindre la valeur maximale de 135,65 bars, puis elle diminue avec les pertes de pression. Cette augmentation initiale d'amplitude est expliquée par le fait que plusieurs ondes de pression de différentes périodes et amplitudes sont additionnés. Cela est dû à la bifurcation entre les tubes P0 et P7. Ensuite, les ondes de pression se dégradent avec le temps en fonction des pertes de charge hydrauliques dans la canalisation et l'amplitude du coup de bélier devient négligeable après quelques secondes selon les résultats de simulation. C'est pourquoi, le temps caractéristique de ce phénomène dépend du coefficient de pertes de charge et de la vitesse d'écoulement.

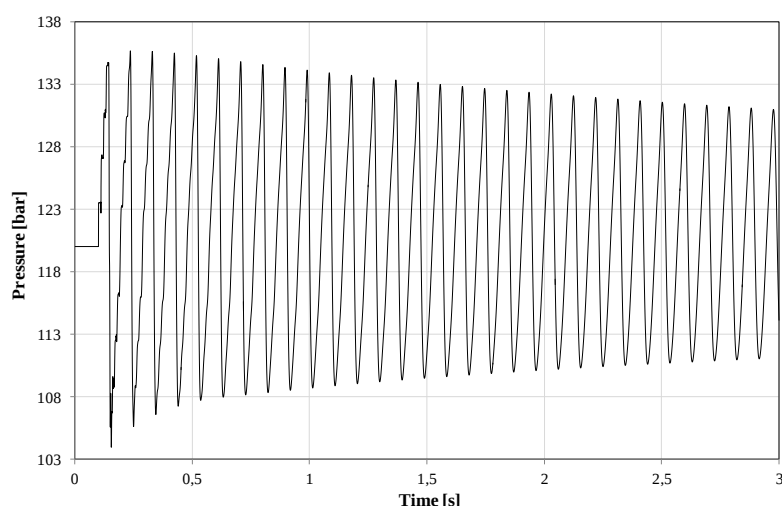


Fig. 107. Pression à l'entrée du tube P5

La Fig. 108 montre la variation du débit à la sortie du tube P5. Le débit initialement nul à la sortie du tube P5 augmente brusquement à 36 kg/s. Il commence ensuite à osciller autour de zéro avant que l'état d'équilibre soit rétabli de nouveau après quelques secondes.

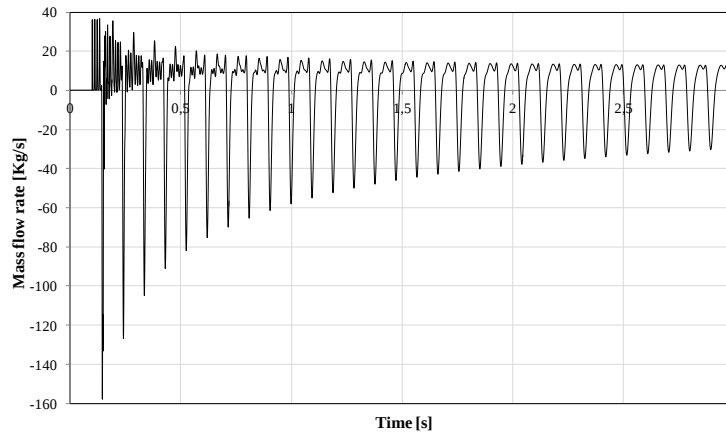


Fig. 108. Débit massique à la sortie du tube P5

La boucle d'eau est formée par les tubes P5, P6 et P7. Lorsque les vannes d'alimentation (V0 et V3 à V7) sont fermées, l'eau circule dans la boucle hydraulique et l'amplitude du coup de bélier devrait être atténuée. L'efficacité de la boucle hydraulique est ainsi examinée ci-dessous.

Dans ce but, le même circuit que précédemment est considéré à l'exception que les vannes V1 et V2 sont ouvertes dans ce second cas. Au temps $t=0,1$ s, toutes les vannes seront fermées instantanément sauf les vannes V1 et V2 qui doivent rester toujours ouvertes. La pression maximale est atteinte à l'entrée du tube P5. Les variations temporelles de la pression et du débit massique dans le tuyau P5 sont présentés dans les Fig. 109 et Fig. 110.

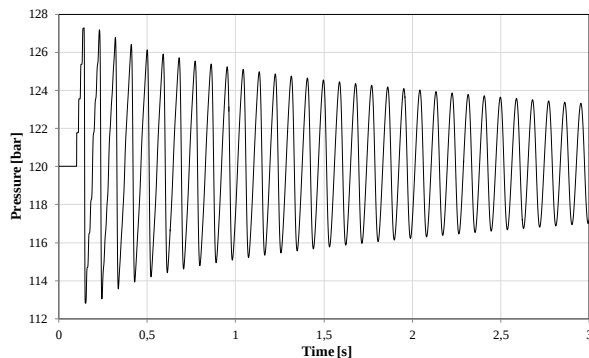


Fig. 109. Pression à l'entrée du tube P5

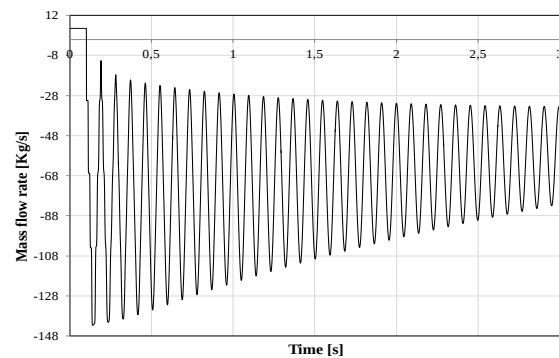


Fig. 110. Débit massique à l'entrée du tube P5

A l'instant de la fermeture des vannes, la pression augmente et atteint une valeur maximale de 127,3 bars. La pression subit ensuite des oscillations autour de 120 bars et l'amplitude diminue ultérieurement avec les pertes de pression (Fig. 109). Cette dernière devient négligeable et l'état stationnaire sera rétabli en quelques secondes. La période d'oscillation est d'environ 0,091 secondes. Le saut de pression vaut 7,3 bars dans ce cas ; il est 2,1 fois inférieur à celui dans le circuit avec une boucle hydraulique fermée. De là, la boucle hydraulique aboutit à une réduction du saut de pression de 53,3 %.

Le débit massique circule du tube P7 au tube P5 en régime stationnaire. Lors de la fermeture des vannes, celui-ci change de signe et circule dans le sens des aiguilles d'une montre dans la boucle hydraulique. Comme la montre la Fig. 110, le débit massique, qui était de 5,5 kg/s en régime stationnaire, devient négatif en régime transitoire et son amplitude diminue avec le temps avant que le régime stationnaire soit rétabli de nouveau. D'autre part, la boucle

hydraulique entraîne une dégradation plus rapide des ondes de pression. En effet, les pertes de charge qui ont lieu lors de la circulation de l'eau dans la boucle sont à l'origine de cette dégradation rapide.

L'intégration d'une boucle dans le circuit hydraulique de réglage de la pression induit des coûts d'investissement supplémentaires. Voilà pourquoi le recours à une autre solution sans charges supplémentaires est important comme celle de la fermeture lente des vannes.

4.2.2 Influence de la durée de fermeture des vannes

Plus les variations du régime d'écoulement sont rapides, plus l'amplitude du coup de bélier sera importante. Ainsi, l'augmentation de la durée de fermeture des vannes entraîne une diminution des variations du régime d'écoulement et par conséquent de l'amplitude du coup de bélier. Les Fig. 111 et Fig. 112 montrent les variations de l'amplitude maximale du coup de bélier qui survient dans le circuit de la Fig. 106 en fonction de la durée de fermeture des vannes pour un circuit sans et avec boucle respectivement (en considérant des vannes linéaires). D'une part, la Fig. 111 montre que la pression maximale atteinte ne dépasse pas 125 bars si la durée de fermeture des vannes est supérieure à 1 s (~ 10 fois la période des ondes de pression). D'autre part, la Fig. 112 montre que l'amplitude du coup de bélier est inférieure à 121,5 bars pour la même durée de fermeture des vannes. Augmenter la durée de fermeture des vannes permet donc de réduire considérablement l'amplitude du coup de bélier. Pour ces raisons, la fermeture lente des vannes est un moyen efficace pour éliminer les effets du coup de bélier dans le cas où une fermeture brusque des vannes n'est pas nécessaire.

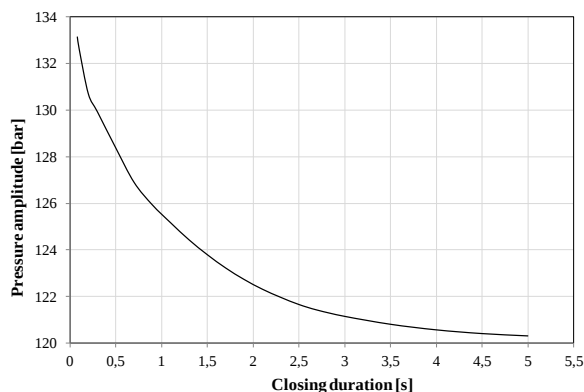


Fig. 111. Variation de l'amplitude maximale de pression en fonction de la durée de fermeture des vannes pour un circuit sans boucle hydraulique

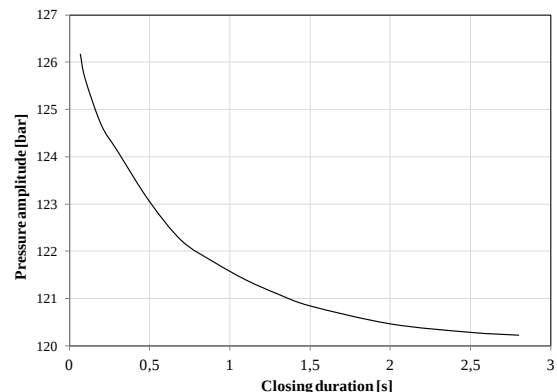


Fig. 112. Variation de l'amplitude maximale de pression en fonction de la durée de fermeture des vannes pour un circuit avec boucle hydraulique

4.2.3 Réservoirs air/eau

Les réservoirs de stockage (voir Fig. 113) contiennent de l'air et de l'eau sous 120 bars et ont un diamètre de 1,4 m, une longueur de 200 m et une épaisseur de 47 mm.



Fig. 113. Réservoir air/eau

Durant la phase de stockage, l'air est comprimé dans les réservoirs et l'eau est simultanément évacuée de façon à maintenir une pression de stockage fixe. Si un cas extrême est considéré en prenant un rapport de volume d'eau de 90 %, un débit d'eau de 380 kg/s et un débit d'air de 55 kg/s (normalement ces débits sont répartis sur 5 réservoirs), les résultats illustrés dans la Fig. 114 seraient obtenus après une fermeture instantanée des vannes à l'instant $t = 1$ s. Une pression maximale d'environ 125 bars est enregistrée. Les ondes de pression, qui sont la superposition des ondes d'eau avec les ondes d'air, sont ensuite atténuées avec le temps selon les résultats de simulation et les oscillations seront amorties lorsque le temps tend vers infini. L'addition des ondes de différentes périodes provoque l'oscillation de l'amplitude des ondes de pression dans les Fig. 114 et Fig. 115. L'air joue le rôle d'amortisseur des ondes de pression et le temps caractéristique de ce phénomène dépend donc des caractéristiques de l'air (température et pression) en plus des pertes de charges. Autrement dit, l'amortissement des ondes de pression augmente avec l'accroissement du taux d'air dans les réservoirs pour une pression de stockage fixe.

Au cours de la phase de production, l'air est détendu dans la turbine et l'eau est pompée dans les réservoirs au fur et à mesure de l'évacuation de l'air. Pour les mêmes paramètres que dans le dernier exemple et si la vanne du côté air est fermée 2 s avant la fermeture de celle du côté de l'eau, la pression maximale enregistrée serait de 128,6 bars (Fig. 115). Le décalage du temps entre la fermeture des deux vannes représente le temps nécessaire à la pompe pour être déconnectée.

Ainsi, la pression maximale pouvant être atteinte dans les deux phases est de 128,5 bars. Cette surpression est acceptable pour notre application et ne provoque pas de problèmes aux réservoirs de stockage et au système entier.

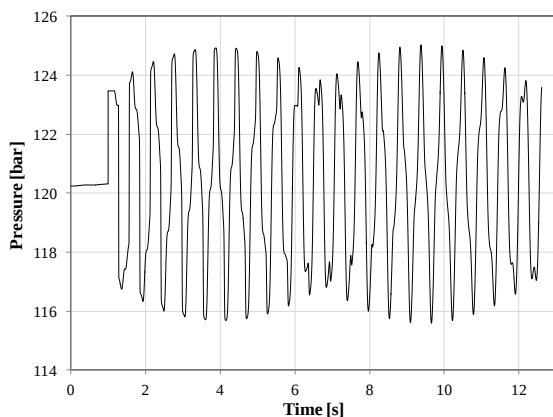


Fig. 114. Pression à l'admission de l'eau durant la phase de stockage

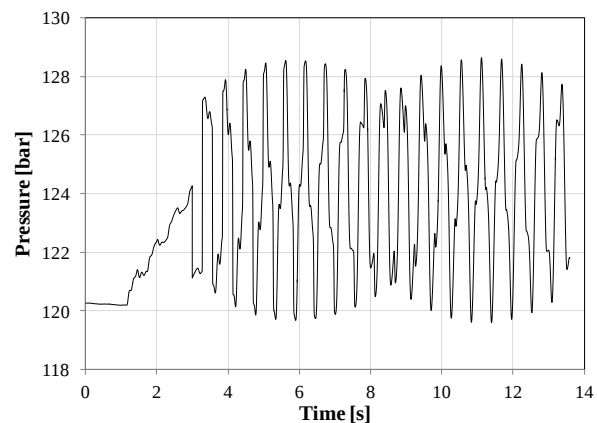


Fig. 115. Pression à l'admission de l'eau durant la phase de production

La Fig. 116 montre la variation de l'amplitude maximale de la pression transitoire en fonction du rapport volumique d'air. Celle-ci diminue exponentiellement avec le rapport volumique de l'air du fait que ce dernier soit un fluide compressible et agisse comme un amortisseur des ondes de pression. Par conséquent, il est recommandé de ne pas utiliser de réservoirs remplis d'eau au maximum lorsqu'une réponse rapide à une demande d'électricité est nécessaire afin de réduire l'amplitude des ondes de pression.

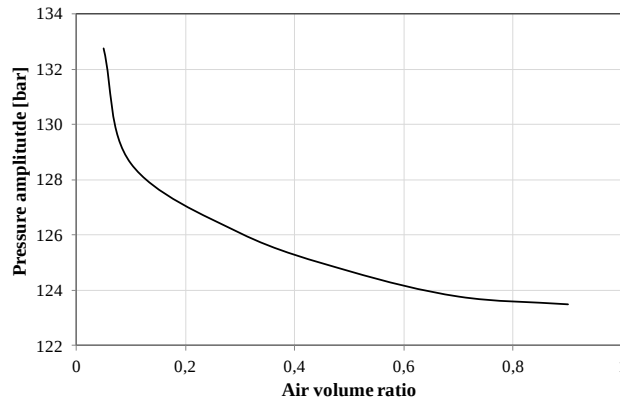


Fig. 116. Amplitude maximale du coup de bélier durant la phase de production

4.2.4 Conclusions sur le phénomène du coup de bélier

La fermeture instantanée des vannes d'alimentation des réservoirs de stockage en eau conduit à une surpression maximale de 15,65 bars. L'utilisation d'une boucle d'eau permet de réduire l'amplitude du coup de bélier de 53,3%. D'autre part, l'augmentation de la durée de fermeture des vannes réduit de façon plus significative l'effet du coup de bélier (jusqu'à 68% en 1 seconde). Alors et dans le but de prévenir les effets du coup de bélier sans coûts supplémentaires, il est recommandé de ralentir la fermeture des vannes. Cette solution est privilégiée vu qu'une marge de variation de la pression de stockage de ± 5 bars est acceptable pour notre application et une fermeture lente des vannes pendant une seconde ne peut provoquer qu'une légère variation de la pression de stockage. A propos des réservoirs air/eau, l'air joue le rôle d'un amortisseur et permet de réduire l'amplitude de la pression transitoire. C'est pourquoi la surpression ne dépasse pas 7% dans le pire des cas ; ce saut de pression est aussi acceptable pour notre application.

L'étude de la capacité du système à répondre à la réserve primaire, qui consiste à monter à la puissance maximale en 30 secondes, n'est donc pas affectée par le phénomène du coup de bélier. La fermeture lente des vannes pendant 1s réduit considérablement l'amplitude de la surpression. Pour cette raison, ce phénomène sera négligé dans le modèle global du stockage d'énergie dédié à l'étude de la capacité du système à répondre aux réserves primaire et secondaire.

Les inerties restantes qui ralentissent le temps de réponse du système de stockage et sa capacité à répondre à la réserve primaire sont donc l'inertie thermique des échangeurs de chaleur, l'inertie thermique du compresseur et de la turbine à air et l'inertie mécanique des machines tournantes. Les inerties d'écoulement ont un temps caractéristique inférieur à celui de la réserve primaire et elles sont déjà prises en compte dans le dimensionnement des éléments du cycle de stockage.

4.3 Scénarios de simulation du système IA-CAES

4.3.1 Introduction

Le système IA-CAES est formé par l'assemblage des modèles numériques décrits dans le chapitre 3. Le modèle global du système IA-CAES est présenté dans la Fig. 117. Le processus

de compression est réparti sur 3 étages et celui de la détente sur 4 étages. Des échangeurs de chaleur sont intégrés afin de récupérer la chaleur de compression durant la phase de stockage et la restituer à l'air durant la phase de production (avec 3 échangeurs de chaleur dans les 2 phases). La chaleur récupérée est stockée dans des ballons d'eau chaude. Un composant de contrôle est intégré dans le modèle. Ce composant inclut tous les schémas de contrôle de la puissance, la pression et le stockage de la chaleur.

A noter que seule l'inertie thermique est prise en compte dans les réservoirs air/eau dans le modèle global du cycle de stockage où l'écoulement est considéré parallèle à l'axe du cylindre.

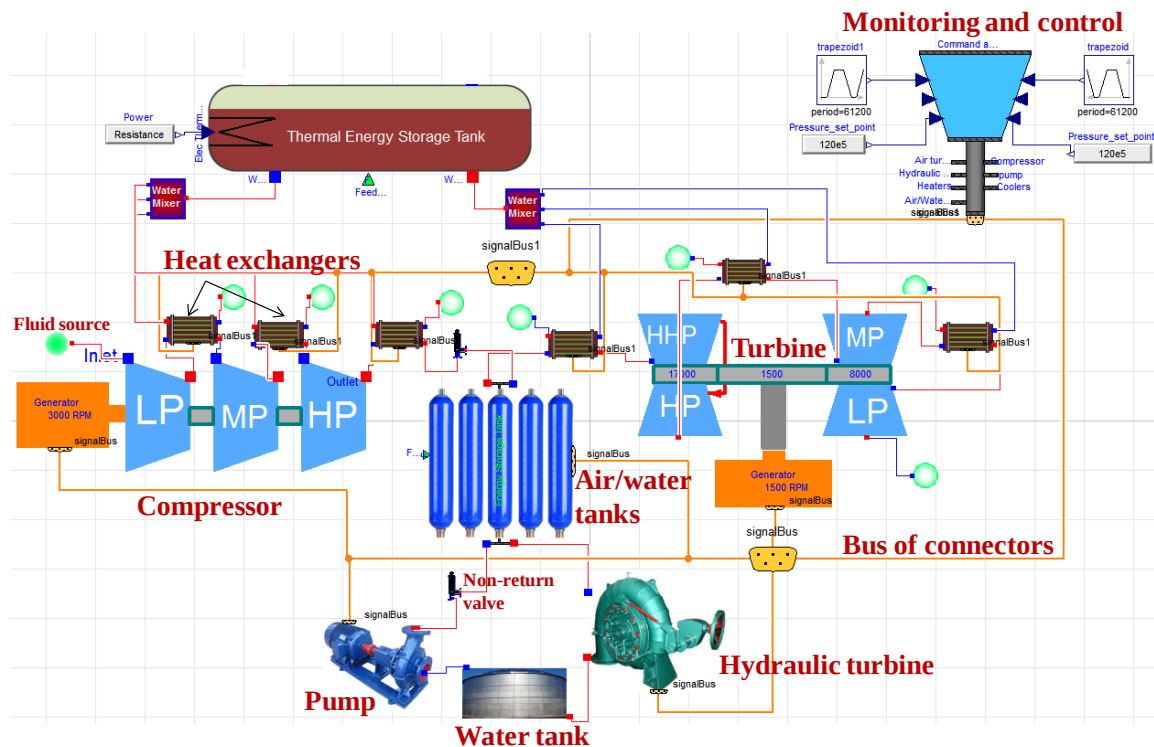


Fig. 117. Cycle global du système IA-CAES sous Dymola

Le rendement électrique des machines tournantes est de 98%, le rendement isentropique optimal est de 87% et le rendement hydraulique optimal est de 92%. L'inertie mécanique, la vitesse angulaire (en régime statique) et le coefficient de frottement (pertes mécaniques) de ces machines sont donnés dans le Tableau 13. Le système de contrôle envoie des signaux de contrôle chaque une seconde.

Tableau 13: Paramètres des machines tournantes (données fournisseurs)

	LPC	MPC	HPC	LPT	MPT	HHPT et HPT	Pompe	H_Turbine
Inertie (kg.m ²)	200	200	200	60	60	120	50	50
Vitesse angulaire (RPM)	6487	6507	11292	8000	8000	17000	3000	750
Inertie du générateur/moteur (kg.m ²)	300			540			85	20
Vitesse du générateur/moteur (RPM)	1500			1500			3000	750
Coefficient de frottement	3.20	3.28	1.53	0.17	0.17	0.02	0.27	8.1

Dans un premier temps, des scénarios de stockage/déstockage de l'électricité sont simulés afin de prouver la capacité du système à répondre à la réserve secondaire. Le système est démarré à froid ; à l'instant initial tous les échangeurs de chaleur sont froids et les machines tournantes sont froides et éteintes. Deux scénarios sont prévus :

- Un scénario identique à celui du modèle statique (scénario de base) est réalisé d'abord pour évaluer le temps de réponse du système à une demande de puissance (temps caractéristique) et les pertes de rendement dues aux inerties dynamiques des éléments du cycle ;
- Un autre scénario avec variation de la puissance consommée/produite est examiné pour étudier la capacité du système à s'adapter à la demande.

Ensuite, plusieurs scénarios sont simulés pour étudier les possibilités d'assurer la réserve primaire et de franchir les inerties ralentissant le temps de réponse à une demande de puissance :

- Un premier scénario est étudié pour prouver la capacité du système à répondre à la réserve primaire lorsqu'il est déjà en fonctionnement ou en mode standby.
- Un deuxième scénario est simulé pour chercher le temps de réponse minimal que le cycle de stockage peut atteindre sans endommager aucun élément du cycle.
- Un dernier scénario vise à chercher un mode de veille (mode standby) avec une consommation minimale d'énergie. Le mode de veille choisi doit permettre au système de répondre à une demande de puissance (à consommer ou à produire) dans un temps inférieur à 30 secondes.

4.3.2 Assurance de la réserve secondaire

4.3.2.1 Scénario de base

Le scénario de base (Fig. 118) est simulé sur une période de 17h dont la durée de stockage est de 12h et celle de déstockage est de 5h (données EDF). La puissance consommée ($P_{Compressur} - P_{Turbine_Hydraulique}$) est de 16,4 MW et celle produite ($P_{Turbine} - P_{Pompe}$) de 18,5 MW. Pour cette capacité, 35 réservoirs air/eau de 308 m³ de volume unitaire et 6 réservoirs d'eau chaude de 226 m³ de volume unitaire sont requis. Les phases transitoires sont examinées dans ce qui suit, la montée et la descente en puissance sont prises égale à 15 MW/min selon le cahier des charges.

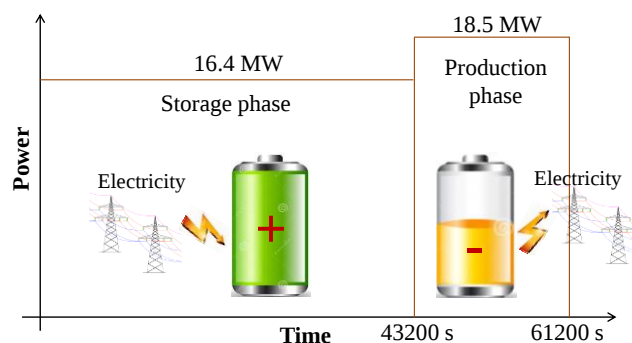


Fig. 118. Scénario de simulation de base

La Fig. 119 présente la variation de la pression de stockage pour une période de simulation. Durant la phase de stockage, le compresseur débite de l'air dans les réservoirs. Pour rattraper

l'augmentation de la pression au démarrage de cette phase, le système de contrôle régule la puissance commandée à la turbine hydraulique via une vanne installée à l'admission dans l'objectif de regagner la pression de stockage de 120 bars. Ainsi, la pression augmente à 123,2 bars avant de se stabiliser de nouveau à 120 bars. Le décalage entre les instants de montée en débit des deux machines (compresseur et turbine Pelton) est de 136 s. En effet, le contrôle du compresseur est plus délicat et rapide que celui de la turbine hydraulique vu qu'une marge de pression de stockage de [115 bars, 125 bars] est acceptable.

Durant la phase de déstockage, la détente de l'air dans la turbine provoque la chute de la pression au démarrage de cette phase. Cette chute est rattrapée par un débit d'eau fourni par une pompe centrifuge dont le contrôle est réalisé par leur fréquence (consigne) afin de garder une pression fixe. C'est pourquoi, la pression diminue à 116,7 bars avant de se stabiliser de nouveau à 120 bars. Le décalage entre les instants de montée en débit des deux machines est de 700 s. Il est cinq fois supérieur à celui durant la phase de stockage. En effet, les réservoirs sont remplis d'air à 84 % au début de la phase de production alors qu'ils ont été remplis à 10 % au début de la phase de charge. Le réglage de la pression devient de plus en plus maniable avec l'élévation du taux de l'air dans les réservoirs de stockage car ce dernier est un fluide compressible.

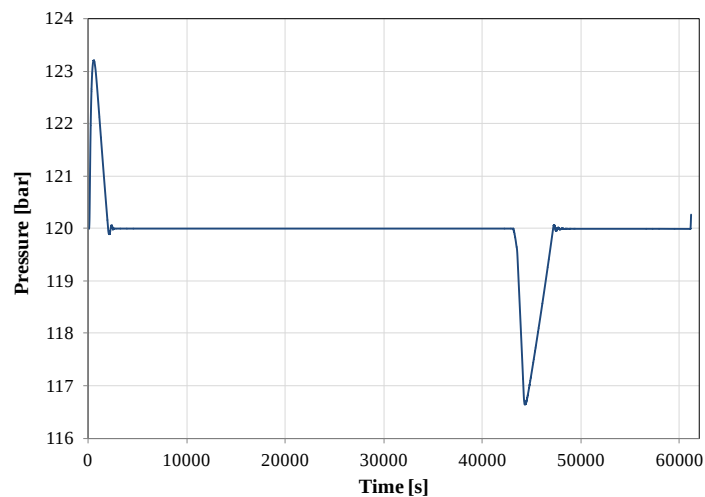


Fig. 119. Pression de stockage d'air

La Fig. 120 montre le débit et la puissance consommée par le compresseur. Tout d'abord, la puissance consommée, lors du démarrage du compresseur, augmente en fonction de l'inertie mécanique de la roue de ce dernier et des forces de frottement. Ensuite, l'effet de l'inertie mécanique diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation et par conséquent la puissance consommée diminue. Une fois que la pression à la sortie du compresseur devient supérieure à celle de stockage (à l'instant $t=47$ s), le débit d'air à stocker augmente au-delà de zéro et la puissance consommée sera régulée en fonction de la demande. La pente de la montée en débit croît en régime transitoire en raison de l'amélioration du rendement isentropique du compresseur. En effet, le débit réel tend vers le débit optimal du compresseur. Le temps caractéristique du compresseur pour atteindre 67% de la puissance maximal de consigne est de 100 s, la puissance stationnaire est atteinte en 120 s. La puissance varie en outre en fonction de la pression de stockage, autrement dit en fonction de la puissance produite par la turbine hydraulique pour compenser la variation de cette puissance.

La Fig. 121 illustre le débit et la puissance produite par la turbine. En premier lieu, le débit de la turbine est contrôlé de façon à atteindre la vitesse de consigne. De même pour le compresseur, le débit varie d'abord en fonction de l'inertie mécanique et des forces de frottement sur la roue de la turbine. Une fois la vitesse de consigne atteinte, un débit minimal de 8,5 kg/s reste nécessaire pour vaincre les forces de frottement et maintenir la vitesse de la turbine constante. La turbine est ensuite gardée sous cet état (mode standby) pendant 1 min dans le but de la synchroniser et de la coupler au réseau électrique (donnée fournisseur). La durée totale de cette étape est de 5 min. Le débit augmente ensuite en fonction de la puissance demandée dont la pente varie avec l'amélioration du rendement isentropique de cette machine. En outre, le débit et la puissance varie ultérieurement après la connexion de la turbine au réseau électrique en fonction de la pression de stockage, autrement dit en fonction de la puissance consommée par la pompe. Ainsi, les variations ultérieures de la puissance produite et du débit sont dues aux oscillations de la pression de stockage d'air autour de la pression de consigne (120 bars) et ainsi à la variation de la puissance de la pompe. En conséquence, le temps caractéristique de la turbine est de 353 s et le temps pour atteindre la puissance stationnaire est de 382 s.

Comme déjà mentionné, le débit minimal requis pour maintenir la turbine en mode standby est de 8,5 kg/s. L'origine de cette valeur est le faible rendement (15% en moyen), les forces de frottement et la perte de pression à l'admission. La pression à l'admission est imposée par l'équation de Stodola (selon les caractéristiques de la turbine) et réglée par une vanne à l'admission, elle est de l'ordre de 17 bars en mode standby en raison du faible débit demandé.

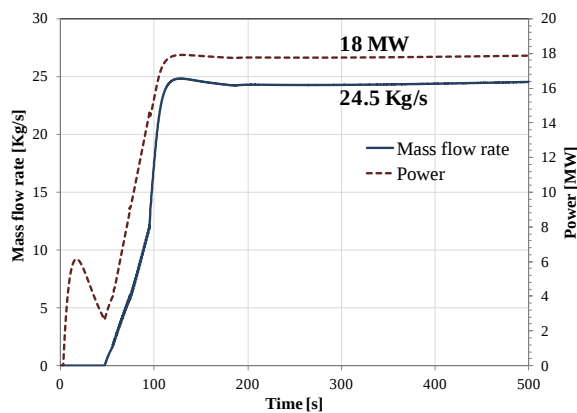


Fig. 120. Débit massique et puissance électrique consommée par le compresseur

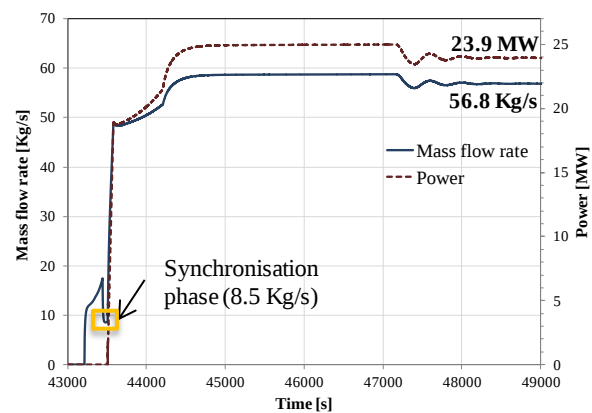


Fig. 121. Débit massique et puissance électrique produite par la turbine

Les vitesses de rotation du moteur du compresseur et du générateur de la turbine sont illustrées sur les Fig. 122 et Fig. 123. La vitesse angulaire du compresseur augmente au démarrage selon la rampe imposée comme paramètre (donnée fournisseur) et diminue en phase d'arrêt en fonction des forces de frottement.

La vitesse de rotation de la turbine augmente d'abord pour atteindre la vitesse nominale selon la consigne imposée par le régulateur de vitesse. Lors de la connexion avec le réseau électrique, la vitesse diminue légèrement à cause des charges imposées par le réseau avant que le régime stationnaire ne se rétablisse après quelques secondes. Quant à la phase d'arrêt, elle est contrôlée par les forces de frottement soumises à l'arbre de la machine. Un léger accroissement de la vitesse est enregistré au début de la phase d'arrêt à cause de la

déconnexion des charges du réseau. La vitesse de rotation reste toujours dans la marge admissible ([48 Hz ; 52 Hz]) en mode de fonctionnement.

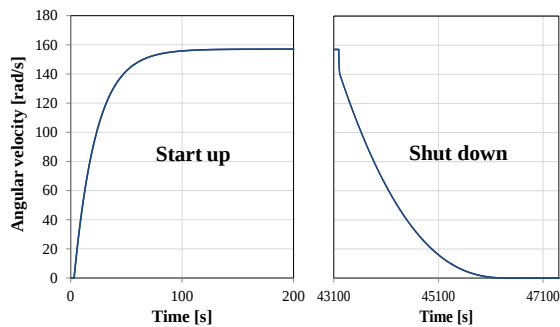


Fig. 122. Vitesse de rotation du moteur du compresseur en régime transitoire

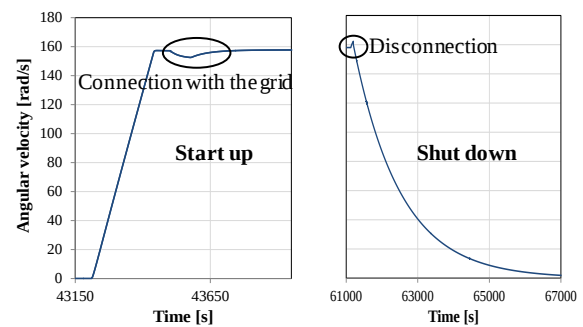


Fig. 123. Vitesse de rotation du générateur de la turbine en régime transitoire

Le débit et la puissance de la turbine hydraulique sont présentés dans la Fig. 124. La phase transitoire de la turbine hydraulique est similaire à celle de la turbine à air. Le débit est régulé d'abord de façon à atteindre la vitesse de consigne et subséquemment en fonction de la puissance de consigne. Lors du démarrage de la phase de stockage, la pression de stockage augmente au-dessus de 120 bars et de ce fait le débit détendu dans la turbine hydraulique augmente de 20 % au-delà de la valeur statique pour compenser cette augmentation et stabiliser de nouveau la pression à 120 bars. Dès que la pression de stockage est atteinte, le débit diminue et une valeur de 181 kg/s (débit statique) reste nécessaire pour garder la pression de stockage fixe. La puissance varie de la même façon que le débit vu qu'ils sont proportionnels (Eq. (134)).

Similairement, le débit de la pompe augmente d'abord de 30% au-delà de la valeur statique pour compenser la chute de pression et regagner la pression de stockage (Fig. 125). Une fois la pression de consigne atteinte, un débit minimal de 416,5 kg/s reste nécessaire pour maintenir la pression. La pompe est contrôlée par sa fréquence, la puissance croît au démarrage en fonction de l'inertie mécanique et des forces de frottement et ultérieurement en fonction de la fréquence de consigne. Les résultats de simulation dynamique montrent en plus que le $NPSH_a$ à l'aspiration de la pompe reste toujours supérieur au $NPSH_r$ (pas de problème de cavitation).

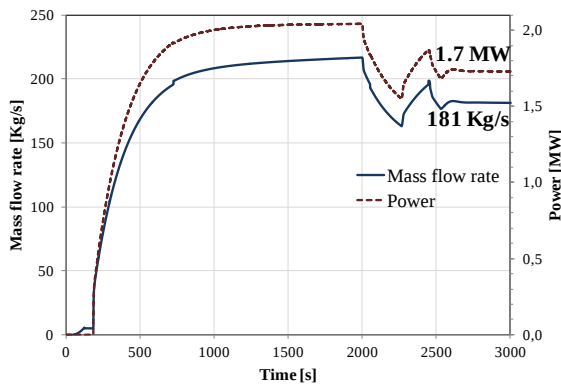


Fig. 124. Débit massique et puissance électrique produite par la turbine hydraulique

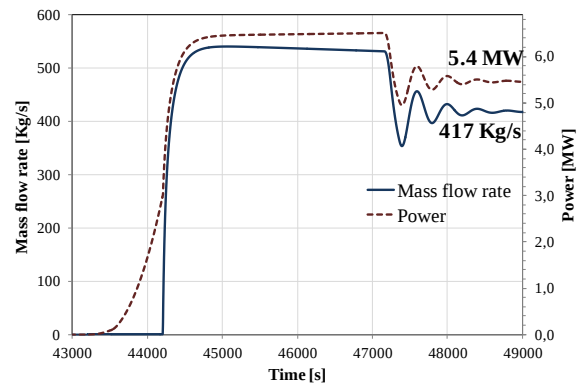


Fig. 125. Débit massique et puissance électrique consommée par la pompe

La pression de stockage de l'eau chaude varie avec sa température comme montré dans la Fig. 126. Durant la phase de charge, la température de stockage augmente en régime transitoire de 195°C à 222°C et la vapeur d'eau se condense au fur et à mesure du remplissage d'eau chaude en raison de l'augmentation de la pression de stockage. Durant la phase de décharge, la pression diminue avec la vidange de l'eau chaude et l'eau s'évapore de manière à maintenir la pression au-dessus de la pression de saturation. Par conséquent, la température de stockage diminue, elle est due à la perte de la chaleur latente lors de l'évaporation de l'eau. La pression et la température initiales des ballons d'eau chaude sont prises égales à celles atteintes à la fin de la période de simulation.

A noter que l'intégration des **résistances thermiques** dans les réservoirs de stockage thermique entraîne une diminution du rendement global de 2,3 points. Bien que la température d'eau soit maintenue au-dessus de 210°C durant la phase de déstockage, la perte exergetique dans le cycle augmente (conversion électricité-chaleur) et la quantité d'eau chaude excédentaire croît de 10%. Pour ces raisons, le rendement global diminue.

La quantité d'eau chaude excédentaire peut être utilisée pour diminuer le pincement au niveau des échangeurs de chaleur de réchauffement en injectant un débit d'eau chaude supplémentaire. Pourtant, le rendement net du cycle reste inférieur au rendement du cycle de base sans résistances électriques.

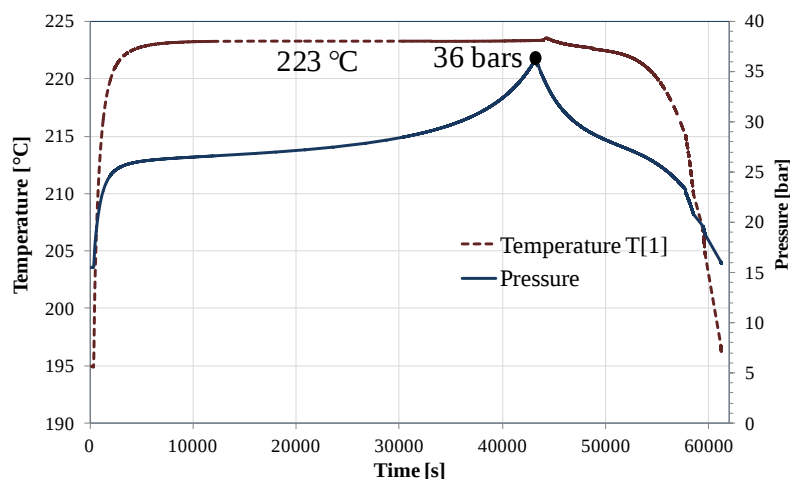


Fig. 126. Température à l'entrée et pression de stockage de l'eau chaude

Les échangeurs de chaleur sont réglés de sorte à atteindre la température de consigne en un temps minimal, cela permet d'optimiser leur travail.

A propos des refroidisseurs (Fig. 127, refroidisseur basse pression), le débit d'eau reste nul environ 6 min au démarrage dans le but de chauffer l'échangeur, atteindre la température de consigne le plus vite possible et éviter le stockage d'eau froide dans les ballons d'eau chaude au début. Le débit d'eau augmente ensuite en fonction du débit d'air et de sa température pour conserver toujours la température de consigne de sortie d'eau. Le temps caractéristique de ce composant est de 193 s (pour le refroidisseur moyenne pression le temps est de 156 s et pour celui haute pression de 169 s), le régime stationnaire est atteint en 540 s (9 min).

Quant aux réchauffeurs (Fig. 128, réchauffeur basse pression), le débit d'eau chaude augmente rapidement au début pour chauffer l'échangeur en un temps optimal et avoir la température de consigne de sortie d'air. Ensuite, le débit varie et subit des oscillations en fonction du débit

d'air et de façon à assurer la température de consigne. L'annulation du débit d'eau après sa montée rapide est due à la surchauffe de l'échangeur et la diminution du débit d'air en mode de synchronisation de la turbine. Le temps caractéristique de ce composant est de 50 s (pour le réchauffeur moyenne pression le temps est de 41 s et pour celui haute pression de 36 s) et le régime stationnaire est atteint en 500 s. La température initiale des réchauffeurs a été fixée à 80°C afin d'éviter des faibles températures d'air à la sortie.

On peut noter qu'à la fin de cette période, le débit d'eau chaude injectée dans les réchauffeurs augmente dans l'objectif de compenser la diminution de la température de stockage thermique (Fig. 126) et limiter la dégradation de la température de sortie d'air des réchauffeurs.

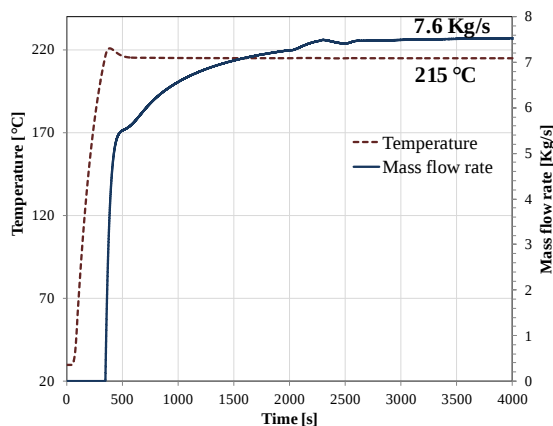


Fig. 127. Débit massique et température de sortie de l'eau du refroidisseur basse pression

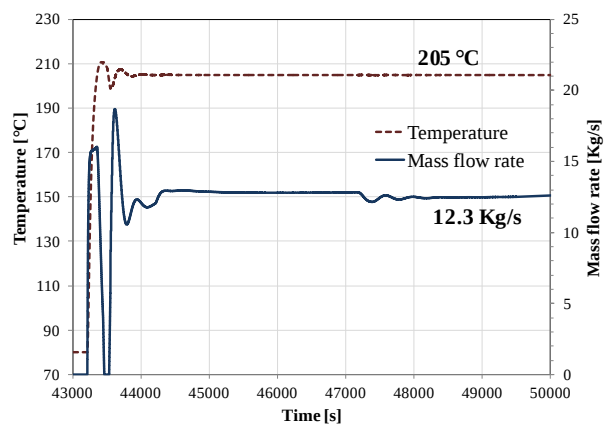


Fig. 128. Débit massique et température de sortie d'air du réchauffeur basse pression

Le but de la modélisation dynamique est d'évaluer la flexibilité du système de stockage face à une demande de puissance. La Fig. 129 montre que la puissance consommée par le cycle de stockage suit la puissance de consigne avec 4 s de retard maximum durant la phase de démarrage. L'augmentation de la puissance au démarrage est due à l'inertie mécanique du compresseur. La puissance de consigne statique est atteinte avec 1 s de retard et un dépassement de 9% maximum. Ce dépassement est acceptable pour notre application. Le retard entre la consigne et la valeur réelle consommée est de 6 s maximum durant la phase d'arrêt. Concernant la phase de production, la puissance produite par le cycle suit celle de consigne avec un retard maximal de 3 s durant les 2 phases de démarrage et d'arrêt et avec une erreur relative de 3,5% maximum (Fig. 130). En conséquence, le cycle de stockage est capable de répondre à une demande de puissance avec un retard qui varie entre 3 s et 6 s. Le cycle de stockage est donc capable d'assurer la réserve secondaire.

Notons que le temps de stabilisation de la puissance consommée/produite avec un écart inférieur à 1% (régime stationnaire) est de 38 min durant la phase de charge et de 6,5 min durant la phase de décharge. En effet, les réservoirs de stockage ont été remplis d'eau à 90% au démarrage du compresseur et par conséquent le contrôle de la pression était plus difficile.

L'analyse des résultats de simulation du scénario de base est suivie d'une évaluation des pertes dues aux phases transitoires du cycle de stockage.

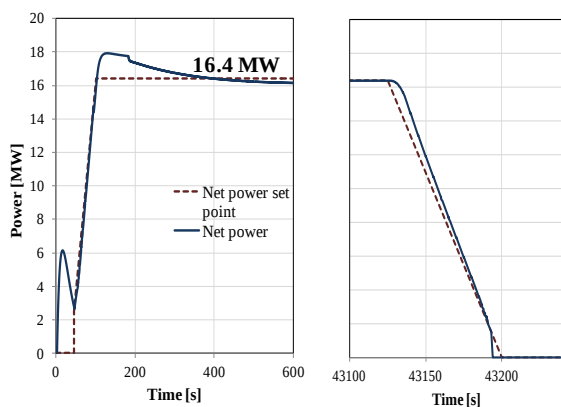


Fig. 129. Puissance consommée et puissance de consigne du cycle de stockage

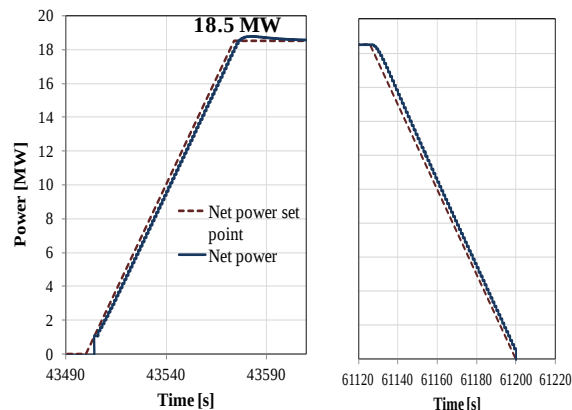


Fig. 130. Puissance produite et puissance de consigne du cycle de stockage

4.3.2.2 Pertes dynamiques

La distribution des pertes, dues aux phases transitoires du cycle de stockage, est présentée dans le Tableau 14.

Le démarrage à froid avec des échangeurs et des réservoirs thermiques froids entraîne une perte de rendement de 1,1% du rendement net du système de stockage (1,1 points). Cette perte a lieu uniquement durant la première période de simulation. Les échangeurs de chaleur et les ballons d'eau chaude, initialement froids, restent chauds durant les périodes de simulation ultérieures à cause de leur inertie thermique.

Les inerties mécanique et thermique des machines tournantes, qui ralentissent le temps de démarrage de ces dernières, aboutissent à une perte de 0,9% du rendement net. L'origine de cette valeur réside dans l'énergie perdue avant que la machine puisse produire ou consommer la puissance de consigne.

La perte de rendement de 0,4 point dans les échangeurs de chaleur est due à l'inertie thermique de ces composants et à l'homogénéisation de la température durant les phases d'arrêt.

Finalement, l'inertie thermique des réservoirs d'eau chaude et l'homogénéisation de la température avec l'eau déjà contenue dans ces derniers entraînent une perte de 0,2 point. La perte thermique due à l'évaporation de l'eau chaude et la perte thermique vers l'extérieur est de l'ordre de 0,3% du rendement net.

Tableau 14: Distribution des pertes dynamiques

Démarrage à froid	1.1 %
Machines tournantes	0.9 %
Echangeurs de chaleur	0.4 %
Ballons d'eau chaude	0.2 %

L'influence des inerties mécaniques et thermiques sur l'efficacité du système est donc faible puisque les durées des phases transitoires sont négligeables par rapport aux durées des phases de stockage et de déstockage. Cependant, le pourcentage des pertes présentées dans le Tableau 14 augmente avec la diminution des durées de stockage et de production, ou en

d'autres termes avec la diminution des durées des phases statiques par rapport à celles transitoires.

4.3.2.3 Réactivité du système de stockage

Un scénario de stockage/déstockage est réalisé dans la perspective de tester la capacité du cycle à réagir face à une variation de la demande. Les résultats (Fig. 131) prouvent que le système est capable de s'adapter à la demande de puissance. D'après la Fig. 131, le déphasage du temps entre la puissance de consigne et la puissance réelle est de 5 s maximum en phase de stockage et de 2 s en phase de déstockage et la différence entre les puissances de consigne et réelle est de 10% au pire des cas. De plus, le dépassement de la puissance réelle par rapport à l'amplitude de celle de consigne est de 3% maximum. En conséquence, le système est compétent pour faire face à une demande de puissance et assurer la réserve secondaire.

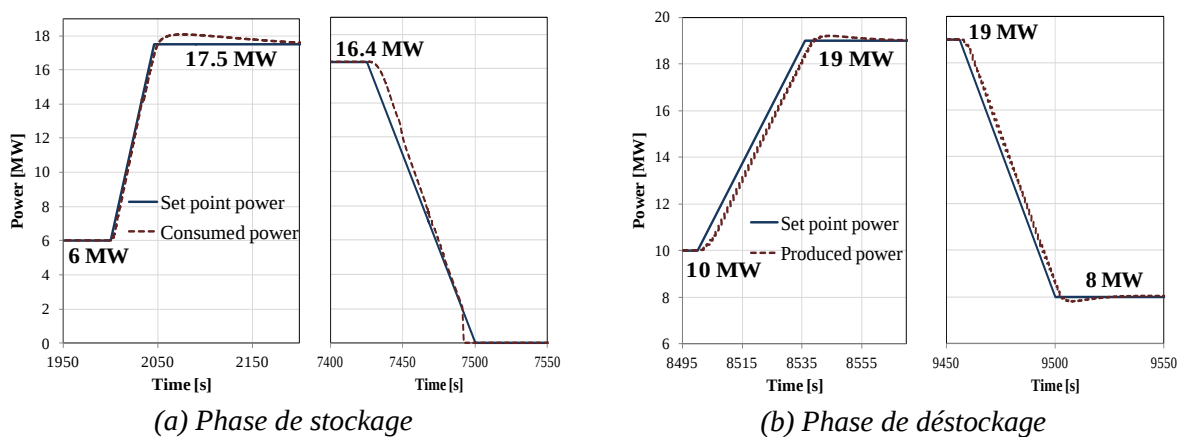


Fig. 131. Variation de la puissance consommée/produite en fonction de la puissance de consigne

Le rendement isentropique des machines tournantes dépend du débit et de la vitesse de rotation de la machine correspondante. Les Fig. 132 et Fig. 133 illustrent les variations du rendement isentropique par rapport à la puissance consommée/produite par la machine. Le rendement augmente au fur et à mesure que la puissance requise se rapproche de la puissance optimale de la machine. Il est à noter que l'augmentation initiale du rendement isentropique de la turbine est due à celle du débit requis pour faire tourner la machine.

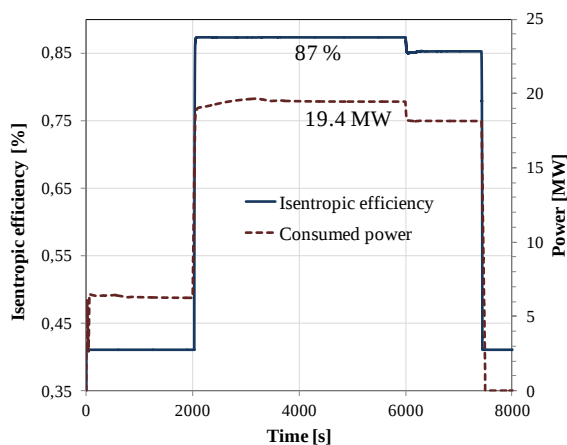


Fig. 132. Rendement isentropique de l'étage basse pression du compresseur et puissance consommée

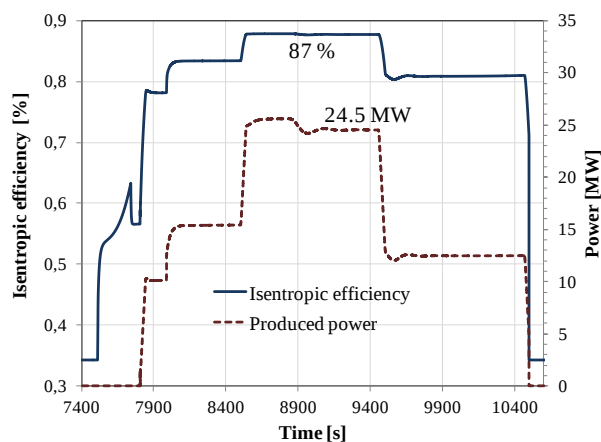


Fig. 133. Rendement isentropique de l'étage haute pression de la turbine et puissance produite

Après la validation de la capacité du système à répondre à la réserve secondaire, une étude de sa capacité à répondre à la réserve primaire est développée ci-après.

4.3.3 Assurance de la réserve primaire

L'assurance de la réserve primaire est principalement affectée par les inerties mécanique et thermique des machines tournantes. En effet et selon les résultats des simulations, les échangeurs de chaleur gardent leurs températures d'une période à une autre avec des pertes d'une dizaine de degré uniquement dues à l'homogénéisation de la température et à l'échange thermique avec l'extérieur. En conséquence, l'inertie thermique des échangeurs aide à assurer la réserve primaire. L'inertie d'écoulement est déjà étudiée, elle n'affecte pas la flexibilité du système. Il ne reste donc qu'à étudier la réponse rapide des machines tournantes.

La vitesse à laquelle la machine centrifuge peut être démarrée est limitée par [TOP15, TOP16]:

- I. Les contraintes thermiques dues aux gradients de température durant les opérations transitoires (**fatigue**) ;
- II. La dilatation thermique relative entre la roue et l'enveloppe de la machine (**dilatation axiale différentielle, dilatation radiale différentielle**) ;
- III. Les contraintes mécaniques sur la roue de la machine surtout celles reliée au **couple de torsion** ; et
- IV. Le temps nécessaire pour que l'axe de la machine soit porté par le **film d'huile** dans les paliers.

Ces phénomènes pourraient réduire la durée de vie des composants ou entraîner une défaillance de la machine s'ils ne sont pas soigneusement contrôlés. On va étudier dans ce qui suit le deuxième et le troisième phénomène. Le premier et le dernier phénomène ne sont pas étudiés dans ce qui suit en raison d'un manque de données industrielles sur le compresseur et la turbine (dimensions, matériaux utilisés...).

Les influences des inerties mécanique et thermique seront étudiées séparément du fait qu'elles ne sont pas affectées l'une par l'autre. Le chauffage de la machine par l'air chaud au démarrage entraîne des pertes de rendement dues aux pertes thermiques. Pourtant, le couple exercé sur l'arbre de la machine afin d'atteindre la vitesse de rotation nominale n'est pas affecté par les pertes thermiques.

Par conséquent, une première étude sera réalisée en tenant en compte de l'inertie thermique du compresseur et de la turbine à air dans l'intention d'examiner l'influence de cette inertie sur le temps de démarrage de ces machines.

Une deuxième étude sera réalisée en supposant que l'inertie thermique est négligeable. L'inertie mécanique est prise en compte en considérant que la machine est maintenue à chaud. Le temps de réponse minimal de la machine centrifuge est calculé en fonction du couple de torsion sur la roue de cette dernière afin d'éviter son endommagement. Le compresseur et la turbine à air sont uniquement examinés vu que le démarrage rapide des machines hydrauliques n'est pas nécessaire. Une marge de variation de la pression de stockage de ± 5 bars évite la nécessité d'un démarrage rapide de la turbine Pelton et de la pompe centrifuge.

4.3.3.1 Influence de l'inertie thermique

L'inertie thermique influe sur la vitesse de démarrage de la machine centrifuge, elle augmente avec la température initiale de la machine. En effet, les contraintes thermiques en régime transitoire réduisent la durée de vie de la machine. Et dans le pire des cas, la machine peut être endommagée à cause de la dilatation thermique différentielle entre ses parties fixes et mobiles.

L'air chaud (température 205°C environ) est admis dans la turbine lorsqu'elle est en service et la dilatation thermique aura lieu par suite de chauffage des pièces de cette dernière. La différence de dilatation thermique entre les parties fixes et mobiles s'appelle la **dilatation thermique différentielle**, elle est calculée selon les deux directions radiale et axiale. Cette valeur doit être aussi faible que possible pour réduire les pertes de fuite. Par contre, elle ne sera jamais égale à zéro en raison des limites pratiques.

Les caractéristiques internes de l'enveloppe de la turbine sont réalisées de telle sorte que l'écart entre les aubes mobiles de la turbine et les éléments fixes soient toujours positifs. Prenons un cas extrême où la turbine est chargée (l'air chaud est admis) sans chauffage préalable de l'enveloppe. Dans ce cas, la dilatation thermique de l'arbre serait plus rapide que celle du carter de la turbine vu que le coefficient d'échange convectif est plus important sur l'arbre et les aubes. Dans une telle situation, le jeu entre les aubes et les parties fixes de la turbine va diminuer en peu de temps et la machine sera endommagée. Cette situation est évitée normalement en permettant à l'air chaud de circuler dans toutes les parties de l'arbre de la turbine ainsi que les parties intérieures de l'enveloppe pendant un temps suffisant avant que la turbine soit chargée. La période de trempage dépend de la température et de la dilatation thermique différentielle initiale de la turbine. Une valeur optimale de la dilatation différentielle serait atteinte si les aubes de la turbine seraient presque à la distance la plus proche possible des caractéristiques internes nominales de la turbine.

La valeur de la dilatation différentielle régit également la vitesse d'une turbine à laquelle elle peut être chargée/déchargée pour obtenir une certaine puissance à la sortie de la génératrice.

La Fig. 134 illustre les dilatations thermiques différentielles selon la direction radiale et axiale de l'étage basse pression de la turbine. L'étage basse pression est étudié car il a les plus grandes dimensions et ainsi la dilatation thermique différentielle est maximale dans cet étage. Un cas extrême est considéré où le débit est supposé égal à celui en régime statique (60 kg/s). Le jeu initial entre les parties mobile et fixe est de 0,5 mm. La Fig. 134 montre que la dilatation radiale est plus importante que celle axiale. De ce fait, une analyse de sensibilité de la dilatation différentielle selon la direction radiale est réalisée (Fig. 135) et montre que la température du carter de la turbine doit être toujours maintenue à une température supérieure à 135°C dans le but d'éviter le collage des composants mobiles sur ceux fixes en cas de démarrage rapide. La température de l'enveloppe peut être maintenue à chaud en isolant thermiquement la turbine de l'extérieur afin de réduire les pertes thermiques et d'être toujours capable de monter rapidement en vitesse sans casser la turbine du point de vue thermique. La turbine peut être aussi maintenue à chaud en profitant de l'excès d'eau chaude stockée.

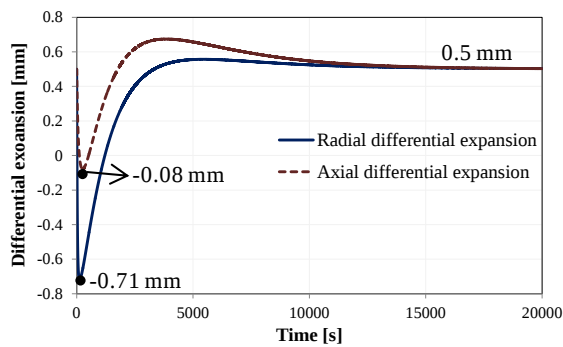


Fig. 134. Dilatation différentielle axiale et radiale de l'étage basse pression de la turbine

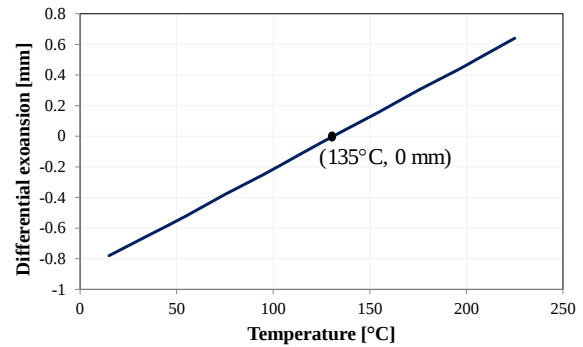


Fig. 135. Variation de la dilatation différentielle radiale en fonction de la température

A propos du compresseur, il a les mêmes dimensions que celles de la turbine et des résultats similaires sont obtenus pour un cas extrême. A noter que la température d'air à la sortie augmente au fur et à mesure de la montée en vitesse du compresseur. Cela permet de réduire la dilatation thermique différentielle par rapport à celle de la turbine.

4.3.3.2 Influence de l'inertie mécanique

Le démarrage de la machine centrifuge soumet sa roue sur des couples de **flexion** et de **torsion** qui peuvent la détruire. L'analyse dynamique de flexion d'une ligne d'arbre consiste à déterminer les fréquences propres afin d'éviter le phénomène de résonance, vérifier que leur marge de séparation par rapport aux fréquences d'excitation est suffisante et s'assurer que le niveau vibratoire est compatible avec les jeux internes de la machine en tout point du rotor. Ces considérations sont déjà prises en compte lors de la conception de la machine, elles dépendent de la géométrie de cette dernière et de la vitesse de rotation [NAU14]. Ainsi, l'étude de la réserve primaire n'est pas affectée par la dynamique de flexion sous prétexte que l'étude correspondant est une question de surcharge sur le rotor de la machine en régime dynamique (effet de l'inertie mécanique) et non une question de vitesse. Alors, le phénomène de torsion est uniquement pris en compte dans le but de vérifier la capacité du système à répondre à la réserve primaire.

Selon General Electric, le couple de torsion admissible sur la roue de la machine est 1,3 fois le couple nominal. Dans le but d'améliorer la flexibilité de démarrage du point de vue mécanique, on a simulé et analysé plusieurs scénarios.

4.3.3.2.1 Système en régime nominal de fonctionnement

Dans le scénario suivant, le système est considéré en régime nominal (vitesses de rotation nominales) et des variations de la puissance de consigne sont imposées avec une vitesse de 18,5 MW/30 s (réserve primaire). Les pentes des rampes intégrées dans le système de contrôle sont réduites dans ce scénario pour permettre une réponse plus rapide du système à un changement de demande. La puissance consommée ($P_{\text{Compresseur}} - P_{\text{Turbine_Hydraulique}}$) et la puissance produite ($P_{\text{Turbine}} - P_{\text{Pompe}}$) par le système de stockage sont présentées dans les Fig. 136 et Fig. 137 respectivement, la puissance consommée est supérieure à la puissance produite puisque le temps de stockage (12 h) est supérieur au temps de déstockage (5 h). Les résultats de simulation présentés dans les Fig. 136 et Fig. 137 prouvent que le système est capable de répondre à la réserve primaire et de suivre la pente imposée par cette réserve sans

endommager les roues du compresseur et de la turbine. D'une part, les puissances réelles suivent les valeurs de consigne avec un retard de 2 s maximum et une différence de 10% maximum. D'autre part, le couple de torsion exercé sur les roues du compresseur et de la turbine reste toujours inférieur au couple admissible dans tous les étages et dans le moteur/générateur des machines compte tenu que les machines sont déjà en régime nominal et l'influence de l'inertie mécanique sur le couple de torsion est donc négligeable à cause de la faible variation de la vitesse de rotation. De cette façon, le système de stockage est capable de répondre à la réserve primaire lorsqu'il est en régime nominal de fonctionnement ou en mode standby, en d'autres termes lorsque les vitesses de rotation des machines centrifuges sont égales aux valeurs nominales.

Cependant, le fonctionnement du système de stockage en mode standby réduit le rendement du cycle à cause de la consommation des composants du système à faible rendement. Le compresseur consomme 0,85 MW au minimum et produit 0,53 kg/s d'eau chaude. L'énergie consommée sur 5 heures (4,25 MWh) constitue 2,2% de l'énergie totale produite. Quant à la turbine, elle consomme 8,5 kg/s d'air comprimé et 6 kg/s d'eau chaude. Ainsi, 30% du stock d'air comprimé et 26% du stock d'eau chaude seront épuisés durant 12 heures. La perte d'énergie est donc énorme et d'autres solutions doivent être examinées pour améliorer la flexibilité du système au démarrage.

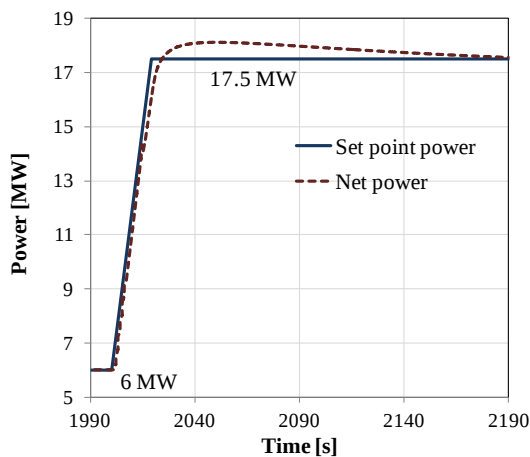


Fig. 136. Puissance net consommée

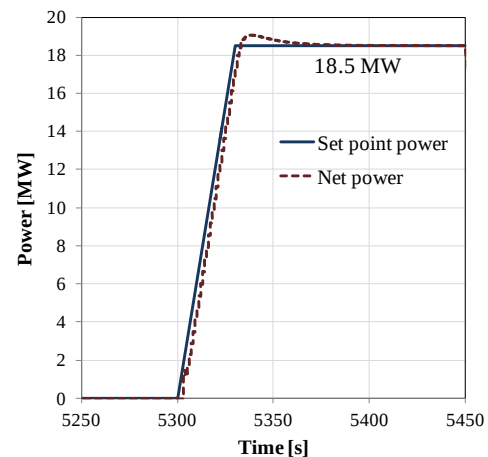


Fig. 137. Puissance net produite

En partant d'une vitesse de rotation nulle, le temps minimal de mise en route et permettant de monter à 33% de la puissance maximale requise est examiné dans le scénario ci-après.

4.3.3.2.2 Démarrage à froid

Le scénario en cours consiste à déterminer le temps minimal pour démarrer le système de stockage sans détruire les roues des machines tournantes. Les vitesses de rotation du compresseur et de la turbine à air sont supposées nulles à l'instant initial alors que leurs inerties thermiques sont négligées (machines maintenues à chaud). Le démarrage rapide de la turbine hydraulique et de la pompe sont toujours omises dans cette étude compte tenu de la marge de pression de stockage acceptable.

Premièrement, la phase transitoire de démarrage rapide du compresseur est examinée. Les résultats de simulation montrent que l'arbre du moteur est soumis au couple de torsion critique. En effet, ce dernier est le couple moteur responsable de surmonter le couple résistant dû à l'inertie mécanique, aux couples de frottement et aux charges du circuit. Le temps minimal pour que le compresseur soit capable de débiter de l'air dans les réservoirs de stockage, en tenant compte du couple de torsion critique (voir Fig. 138), est de **39 s**. Conséquemment, le cycle de stockage ne peut pas répondre à la réserve primaire en démarrant à partir de zéro. L'inertie thermique des échangeurs de chaleur ne pose pas de problème durant la phase de stockage car elle aide à refroidir l'air au début de cette phase. On a donc proposé une solution pour surmonter le problème de l'inertie mécanique, elle consiste à mettre le compresseur en mode standby avec une vitesse réduite afin de réduire la consommation. Le temps minimal mis par la machine pour atteindre 33 % de la puissance maximale est de **40 s** en supposant que la vitesse initiale du compresseur est nulle. Il faut donc chercher une vitesse minimale à partir de laquelle le compresseur doit être démarré afin d'être capable de monter à cette dernière puissance en 10 s et de consommer la puissance nominale en 30 s. Ce scénario est examiné dans ce qui suit.

Le démarrage de la turbine est réparti sur 3 étapes : le préchauffage, la montée en vitesse et la synchronisation avec le réseau. La durée de la phase de préchauffage de la turbine à air est de 10 s et celle de la synchronisation du générateur avec le réseau est de 60 s (données fournisseurs). A part de ces deux phases, le temps minimal pour monter à 33 % de la puissance nominale sans casser la turbine est de **28 s**. Par contre, la montée à cette puissance en 10 s est irréalisable du fait que le temps requis pour atteindre la vitesse nominale est de **25 s**. Le couple de torsion critique dans ce cas est celui de l'étage moyenne pression, le démarrage pendant 25 s permet d'atteindre le couple de torsion admissible sur la roue de cet étage selon la Fig. 139. Les scénarios d'amélioration de la flexibilité du démarrage en cherchant un mode de veille avec une consommation minimale est détaillé dans ce qui suit. A noter que l'étude des contraintes mécaniques sur les aubes du compresseur et de la turbine lors du démarrage rapide n'est pas prise en compte dans ce travail.

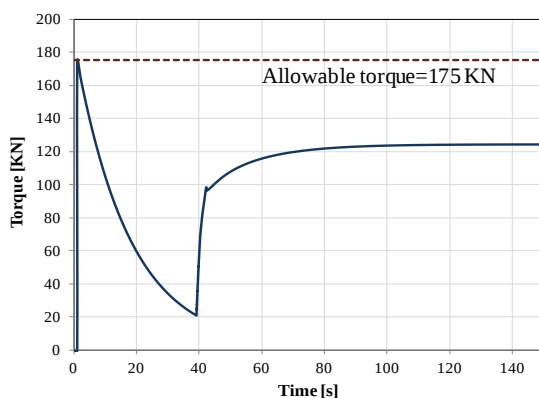


Fig. 138. Couple de torsion exercé sur la roue du moteur du compresseur

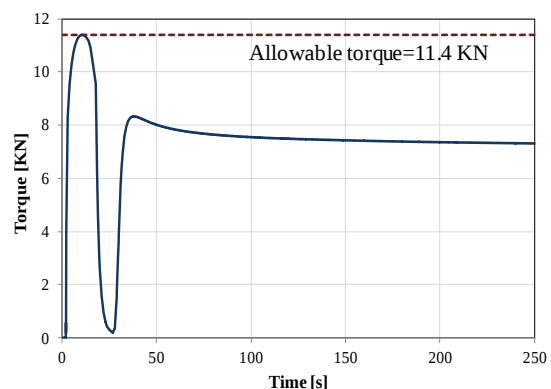


Fig. 139. Couple de torsion exercé sur la roue de l'étage moyenne pression de la turbine

Dans les Fig. 138 et Fig. 139, le couple de torsion augmente d'abord et atteint le couple admissible avant de diminuer en fonction de l'influence de l'inertie mécanique de la machine. Le couple augmente ultérieurement selon la charge soumise à la machine.

4.3.3.2.3 Fonctionnement en régime réduit

Afin de réduire les pertes énergétiques en mode standby, un mode de fonctionnement avec un régime réduit doit être recherché. Partant de ce fait, une vitesse minimale, à partir de laquelle la machine centrifuge doit être démarrée, est calculée dans ce qui suit en fonction du couple de torsion admissible.

Le régime minimal à partir duquel le compresseur serait capable d'assurer la réserve primaire est égal à 54% de celui du régime nominal (en tenant compte du phénomène de pompage). Cette valeur est calculée de manière à éviter que le couple de torsion critique exercé sur l'arbre du moteur excède la valeur admissible lors de la bascule en régime normal. Alors et d'après la Fig. 140, le compresseur doit surconsommer de l'énergie lors de la montée en régime afin de franchir son inertie mécanique et atteindre le régime nominal. Ensuite, la puissance consommée diminue et atteint 33% de la puissance nominale. La durée de cette phase est de 11 s. La puissance augmente ensuite pour atteindre la puissance nominale en 20 s. Le couple de torsion critique reste toujours dans la limite admissible lors de la montée en régime. Par conséquent, la réserve primaire est assurée et la puissance nominale est atteinte en 30 s.

Concernant la turbine, elle doit être démarrée à partir d'une vitesse égale à 72% de la vitesse nominale afin d'être capable de répondre à la réserve primaire sans endommager la machine. D'après la Fig. 141, la vitesse angulaire regagne la vitesse nominale et la puissance produite monte à 33% de la puissance nominale en 11 s. Ensuite, la puissance produite atteint la puissance nominale en 20 s. Le couple de torsion critique reste toujours inférieur au couple admissible au cours de ce scénario. Dans le but de coupler et synchroniser la turbine avec le réseau en régime réduit, une boîte de vitesse doit être intégrée afin d'adapter la vitesse de rotation de la turbine à la fréquence du réseau. Ainsi, la réserve primaire est aussi assurée. La turbine hydraulique et la pompe sont éteintes en régime transitoire dans les deux scénarios précédents. La plage acceptable de variation de la pression de stockage entre 115 bars et 120 bars évite la nécessité de démarrage rapide de ces machines.

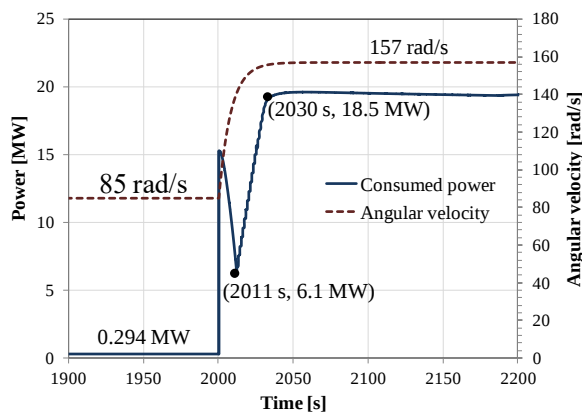


Fig. 140. Vitesse de rotation et puissance consommée par le compresseur en régime transitoire

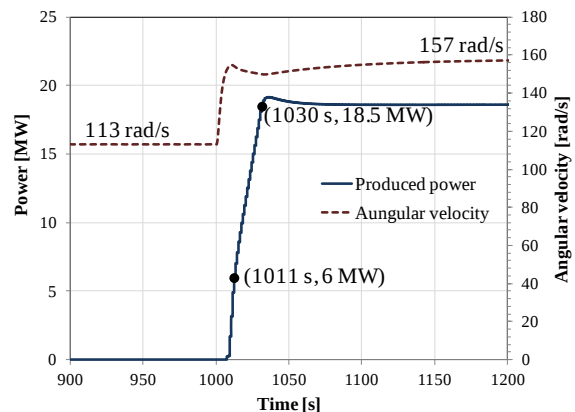


Fig. 141. Vitesse de rotation et puissance produite par la turbine en régime transitoire

Les consommations énergétiques du compresseur et de la turbine en mode de veille sont présentées dans le Tableau 15. Les résultats sont obtenus en considérant que la durée du mode de veille du compresseur soit de 5 h et celle du mode de veille de la turbine soit de 12 h.

Tableau 15: Pertes énergétiques en mode standby

	Compresseur		Turbine	
	Puissance (MW)	Perte de rendement (%)	Débit massique (kg/s)	Perte de rendement (%)
Régime nominal	0.85	2.2	8.5	14
Régime réduit	0.294	0.7	6.9	11

La perte de rendement due au mode de veille du compresseur diminue de 3,1 fois en basculant au régime réduit. En effet, la différence d'enthalpie d'air est essentiellement à l'origine de cette dernière valeur, elle diminue avec la vitesse de rotation du compresseur et la pression de sortie sera donc de 10 bars en régime réduit selon la Fig. 142. Et en plus, les forces de frottement diminuent.

La perte de rendement due à la turbine diminue de 27% en passant au régime réduit. La pression à l'entrée de la turbine est celle du stockage, le débit est réglé par une vanne à l'admission de la turbine et une grande perte de pression est exigée dans la vanne en cas de faible débit selon la Fig. 143. La pression d'admission est de 17 bars en régime nominal et de 14,5 bars en régime réduit. Cela explique l'origine de la faible réduction des pertes qui viennent principalement de la réduction des forces de frottement.

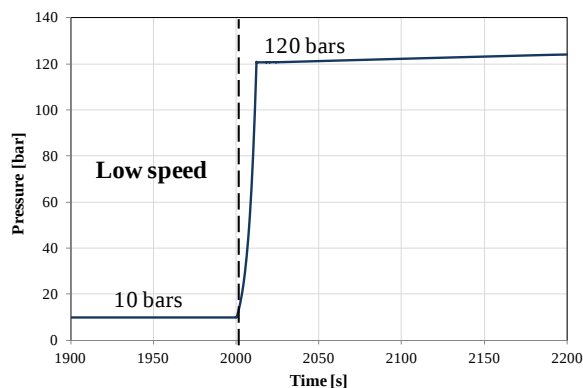


Fig. 142. Pression de sortie du compresseur

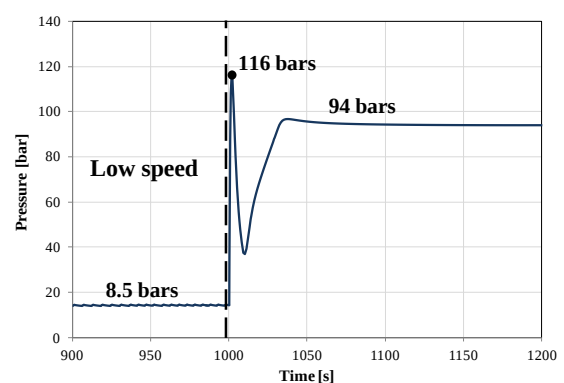


Fig. 143. Pression d'admission de la turbine

Finalement, la perte de rendement due au mode de veille de la turbine est beaucoup plus importante que celle due au mode de veille du compresseur pour les raisons suivantes :

1. La durée du mode de veille du compresseur est de 5 heures et celle de la turbine est de 12 heures ;
2. La perte de pression dans la vanne à l'admission de la turbine ; et
3. Le faible rendement de conversion de la puissance aéraulique en puissance mécanique sur les aubes de la turbine.

Conséquemment, il est recommandé de faire fonctionner le générateur de la turbine comme un moteur en mode standby et de faire fonctionner la turbine comme un compresseur dans le but de réduire les pertes d'énergie dues aux deuxième et troisième raisons présentés ci-dessus. Cela permet de conserver les réserves d'air comprimé et d'eau chaude et de limiter la perte de

rendement à 3,4% en régime réduit. La turbine peut être maintenue à chaud dans ce cas en utilisant l'excès d'eau chaude stockée.

4.4 Conclusions

Un modèle dynamique du système de stockage IA-CAES est réalisé dans la perspective d'examiner la capacité du système à répondre aux réserves primaire et secondaire. Des scénarios de charge/décharge sont donc proposés et simulés afin de tester la flexibilité du système de stockage.

En premier lieu, des scénarios d'écoulement hydraulique et hydropneumatique sont simulés dans l'intérêt d'examiner le coup de bélier dans le système de stockage en régime transitoire. Il en résulte que le saut de pression maximal atteint est égal à 15,6 bars. Une boucle hydraulique peut réduire ce saut de 53,3% et la fermeture lente des vannes pendant une seconde réduit le saut jusqu'à 68%. Concernant les réservoirs air/eau, l'air qui agit comme un amortisseur du coup de bélier ne permet pas d'avoir un saut de pression supérieur à 8 bars dans le pire des cas.

En deuxième lieu, un scénario identique à celui du modèle statique de base est simulé afin d'analyser les phases transitoires et de calculer les pertes dues à ces phases. La durée nécessaire pour que le cycle atteigne le régime stationnaire durant la phase de charge est de 120 s et durant la phase de décharge de 382 s. De plus, les résultats montrent que les inerties du cycle entraînent une perte de rendement de 1,5 points vu que la durée des phases transitoires est faible devant celle des phases stationnaires.

En troisième lieu, les simulations montrent que le système de stockage est capable de répondre à la réserve secondaire en respectant les consignes des fournisseurs. Un retard de réponse de 6 s maximal est enregistré, il est acceptable dans le cas de la réserve secondaire. Par contre, le système est incapable d'assurer la réserve primaire sauf si le système est déjà en fonctionnement ou en mode standby.

En dernier lieu, des suggestions sont examinées dans la perspective d'améliorer la flexibilité du système de stockage. Elles aboutissent à déterminer un mode de veille du compresseur et de la turbine avec une consommation énergétique minimale, le compresseur doit fonctionner à 54% et la turbine à 72% par rapport aux vitesses nominales. Elles montrent aussi que la turbine doit fonctionner comme un compresseur en mode standby pour réduire la perte de rendement de 11% à 3.4%.

Quant à l'effet de l'inertie thermique, la machine doit être maintenue au-dessus de 135°C dans le but d'éviter son endommagement en régime transitoire. Ainsi, une isolation thermique est nécessaire pour que la machine conserve sa température d'une période à l'autre.

Conclusions Générales et Perspectives

L'objectif de cette thèse était d'étudier la faisabilité technique et le développement des outils permettant l'optimisation exergoéconomique et l'évaluation du comportement en régime dynamique d'un système adiabatique de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe (IA-CAES). Il s'agit de modéliser les principaux composants du cycle de stockage par air comprimé en modes statique et dynamique afin de réaliser les simulations stationnaires puis dynamiques. L'originalité de ces travaux résidait dans la modélisation d'un système innovant de stockage d'énergie dans le but d'optimiser sa rentabilité thermo-économique et son temps de réponse face à une demande d'énergie.

L'état de l'art nous a conduits à comparer notre système de stockage (IA-CAES) par rapport aux autres systèmes mentionnés dans la littérature. Le stockage d'énergie par air comprimé est la solution retenue pour un stockage quotidien avec une capacité de quelques centaines de MWh. Actuellement, un système CAES adiabatique fonctionnant à pression fixe n'est pas déployé commercialement et est en cours de développement. Afin de surmonter la contrainte des sites géologiques adaptés et permettre l'installation du système de stockage proche des sources d'énergie renouvelable, l'air est comprimé dans des tubes en acier dans le système considéré. La pression de stockage est maintenue fixe sous 120 bars pour réduire d'une part les pertes dues à la variation de la pression de stockage et d'autre part pour améliorer la densité énergétique du système et par conséquent réduire le volume de stockage. D'autre part, la chaleur de compression est récupérée dans l'optique d'améliorer l'efficacité du système de stockage et d'éviter l'usage des combustibles fossiles. Elle est stockée sous forme d'eau chaude pressurisée dont elle constitue une solution convenable pour un stockage thermique en dessous de 220°C. Finalement, l'étude bibliographique des architectures des cycles de stockage a montré que le stockage adiabatique sous pression fixe a un rendement et une densité énergétique élevés et constitue une bonne solution pour des grandes capacités de stockage.

La deuxième partie de la thèse traite de l'analyse énergétique et exergétique de diverses architectures de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe dans l'objectif de trouver une architecture optimale en termes de rendement et de densité énergétique. Un modèle statique est ainsi développé pour comparer des architectures de stockage avec des processus de transformation isotherme et adiabatique, avec et sans chambre de combustion et récupération de chaleur perdue. Le rendement du cycle de stockage de base est de 55,1% et sa densité énergétique est de 11,9 kWh/m³. La perte exergétique est maximale dans les turbines à air (33.6%), elle dépend effectivement de la température d'admission et du rendement isentropique. Une augmentation de la température d'admission en stockant la chaleur dans le Syltherm, l'acier ou la céramique permet d'améliorer le rendement net du système de stockage. Néanmoins, ces solutions ne sont pas convenables vu que le Syltherm n'est pas écologique et le stockage dans le solide est coûteux en termes de prix et de pertes de charge. L'intégration des brûleurs, pour augmenter la température à l'admission des turbines, améliore significativement le rendement et la densité énergétique malgré qu'elle reste une

solution non écologique. Par conséquent, le cycle adiabatique de base où la chaleur est stockée sous forme d'eau chaude est toujours la solution la plus écologique avec un bon rendement et une bonne densité énergétique. Finalement et afin d'optimiser les paramètres de fonctionnement du système IA-CAES, une étude exergoéconomique est réalisée pour améliorer la rentabilité du système en tenant compte des contraintes économiques. En utilisant un algorithme génétique, le système est optimisé, et le rendement du cycle est amélioré de 2,7 %. Le coût d'investissement est réduit de 5,6% et le coût d'électricité consommée de 2,8%.

La troisième partie de cette thèse aborde la modélisation dynamique des éléments du système de stockage en se basant sur des revues bibliographiques. Le but de cette modélisation était d'étudier le comportement dynamique et l'influence des inerties du système de stockage sur son temps de réaction. Elle a permis donc d'examiner la capacité du système à répondre aux réserves primaire et secondaire. D'abord, un modèle d'écoulement hydraulique transitoire a été effectué en se basant sur la méthode des caractéristiques dans l'objectif d'évaluer la surpression et le temps caractéristique de ce phénomène qui a lieu dans les canalisations responsables du contrôle de la pression. Un modèle gaz-liquide couplé a aussi été réalisé pour étudier la surpression dans les réservoirs de stockage en régime transitoire. Ce dernier est basé sur le couplage de la méthode des caractéristiques pour l'écoulement d'eau et la méthode de Runge-Kutta pour l'écoulement d'air. Ensuite, les modèles des échangeurs de chaleur et des réservoirs de stockage d'eau chaude et d'air comprimé ont été achevés en utilisant la méthode des volumes finis pour déterminer les équations régissant les transferts thermiques en régime dynamique. Les machines centrifuges (compresseur, turbine à air, turbine Pelton, pompe) ont été modélisées en tenant compte de leurs inerties mécanique et thermique. Les transformations sont supposées polytropiques, et les propriétés du fluide à la sortie sont calculées par la librairie des fluides de Dymola. Un système de contrôle est également présenté afin d'assurer le bon fonctionnement du système de stockage, il est basé sur des régulateurs PID de premier ordre. Finalement, les modèles dynamiques ont été validés par comparaison avec des mesures expérimentales ou des résultats théoriques issus de la littérature et des mesures expérimentales extraites de notre banc d'essai NERIALIS .

Dans la dernière partie de la thèse, des scénarios de simulation en régime dynamique sont présentés afin d'examiner la capacité du système à répondre aux réserves primaire et secondaire. A propos des écoulements dynamiques, la surpression maximale qui aura lieu dans les canalisations est de 15,6 bars, la boucle hydraulique réduit ce saut de 53,3 % et la fermeture des vannes pendant une seconde de 68 %. Le saut de pression dans les réservoirs de stockage est de 8 bars dans le pire des cas, c'est une valeur acceptable pour notre application. Dans tous les cas, l'écoulement dynamique a un temps caractéristique inférieur à celui de la réserve primaire, il n'est pas inclus par conséquent dans le modèle global du cycle de stockage.

Quant aux scénarios de stockage/déstockage, un premier scénario est simulé et montre que le cycle a besoin de 120 s en mode de charge et 382 s en mode de décharge pour atteindre le régime stationnaire. Et les pertes de rendement provoquées par les inerties du système valent 1,5 %. De plus, ce scénario et un deuxième scénario simulés avec des variations de la demande prouvent que le système est capable de répondre à la réserve secondaire en

respectant les consignes des fournisseurs concernant les machines centrifuges. Quant à la réserve primaire, le système n'est capable d'assurer cette réserve que s'il est en mode de veille. Voilà pourquoi un mode de veille en régime réduit est recherché dans le but de réduire les pertes énergétiques. Si tel est le cas, le compresseur doit fonctionner à 54% et la turbine à 72% de leurs régimes nominaux pour éviter l'endommagement des machines centrifuges et faire face à une demande de réserve primaire. De plus, le fonctionnement de la turbine comme un compresseur en mode standby est privilégié pour réduire les pertes. Le démarrage rapide des machines hydrauliques n'est pas nécessaire car la pression de stockage peut changer dans une limite de ± 5 bars. Finalement, l'effet de l'inertie thermique sur la vitesse de démarrage peut être réduite en maintenant la machine centrifuge à chaud par isolation thermique. En effet, la vitesse de démarrage dépend de la température de la machine centrifuge.

En perspective, ces travaux doivent être suivis par les étapes suivantes:

- L'optimisation de l'architecture du cycle de stockage dans la perspective d'améliorer toujours le rendement et la densité énergétique;
- La réalisation d'un démonstrateur du cycle IA-CAES afin de valider son comportement en régime transitoire;
- Une évaluation technico-économique pour étudier l'intérêt économique de l'intégration d'un tel cycle de stockage sur le réseau électrique;
- L'étude des solutions pour maintenir à chaud le compresseur et la turbine centrifuges entre les périodes de stockage / déstockage;

Et pour finir, cette étude a fourni une première vision des verrous technologiques d'une unité de stockage par air comprimé fonctionnant à pression fixe et a permis de développer des outils pour achever des simulations stationnaire et dynamique qui serviront de base pour une évaluation économique et l'établissement d'un cahier des charges pour le développement d'une unité pilote répondant aux attentes des industriels.

Références bibliographiques

- [ABU09] A. Abusoglu and M. Kanoglu, "Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (2009), 2295–2308.
- [ABS09] A. Abusoglu, M. Kanoglu, "Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations", *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009), 234–241.
- [ACH11] E.H. Achouyab, B. Bahrar, "Numerical modeling of phenomena of water hammer using a model of fluid-structure interaction", *Comptes Rendus Mécanique* 339(2011): 262-269.
- [AFS08] M.H. Afshar, M. Rohani, "Water hammer simulation by implicit method of characteristic", *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85 (2008), 851–859.
- [AKI14] D.O. Akinyele and R.K. Rayudu, "Review of energy storage technologies for sustainable power networks", *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 8 (2014), 74–91.
- [ALI99] S. ALIZADEH, "An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage", *Solar Energy* Vol. 66, No. 6, pp. 409–421, 1999.
- [ALM92] A. B. Almeida, and E. Koelle, *Fluid Transients in Pipe Networks*, Computational Mechanics Publications, Elsevier, New York, 1992.
- [ARB07] M.A. Arbaoui, L. Vernières-Hassimi, D. Seguin and M.A. Abdelghani-Idrissi, "Counter-current tubular heat exchanger: Modeling and adaptive predictive functional control", *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 2332–2338.
- [ASG14] H. Asgari, M. Venturini, X. Chen, et R. Sainudiin, "Modeling and Simulation of the Transient Behavior of an Industrial Power Plant Gas Turbine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, JUNE 2014, Vol. 136.
- [ATA06] O. Ercan Ataer, "Storage of thermal energy", *Energy storage systems*, Gazi University, Mechanical Engineering Department, Maltepe, 06570 Ankara.
- [AZA00] G.S. Azad, J.C. Hart, S. Teng and R. Boyle, "Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Blade Tip", *J. Turbomach*, ASME, Munich, Germany, May 2000.

- [BAG11] A. Baghernejad and M. Yaghoubi, "Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm", *Energy Conversion and Management*, 52 (2011), 2193–2203.
- [BAL81] O.E. Balje, "Turbomachines", Wiley, 1981, New York, NY.
- [BAL01] J.L. Balino, A.E. Larreteguy, A.C. Lorenzo, A.G. Padilla, F.R. de Andrade Lima, "The differential perturbative method applied to the sensitivity analysis for water hammer problems in hydraulic networks", *Applied mathematical modeling*, 25 (2001), 1117-1138.
- [BBP90] H. Hoffeins, "Huntorf air storage gas turbine power plant", In *Energy Supply*, Brown Boveri Publication DGK 90 202 E, 1994.
- [BEN02] R. Benelmir, A. Lallemand, M. Feidt, "Analyse exergétique", *Thermodynamique et énergétique*, Techniques de l'ingénieur, 18 (10/01/2002).
- [BEN04] S. Bendapudi, J.E. Braun and E.A. Groll, "Dynamic Modeling of Shell-and-Tube Heat- Exchangers: Moving Boundary vs. Finite Volume", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University 2004.
- [BEN05] Dr. Bendaoud, "Théorie des Machines Asynchrones", Université de Sidi Bel Abbès.
- [BOU09] N. Boultif, C. Bougriou and N. El Wakim, "Comportement des échangeurs de chaleur à tubes coaxiaux face aux perturbations", *Revue des Energies Renouvelables* 2009, Vol. 12, pp. 607-615.
- [BRI04] H. Brilliant, H. Tolpadi, "Analytical Approach to Steam Turbine Heat Transfer in a Combined Cycle Power Plant", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004*, Vienna, 2004.
- [BUL04] C. Bullough, C. Gatzen, C. Jakiel, M. Koller, A. Nowi, and S. Zunft, "Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage for the Integration of Wind Energy", *Proceedings of the European Wind Energy Conference, EWEC 2004*, 22-25 November 2004, London UK.
- [BUN95] D.J. Bunce and S.G. Kandlikar, "Transient response of heat exchangers", *Heat and Mass Transfer*, *Proceedings of the Second ISHMT–ASME Heat and Mass Transfer Conference*, Mangalore India 1995, Vol. 95, pp. 28–31.
- [BUR14] R.D.Burke, P. Olmeda, F. J. Arnau and M. Reyes-Belmonte, "Modelling of turbocharger heat transfer under stationary and transient engine operating

conditions", In: 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 2014-05-13 - 2014-05-14, London.

- [CAM98] G. Cammarata, A. Fichera, L. Marletta, "Using genetic algorithms and the exergonomic approach to optimize district heating networks", ASME: Journal of Energy Resource Technology 120 (1998) 241–246.
- [CEL11] A.C. Celador, M. Odriozola, J.M. Sala , "Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants", Energy Conversion and Management, 52 (2011), 3018–3026.
- [CHA65] J.B. Chaddock, 1965. Moist air properties from tabulated virial coefficients. Humidity and moisture measurement and control in science and industry 3:273. A. Wexler and W.A. Wildhack, eds. Reinhold Publishing, New York.
- [CHA08] A. Chaibakhsh, A. Ghaffari, "Steam turbine model", Simulation Modelling Practice and Theory 16 (2008), 1145–1162.
- [CHA87] M. H. Chaudhry, 1987, Applied Hydraulic Transients, British Columbia Hydro and Power Authority Vancouver, British Columbia, Canada.
- [CHE 09] H. Chen, T. N. Cong, W. Yang, C. Tan, Y. Li and Y. Ding, " Progress in electrical energy storage system: A critical review", Progress in Natural Science, 19 (2009), 291–312.
- [CHO08] Y.C. Choo, K.M. Muttaqi and M. Negnevitsky, "Modelling of hydraulic governor-turbine for control stabilization", Australian and New Zealand Industrial and Applied Mathematics Journal, 13 Aug 2008, pp C681-C698.
- [COM14] Compressed Air Energy Storage Power Plant. Available online: http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Englische_Infos/projekt_0507_engl_internetx.pdf (accessed on 3 June 2014).
- [COO07] J. R. Cooper, Dooley R. B., "The International Association for the Properties of Water and Steam", Lucerne, Switzerland, August 2007.
- [DAS16] Dassault systemes, the official web site of Dymola, <http://www.3ds.com/products-services/catia/capabilities/modelica-systems-simulation-info/dymola>
- [DEM95] M. DEMOULIN, "Ecoulements instationnaires", Physique / Chimie, Techniques de l'ingénieur, Paris 10/02/1995 (19).
- [DEN10] P. Denholm, E. Ela, B. Kirby, M. Milligan, "The role of energy storage with

renewable electricity generation", NREL technical report, NREL/TP-6A2-47187, 2010.

- [DIA12] F. Díaz-González, A. Sumper, O. Gomis-Bellmunt, R. Villafáfila-Robles, "A review of energy storage technologies for wind power applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (2012), 2154– 2171.
- [DIN11] I. Dincer and M.A. Rosen, "Thermal energy storage", *Systems and applications*, second edition, Wiley, University of Ontario institute of technology, Ontario, Canada 2011.
- [DJE09] B. Djebdjian, "Theoretical model to predict the performance of centrifugal pump equipped with splitter blades", *Mansoura Engineering Journal*, (MEJ), Vol. 34, No. 2, June 2009.
- [DOB06] A. Dobrovicescu and G. Tsatsaronis, "Exergy destruction due to friction in heat exchangers – A refrigeration system case study", *Proceedings of the 19th ASME International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, ECOS 2006, p. 165- 173 (2006).
- [DOB14] A. Dobrovicescu, "Exergoéconomie", *Thermodynamique et énergétique, Technique de l'ingénieur*, 10/04/2014 (17).
- [DUF06] G. DUFOUR, "Contribution à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges: application à la conception par lois de similitude", *Institut National Polytechnique de Toulouse*, Octobre 2006.
- [ELE13] Electric energy storage systems. Quanta Technology; 2013. p. 1–12.
- [EPS08] M. Epstein, A simple approach to the prediction of waterhammer transients in a pipe line with entrapped air, *Nuclear Engineering and Design* 238 (2008) 2182– 2188 (7).
- [EST00] L. Estel, F. Bagui, M.A. Abdelghani-Idrissi and C. Thenard, "Distributed state estimation of a counter current heat exchanger under varying flow rate", *Computers and Chemical Engineering*, 24 (2000), 53–60.
- [FRE02] M. FRELIN, "Coups de bélier", *Stockage et transfert des fluides des machines hydrauliques et thermiques, Techniques de l'ingénieur*, 10/01/2002, 28.
- [GAB12] A. Gabash, P. Li, "Active-reactive optimal power flow in distribution networks with embedded generation and battery storage", *IEEE Trans Power Syst* 2012;27(4):2016–35.

- [GHA12] J. Ghafouri, F. Khayatzadeh, A. Khayatzadeh, "Dynamic Modeling of Variable Speed Centrifugal Pump Utilizing MATLAB / SIMULINK", International Journal of Science and Engineering Investigations, vol. 1, issue 5, June 2012.
- [GHI05] M. Ghidaoui, M. Zhao, D. McInnis and D. Axworthy, "A Review of Water Hammer Theory and Practice", Applied Mechanics Reviews, Vol. 58, pp. 49-76, 2005.
- [GON09] A. Herrán-González, J.M. de La Cruz, B. de Andrés-Toro, J.L. Risco-Martín, "Modeling and simulation of a gas distribution pipeline network", Appl. Math. Model. 2009, 33, 1584–1600.
- [GRE06] G.P. Greyvenstein, "An implicit method for analysis of transient flows in piping networks", International Journal for Numerical Methods in Engineering 2006; 53:1127–48.
- [HAR12] A. Harizi, E.A Mahfoudi et A. Gahmousse, "Simulation numérique de la transition laminaire/turbulent de la couche limite autour d'une aube de turbine à gaz", Revue des Energies Renouvelables, Vol. 15 N°4 (2012), 561 – 570.
- [HAR53] D. R. Hartree, Some Practical Methods of Using Characteristics in the Calculation of Non-Steady Compressible Flow, Harvard University, Department of Mathematics, Report LA-HU-1, 1953.
- [HAS98] S.M. Hasnain, "Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: Heat storage materials and techniques", Energy Convers. Mgmt Vol. 39, No. 11, pp. 1127±1138, 1998.
- [HOU98] DR. Hounslow, W. Grindley, RM. Louglin, and J. Daly, "The development of a combustion system for a 110 MW CAES plant, " Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1998; 120:875-883.
- [IDE93] I.E. IDELCHIK, "Handbook of Hydraulic Resistance", 3rd Edition, 1993, 788 (75-87).
- [IFP13] IFP Energie nouvelles, "Le stockage massif de l'énergie," Panorama 2013, Etablissement de Lyon.
- [INC96] F. INCROPERA, D. DEWITT, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. School of mechanical engineering, Perdue University, 1996,886 (420-515).
- [JAC12] L. M. Jacquelin, O. Lacroix, and M. Bordeleau, "Enjeux, solutions techniques et opportunités de valorisation", Le stockage d'énergie 2012, ENEA Consulting,

Paris.

- [JAG94] E. De Jager, N. Janssens, B. Malfliet and F. Van De Meulebroeke, "Hydro Turbine Model For System Dynamic Studies", IEEE Transaction on Power System, Vol. 9. No.4 February 1994.
- [JAN13] G. Janevska, "Mathematical Modeling of Pump System", Electronic International Interdisciplinary Conference, September, 2. - 6. 2013.
- [JIA06] W. Jiang, J. Khan et R.A. Dougal, "Dynamic centrifugal compressor model for system simulation", Journal of Power Sources, 158 (2006), 1333–1343.
- [KE00] S.L. Ke, H.C. Ti, "Transient analysis of isothermal gas flow in pipeline network", Chem. Eng. J. 2000, 76, 169–177.
- [KHA13] S.K. Khaitan and M. Raju, "Dynamic simulation of air storage–based gas turbine plants", International Journal of Energy Research 2013; 37:558–569.
- [KIM01] J.H. Kim, T.W. Song, T.S. Kim, S.T. Ro, "Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, JULY 2001, Vol. 123 / 589.
- [KIM11] Y.M. Kim, D.G. Shin, D. Favrat, "Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis", Energy 2011, 36, 6220–6233.
- [KIM12] Y.M. Kim, J.H. Lee, S.-J. Kim and D. Favrat, "Potential and Evolution of Compressed Air Energy Storage: Energy and Exergy Analyses", Entropy 2012, 14, 1501-1521.
- [KIM97] S.M. Kim, S.D. Oh, Y.H. Kwon and H.Y. Kwak, "EXERGoeCONOMIC ANALYSIS OF THERMAL SYSTEMS", Energy Vol. 23, No. 5, pp. 393–406, 1998.
- [LAG13] A. Laghzaoui, D. Peerhossaini, " STOCKAGE DE CHALEUR : ENERGIE SOLAIRE ET AUTRES APPLICATIONS", ECOLE DES MINES DE DOUAI, 2013.
- [LAL05] A. Lallemand, "Thermodynamique appliquée – Bilans entropiques et exergétiques", Thermodynamique et énergétique, Techniques de l'ingénieur, 22 (10/04/2005).
- [LAL94] A. Lallemand, "Cours de Thermodynamique Appliquée aux machines Thermiques", Cours du Département Génie Énergétique, INSA de Lyon, 1994.

- [LAZ01] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, "Comparison between SPECO and functional exergoeconomic approaches", In: Proceedings of ASME international mechanical engineering congress and exposition. IMECE/AES-23656, New York, ASME, November 11–16; 2001.
- [LAZ06] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, "SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems", *Energy*, 31 (2006), 1257–1289.
- [LEM 06] S. LEMOFOUET-GATSI, "Investigation and optimisation of hybrid electricity storage systems based on compressed air and supercapacitors, " Institut des sciences de l'énergie, octobre 2006.
- [LER75] A. Lerat and R. Peyret, "Propriétés dispersives et dissipatives d'une classe de schémas aux différences pour les systèmes hyperboliques non linéaires", *La rech. aéros.* 1975, p. 61-79.
- [LI13] G. Li, "Review of thermal energy storage technologies and experimental investigation of adsorption thermal energy storage for residential application", University of Maryland, Master of Science, 2013.
- [LIG16] LightSail Energy, <http://www.lightsail.com>.
- [LIM12] S.D. Lim, A.P. Mazzoleni, J.k. Park, P.I. Ro and B. Quinlan, "Conceptual design of ocean compressed air energy storage system", *IEEE* 2012, 8.
- [LIU14] W. Liu, L.Liu, L. Zhou, J. Huang, Y. Zhang, G. Xu, and Y. Yang, " Analysis and Optimization of a Compressed Air Energy Storage—Combined Cycle System", *Entropy* 2014, 16, 3103-3120.
- [LOH08] A.R. Lohrasbi and R. Attarnejad, "Water Hammer Analysis by Characteristic Method", *American J. of Engineering and Applied Sciences* 1 (4): 287-294, 2008.
- [MAK02] J. Makansi, J. Abboud, "Energy Storage: the missing link in the electricity value chain-An ESC White Paper", *Energy Storage Counc* 2002:1–23.
- [MAR12] D. Marmolejo-Correa and T. Gundersen, "A new procedure for the design and LNG processes by combining Exergy and Pinch Analyses", *Proceedings of the 25th ASME International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2012*, p. 24- 39 (2012).
- [MAI12] G. Marinescu, A. Ehram, "Experimental Investigation Into Thermal Behavior of

Steam Turbine Components: Part 2—Natural Cooling of Steam Turbines and the Impact on LCF Life", Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, Copenhagen, Denmark.

- [MAZ16] Y. Mazloum, H. Sayah and M. Nemer, "Static and Dynamic Modeling Comparison of an Adiabatic Compressed Air Energy Storage System", Journal of Energy Resources Technology, NOVEMBER 2016, Vol. 138.
- [MCB02] B.J. McBride, M.J. Zehe, and S. Gordon (2002): NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. NASA report TP-2002-211556.
- [MCB02] B.J. McBride, M.J. Zehe, and S. Gordon (2002): NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. NASA report TP-2002-211556.
- [MEF12] A. Meffre, A. Kere and G. Dejean, "Stockage de l'énergie: énergie thermique, stockage thermique haute température", Process materials and solar energy laboratory, Toulouse 2012.
- [MIN14] Z. MINVIELLE, N. CANEY, P. CLÉMENT, P. BANDELIER, P. MARTY, J.A. GRUSS and C. ROUSSEL, "Échangeurs de chaleur -Description", Énergies | Thermique industrielle, Technique de l'ingénieur, 10 janvier 2014.
- [MOH13] F. Mohammadkhani, S. Khalilarya, I. Mirzaee, "Exergy and exergoeconomic analysis and optimization of diesel engine based Combined Heat and Power (CHP) system using genetic algorithm", Int. J. Exergy 2013, 12, 139–161.
- [MUL08] B. Multon, G. Robin, M. Ruellan and H. Ben Ahmed, "Stockage de l'énergie électrique pour la production décentralisée d'électricité (connectée au réseau ou en site isolé)", Cours Master 2 recherche STS IST-SPEE Paris 11 – ENS Cachan, 2008.
- [NAN12] R.A. Nanaware, S.R. Sawant, B.T. Jadhav, "Modeling of Hydraulic Turbine and Governor for Dynamic Studies of HPP", Proceedings of the International Conference in Recent Trends in Information Technology and Computer Science, 2012.
- [NAU14] M. Naudin, "Vibrations et contraintes alternées dans les turbomachines", Environnement - Sécurité, Technique de l'ingénieur, 06/02/2014.
- [NEK10] A. NEKRASSOV, "Stockage stationnaire d'électricité : enjeux et perspectives", EDF R&D, Département Economie, Fonctionnement et Etudes des Systèmes Energétiques, 77(2010), 50-75.

- [NIE04] M. Niełacny, "Model of the Water-Hammer Effect considering a Spring Safety Valve, Archives of Hydro-Engineering and Environmental Mechanics", Vol. 51 (2004), No. 1, pp. 25–40.
- [NIE09] L. Nielsen and R. Leithner, "Dynamic Simulation of an Innovative Compressed Air Energy Storage Plant - Detailed Modelling of the Storage Cavern", WSEAS TRANSACTIONS on POWER SYSTEMS, Issue 8, Volume 4, August 2009.
- [OBS13] La production d'électricité d'origine renouvelable dans le monde, Collection chiffres et statistiques [En ligne]]. - consulté le 02 26, 2013. - <http://www.energiesrenouvelables.org/observer/html/inventaire/Fr/organisation.a.sp>.
- [OLI03] R.D.C. Oliveski, A. Krenzinger and H.A. Vielmo, "Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks", Solar Energy, 75 (2003), 121–134.
- [ORT13] E. ORTEGO, A. DAZIN, F. Colas, O. COUTIER-DELGOSHA, "Etude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine roto dynamique", Mémoire de thèse, Laboratoire de Mécanique de Lille, 12 Décembre 2013.
- [PAR13] P. PARDO, "Développement d'un procédé de stockage d'énergie thermique haute température par voie thermochimique", Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse), 9 décembre 2013.
- [PIC09] W.F. Pickard, N.J. Hansing, A.Q. Shen, "Can large-scale advanced-adiabatic compressed air energy storage be justified economically in an age of sustainable energy? ", J. Renew. Sustain. Energy. 2009, 1, 033102.
- [PRI99] M. PRIEL, "Incertitudes de mesure et tolérances", Techniques de l'ingénieur, 10 septembre 1999.
- [PUG10] J.M. PUGNET, "Dynamique des Machines Tournantes pour la Conception des Turbines à Vapeur et des Compresseurs Centrifuges : de la Théorie à la Pratique", Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Décembre 2010.
- [RAH15] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, N. Moazami, " Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine", Energy Conversion and Management 91 (2015) 186–198.
- [RBI15] H. ER-RBIB, "Conception et simulation du fonctionnement d'une unité de stockage/déstockage d'électricité renouvelable sur méthane de synthèse au moyen d'un co-électrolyseur à haute température réversible : Approches stationnaire et dynamique", École nationale supérieure des mines de Paris, 20

octobre 2015.

- [ROM12] A. Romagnoli and R. Martinez-Botas, "Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An experimental and computational evaluation", *Applied Thermal Engineering*, 38 (2012), 58-77.
- [SAA12] M. Saadat and P. Y. Li, "Modeling and Control of a Novel Compressed Air Energy Storage System for Offshore Wind Turbine", 2012 American Control Conference, Fairmont Queen Elizabeth, Montréal, Canada, June 27-June 29, 2012.
- [SAA15] M. Saadat, F.A. Shirazi and P.Y. Li, "Modeling and control of an open accumulator Compressed Air Energy Storage (CAES) system for wind turbines", *Applied Energy*, 137 (2015), 603–616.
- [SAH07] P.K. Sahoo, "Exergoeconomic analysis and optimization of a cogeneration system using evolutionary programming", *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 1580–1588.
- [SAM13] E.O. Sampedro, "Etude d'un système hydropneumatique de stockage d'énergie utilisant une pompe/turbine rotodynamique", *Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*, Décembre 2013.
- [SAY70] Y . El-Sayed, R.L. Evans, "Thermoeconomics and the design of heat systems", *J Eng Gas Turb Power* 1970;92:27–35.
- [SCH04] Prof. Dr A. Schleiss, "Hydraulic System Modélisation des systèmes hydrauliques à écoulements transitoires en charge", *Laboratoire de Constructions Hydrauliques, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne*, 2004, (107), 1-40.
- [SCH06] P. SCHALBART, "Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique bi-étagée à turbo-compresseurs-Application à sa régulation", *Institut national des sciences appliquées de Lyon*, December 2006, 195 (61-73).
- [SEK06] R. Sekhon, H. Bassily, J. Wagner, Ph.D., P.E., and J. Gaddis, Ph.D., "Stationary Gas Turbines – A Real Time Dynamic Model with Experimental Validation", *Proceedings of the 2006 American Control Conference, Minneapolis, Minnesota, USA*, June 14-16, 2006.
- [SHA09] A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (2009), 318–345.

- [SHO14] N. Shokati, F. Mohammadkhani, M. Yari, S.M.S. Mahmoudi and M.A. Rosen, "A Comparative Exergoeconomic Analysis of Waste Heat Recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor via Organic Rankine Cycles", *Sustainability* 2014, 6, 2474-2489.
- [SUS16] SustainX, SMARTER ENERGY STORAGE, <http://www.sustainx.com>.
- [TOP13] M. Topel, J. Spelling, M. Jöcker and B. Laumert, "Geometric modularity in the thermal modeling of solar steam turbines", *Energy Procedia* 49 (2014), 1737 – 1746.
- [TOP14] M. TOPEL, "Steam Turbine Thermal Modeling for Improved Transient Operation", Licentiate Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Department of Energy Technology, Heat and Power Division, Stockholm, Sweden 2014.
- [TOP15] M. Topel, M. Genrup, M. Jöcker, J. Spelling and B. Laumert, "Operational Improvements for Startup Time Reduction in Solar Steam Turbines", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, APRIL 2015, Vol. 137.
- [TOP16] M. Topel, M. Jöcker, S. Paul and B. Laumert, "Differential Expansion Sensitivity Studies During Steam Turbine Startup", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, June 2016, Vol. 138.
- [TSA85] G. Tsatsaronis, M. Winhold, "Exergoeconomic analysis and evaluation of energy conversion plants. Part I. A new general methodology. Part II. Analysis of a coal-fired steam power plant", *Energy* 1985;10:69–94.
- [TUR12] S.E. Turie, "Gas Turbine Plant Modeling for Dynamic Simulation", Master's Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management, STOCKHOLM, 29/03/2012.
- [VAL94] A. Valero, M.A. Lozano, L. Serra, G. Tsatsaronis, J. Pisa, C. Frangopoulos and M.R. Von Spakovsky, "CGAM problem : definition and conventional solution", *Energy* Vol. 19, No. 3, pp. 279-286, 1994.
- [VON08] V. Vongmanee and V. Monyakul, "A New Concept of Small-Compressed Air Energy Storage System Integrated with Induction Generator", *ICSET* 2008.
- [WAN15] C. Wang, J. Yang and H. Nilsson, "Simulation of Water Level Fluctuations in a Hydraulic System Using a Coupled Liquid-Gas Model", *Water* 2015, 7, 4446-4476.
- [WHI79] F.W. White, "Fluid Mechanics", McGraw-Hill, New York, 1979.

- [WIC91] R. Wichowski, "Comparative Analysis of Water-Hammer Calculation by the Approximate and the Complete Methods of Characteristics", PERIODICA POLYTECHNICA SER. CIVIL. ENG. VOL. 35, NOS. 1-2, PP. 107-125 (1991).
- [XUA06] Shenglan Xuan, Vikrant Aute and Reinhard Radermacher, "Generic Dynamic Model for Heat Exchangers", International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 17-20, 2006.
- [YAN15] W. Yang, J. Yang, W. Guo, W. Zeng, C. Wang, L. Saarinen and P. Norrlund, "A Mathematical Model and Its Application for Hydro Power Units under Different Operating Conditions", Energies 2015, 8, 10260-10275.
- [YAO15] E. Yao, H. Wang, L. Liu and G. Xi, "A Novel Constant-Pressure Pumped Hydro Combined with Compressed Air Energy Storage System", Energies 2015, 8, 154-171.
- [YIN03] J. Yin and M.K. Jensen, "Analytic model for transient heat exchanger response", International Journal of Heat and Mass Transfer, 46 (2003), 3255–3264.
- [ZHA04] M . Zhao, M . Ghidaoui, "Godunov-type solutions for water hammer flows", Journal of Hydraulic Engineering 2004; 130(4):341–8. ASCE.
- [ZHA15] P. Zhao, J. Wang and Y. Dai, "Thermodynamic analysis of an integrated energy system based on compressed air energy storage (CAES) system and Kalina cycle", Energy Conversion and Management, 98 (2015), 161–172.

Annexes

Annexe A

Prix des réservoirs de stockage

Les prix et leurs détails de calcul des réservoirs de stockage sont donnés par **Fives**. Ce calcul est détaillé dans l'annexe suivante.

- **Prix des réservoirs air/eau**

Les réservoirs de stockage d'air sous pression comprennent plusieurs composants dont le prix unitaire est donné dans le Tableau A1.

Le prix des tubes bruts dépend de leurs masses. La masse totale des tubes est le produit de la masse unitaire de chaque tube par le nombre total des tubes.

Par calcul RDM, l'épaisseur de la paroi des tubes est calculée (Eq. (A1)) et par conséquent le volume d'acier dans chaque tube est ainsi calculé (Eq. (A2)). La masse totale d'un tube brut est donc le produit du volume obtenu par la masse volumique de l'acier (Eq. (A3)).

$$e = \frac{p * d}{2 * R_{ep} * C_{welding}} \quad (A1)$$

$$V = \pi * d * e * L \quad (A2)$$

$$M = V * 7.85 \quad (A3)$$

Où " p " est la pression de dimensionnement (1,01 fois la pression de stockage), " d " est le diamètre du tube, " e " est l'épaisseur du tube, " R_{ep} " est la résistance pratique minimale de l'acier, " $C_{welding}$ " est le coefficient de soudure (=0,85), " L " est la longueur d'un réservoir ($L=200$ m (Tableau A2)) et " M " est la masse de l'acier (de masse volumique 7,85 t/m³).

Le nombre de réservoirs est le rapport du volume d'air maximal à stocker sur le volume unitaire d'un réservoir. Le résultat obtenu est ajusté pour aboutir à un nombre entier de modules de 5 tubes chacun. Le prix des tubes bruts est calculé par l'équation (A4).

$$\text{prix des tubes bruts} = 1 \text{ €/kg} * \text{masse d'un tube} * \text{nombre réservoirs} \quad (A4)$$

Les réservoirs sont formés par assemblage des tubes de 12 m. Le prix de transport des tubes de 12 m est le produit du prix unitaire de transport de chaque tube (2000 €/camion (Tableau A1)) par le nombre des tubes de 12 m :

$$\text{prix transport} = 2000 * \text{nombre des réservoirs} * \text{longueur d'un réservoir} / 12 \quad (A5)$$

Le coût de l'assemblage sur site est donné par la formule (A6) (Tableau A1):

$$\text{coût assemblage} = (500+1500+500) * \text{nombre des tubes de 12 m} \quad (A6)$$

Le prix unitaire des fonds bombés est de 8 €/kg (Tableau A1). Le prix total est le produit de la masse de ces fonds par le prix unitaire :

$$\text{prix des fonds} = 8 * \text{nombre des réservoirs} * \left(\left(\frac{d}{2} \right)^3 - \left(\frac{d}{2} - \frac{e}{2} \right)^3 \right) * 4 * \pi * 2 * \frac{7.85}{3} \quad (A7)$$

Le coût des soudures des fonds bombés est donné par la formule (A8) (Tableau A1):

$$\text{prix des soudures} = (1500+500) * \text{nombre des réservoirs} * 2 \quad (A8)$$

Le prix unitaire du revêtement des tubes est de 0,1 €/kg (Tableau A1). Le prix total est alors :

$$\text{Prix de revêtements} = 0.1 * \text{masse totale des tubes} \quad (A9)$$

Le nombre des tubes par module est 5. Seul un module avec des tubes menés des séparateurs est utilisé, le prix d'un séparateur est de 30 000 EUR/tube (Tableau A1), le prix des séparateurs est alors :

$$\text{Prix des séparateurs} = 30\,000 * \text{nombre des tubes par module} \quad (A10)$$

Le prix total des supports est (Tableau A1):

$$\begin{aligned} \text{prix total des supports} = & (30 \text{ €/m}^3 * \text{nombre des réservoirs} * \text{longueur des réservoirs}) \\ & + \\ & (100 \text{ €/m}^3 * \text{nombre des réservoirs} * \text{longueur des réservoirs} * 0.2) + \\ & (1000 \text{ €/m}^3 * \text{nombre des réservoirs} * \text{longueur des réservoirs} * 0.2 * 0.3 * 1.4) \end{aligned} \quad (A11)$$

Le prix des accessoires de sécurité est (Tableau A1):

$$\text{prix sécurité} = 25\,000 \text{ €/réservoir} * \text{nombre des réservoirs} \quad (A12)$$

Le prix total des réservoirs air/eau est alors la somme des prix calculés ci-dessus :

$$\begin{aligned} \text{Prix total des réservoirs air/eau} = & \text{prix des tubes bruts} + \text{prix transport} + \text{coût} \\ & \text{assemblage} + \text{prix des fonds} + \text{prix des soudures} + \text{prix de revêtements} + \text{prix des} \\ & \text{séparateurs} + \text{prix total des supports} + \text{prix sécurité} \end{aligned} \quad (A13)$$

- **Prix des réservoirs d'eau chaude**

Les réservoirs de stockage d'eau chaude comprennent plusieurs composants dont le prix unitaire est donné dans le Tableau A1.

Le calcul du prix des réservoirs d'eau chaude est similaire à celui des réservoirs air/eau. Par contre, deux différences existent:

1. L'épaisseur de la paroi des réservoirs est calculée par la formule (A14) :

$$e = \frac{p * d * 1.3}{2 * R_{ep} * C_{welding}} \quad (A14)$$

Le coefficient 1,3 est un coefficient de sécurité relié à l'eau.

2. Il faut ajouter aussi le prix de l'isolation :

$$\text{Prix isolation} = 30 * \pi * d * \text{longueur des réservoirs} * \text{nombre des réservoirs} \quad (A15)$$

- **Prix du réservoir d'eau basse pression**

Le prix total du réservoir d'eau basse pression est le produit du prix unitaire (150 €/m³ (Tableau A1)) par le volume maximal d'air à comprimer.

$$\text{prix du réservoir d'eau basse pression} = 150(\text{€/m}^3) * \text{volume maximal d'air à comprimer} \quad (A16)$$

- **Prix des tuyauteries hors bâtiment**

Il faut tout d'abord calculer le diamètre des tuyaux d'après la formule (A17) :

$$\dot{m} = \rho * S * v \quad (A17)$$

Où " $\dot{m}$ " est le débit massique, " ρ " est la masse volumique, " $S = \pi * d^2 / 4$ " est la section du tube et " v " est la vitesse du fluide traversant le tube.

Le diamètre d'un tube est donc calculé par l'équation (A18):

$$d = \left(\frac{4 * \dot{m}}{\pi * \rho * v} \right)^{0.5} \quad (A18)$$

Le débit $\dot{m}$ est choisi de telle façon que le rapport $\dot{m} / \rho$ soit le maximum des 2 rapports ($\dot{m} / \rho$)_{compresseur} et ($\dot{m} / \rho$)_{turbine}.

La vitesse de l'eau dans les tubes est prise égale à 2 m/s et celle de l'air à 10 m/s (Tableau A2).

Les longueurs de diverses conduites sont calculées dans le tableau ci-dessous en se basant sur le Tableau A2.

Conduites :	Longueurs=
tuyauterie eau plein débit	(longueur conduite de sortie bâtiment machines (20 m)*2)+(Distance entre modules(2 m)+(Diamètre réservoirs d'air(1.4 m)* nbre de tubes par modules(4)) + (Distance entre groupe de 2 tubes(2 m)* nbre de tubes par modules * 0.5)+ longueur conduite porte vanne de chaque module(5 m)) * Nombre de modules + 2 * longueur conduite bâtiment au stockage d'eau atmosphérique(20 m) (A19)
tuyauterie air plein débit	Tuyauterie eau plein débit – 2 * longueurs conduite bâtiment au stockage d'eau atmosphérique (20 m) (A20)
tuyauterie eau répartition de chaque module	((Diamètre réservoirs d'eau chaude (1.4 m) * nbre de tubes par modules) + (Distance entre groupe de 2 tubes * nbre de tubes par modules x 0.5)) * Nombre de modules (A21)
tuyauterie air répartition de chaque module	tuyauterie eau répartition de chaque module (A22)
tuyauterie eau sortie de tube	longueur conduite sortie tubes (4m) *Nombre de réservoirs (modules complets) (A23)
tuyauterie air sortie de tube	tuyauterie eau sortie de tube (A24)

tuyauterie eau stockage chaleur	(longueur des conduites de sortie des tubes stockage chaleur (5 m) * 2 * nombre des réservoirs d'eau chaude) + longueur des conduites de liaison stockage de chaleur / bâtiments (100 m) + (nombre des réservoirs d'eau chaude * (distance entre tubes de stockage de chaleur (2 m) + Diamètre réservoirs d'eau chaude (1.4 m))) (A25)
---------------------------------	---

Par calcul RDM, l'épaisseur de la paroi de chaque tube puis le volume de l'acier de ces tubes sont calculés pour enfin évaluer la masse d'un tube par mètre linéaire :

$$e = \frac{1.3 * p * d}{2 * R_{ep} * C_{welding}} \quad (A26)$$

$$V = \pi * d * e * L \quad (A27)$$

$$M = \frac{V * 7.85}{L} \quad (A28)$$

Pour la tuyauterie d'eau chaude, l'épaisseur est multipliée en plus par 1,3.

La masse de chaque tube est donc le produit de la masse unitaire (par ml) par la longueur du tube correspondant.

Finalement, le prix total est le produit du prix unitaire (7 €/kg (Tableau A1)) par la masse totale des tubes.

Le prix unitaire d'une vanne est égal à 2500 €/ (m de diamètre et MPa de pression) (Tableau A1).

Le prix total des vannes est calculé comme suit :

$$\begin{aligned} \text{Prix des vannes} = & 2500 * (\text{Pression de stockage} * ((1 + \text{nombre de modules} + 2) * \\ & (\text{diamètre tuyauterie eau plein débit} + \text{diamètre tuyauterie air plein débit}))) + \\ & (\text{Pression de stockage d'eau chaude} * 2 * \text{nombre des réservoirs d'eau chaude}) \end{aligned} \quad (A29)$$

Les prix des supports et des accessoires sont calculés par (Tableau A1):

$$\text{Prix supports} = 3 \text{ €/kg} * \text{masse totale des tubes de stockage d'air} \quad (A30)$$

$$\text{Prix accessoires} = 2 \text{ €/kg} * \text{masse totale des tubes de stockage d'air} \quad (A31)$$

Le prix total des tuyauteries hors bâtiments est alors :

$$\begin{aligned} \text{Prix tuyauteries hors bâtiments} = & \text{prix total tuyauteries} + \text{prix des vannes} + \text{prix} \\ & \text{supports} + \text{prix accessoires} \end{aligned} \quad (A32)$$

• Prix des équipements électriques et auxiliaires

Les prix unitaires des éléments de cette partie sont aussi donnés dans le Tableau A1.

Le coût du terrassement est obtenu en utilisant les Tableaux A1 et A2 à partir de la formule suivante :

$$\begin{aligned} \text{Prix terrassement} = & \text{prix terrassement par m}^2 (30 \text{ €/m}^2) * ((\text{diamètre tube eau plein} \\ & \text{débit} + \text{longueur conduite porte vanne de chaque module (5 m)} + \end{aligned} \quad (A33)$$

$$\begin{aligned} & \text{Diamètre tuyauterie eau répartition de chaque module} + \text{longueur conduite sortie} \\ & \text{tubes (4 m)} + \text{longueur réservoir air/eau (200 m)} + \text{longueur conduite sortie tubes} + \\ & \text{diamètre tuyauterie air répartition de chaque module} + \\ & \text{Longueur conduite porte vanne de chaque module} + \text{diamètre tuyauterie air plein} \\ & \text{débit}) * (10 + (\text{nombre des tubes par module} * \text{diamètre du réservoir}) + (\text{Distance} \\ & \text{entre groupe de 2 tubes (2 m)} * \\ & \text{Nombre des tubes} * 0.5) + (\text{Distance entre modules (2 m)} * \text{nombre des} \\ & \text{modules}))) * 1.3 \end{aligned}$$

La capacité du projet est de 100 MW. Le coût des bâtiments est donc donné par la formule suivante :

$$\text{Prix des bâtiments} = \text{prix unitaire des bâtiments} * \text{capacité du projet} * 10 \quad (A34)$$

Le coût des autres éléments électriques est le produit du prix unitaire par la puissance à fournir (100 MW).

$$\text{Prix} = \text{prix unitaire/MW} * \text{capacité du projet} \quad (A35)$$

Le **prix auxiliaire** est donc la somme du prix du terrassement, du prix des bâtiments et du prix des autres éléments électriques.

- **Calcul du coût d'achat Z des réservoirs de stockage**

Le coût d'achat des réservoirs de stockage d'air sous pression est donné par la relation suivante :

$$Z_{AWT} = \text{prix total des réservoirs air/eau} + \text{prix du réservoir d'eau basse pression} + \text{prix des tuyauteries hors bâtiments} + \text{prix auxiliaire} \quad (A36)$$

Le coût d'achat des réservoirs de stockage d'eau chaude est donné par :

$$Z_{HWT} = \text{prix total des réservoirs de stockage d'eau chaude} + \text{prix des tuyauteries hors bâtiments} + \text{prix terrassement} \quad (A36)$$

Tableau A1 : Données économiques concernant les réservoirs de stockage

Réservoir de stockage d'air sous pression	prix unitaire	
Tubes bruts	1,00	€/kg
transport des tubes	2 000,00	€/ camion
	-	
Assemblage sur site	-	
	500,00	€ / tube de 12 ml
	1 861,11	€/ soudure
	500,00	€/ soudure
	-	
Fonds bombés	8,00	/kg
	1 861,11	par soudure
	500,00	par soudure
	-	

Revêtements tubes	0,10	/kg
-	-	-
membranes ou piston	30 000,00	/tube module avec séparateur
-	-	-
Supports	30,00	eur/m3
-	100,00	eur/m3
-	1 000,00	eur/m3
-	-	-
accessoires de sécurité	25 000,00	/tube
-	-	-
Réservoir de stockage d'eau chaude	-	-
-	-	-
Tubes bruts	1,00	/kg
transport des tubes	2 000,00	/ camion
-	-	-
Assemblage sur site	-	-
-	500,00	par tube de 12 ml
-	486,84	par soudure
-	500,00	par soudure
-	-	-
Fonds bombés	8,00	/kg
-	486,84	par soudure
-	500,00	par soudure
-	-	-
Revêtements tubes	0,10	/kg
-	-	-
isolation	30,00	/m2
-	-	-
membranes ou piston	30 000,00	/tube
-	-	-
Supports	30,00	eur/m3
-	100,00	eur/m3
-	1 000,00	eur/m3
-	-	-
accessoires de sécurité	30 000,00	/tube
-	-	-
ensemble hydraulique	-	-
-	-	-
Réservoir eau basse pression	150,00	/m3
-	-	-
Tuyauteries hors bâtiments	-	-
-	-	-
Tuyauteries	7,00	/kg
Vannes	2 500,00	/m de diamètre et / Mpa pression
supports	3,00	/kg
accessoires	2,00	/kg
-	-	-
-	-	-
auxiliaires	10 000,00	/MW
-	-	-
-	-	-
-	-	-
instrumentation contrôle	-	-
-	-	-

Instrumentation générale	8 000,00	/MW
	-	
Contrôle-commande	12 000,00	/MW
	-	
	-	
système électrique	-	
	-	
armoire de puissance	10 000,00	/MW
	-	
Equipement électrique raccordement réseau	15 000,00	/MW
	-	
Terrassement, génie-civil	30,00	/m2
	-	
construction bâtiment	1 200,00	/m2
	-	
	-	
certifications	5 000,00	/MW
	-	
	-	
assurances	1%	
	-	
Etudes partie stockage	6%	
	-	
Etudes partie cycle	6%	
	-	
management projet	4%	

Tableau A2 : Données constructives concernant les réservoirs de stockage

DONNEES CONSTRUCTIVES

réservoirs d'air

Diamètre réservoirs d'air	1.4	m
Longueur	200	m
Facteur utilisation réservoirs	0.95	
Nuance d'acier	X80	
Re	555	MPa
Rm	625	MPa
Coeff Soudure	0.85	

Pression du réservoir	14.76156483	Mpa
-----------------------	-------------	-----

réservoirs d'eau chaude

Diamètre réservoirs d'eau chaude	1.2	m
Longueur	200	m
Pression	3	MPa
Nuance d'acier	X80	
Re	555	MPa
Rm	625	MPa
Coefficient de soudure	0.85	

conduites

vitesse de l'air	10	m/s
------------------	----	-----

vitesse de l'eau	2	m/s
vitesse de l'eau chaude	2	m/s
modules de tubes de stockage d'air		
nombre de tubes par modules	4	
Distance entre groupe de 2 tubes	2	m
Distance entre modules	2	m
longueur conduite sortie tubes	4	m
longueur conduite de sortie bâtiment machines	20	m
longueur conduite porte vanne de chaque module	5	m
longueur conduite bâtiment au stockage d'eau atmosphérique	20	m
longueur des conduites de sortie des tubes stockage chaleur	5	m
longueur des conduites de liaison stockage de chaleur / bâtiments	100	m
distance entre tubes de stockage de chaleur	2	m
tuyauterie		
Nuance d'acier	X80	
Re	555	MPa
Rm	625	MPa
Coeff Soudure	0.85	

Annexe B

Phénomène du coup de bélier

- **Méthode des caractéristiques pour un fluide compressible**

La méthode des caractéristiques est une technique qui permet par un changement de variable de transformer un système aux dérivées partielles, par rapport à x et t , à un système aux dérivées totales par rapport aux temps t uniquement. Ainsi donc, le calcul des dérivées totales temporelles s'effectue par rapport à des courbes caractéristiques C_0 , C_+ et C_- ayant les directions caractéristiques suivantes [1]:

$$\frac{1}{v} \quad \frac{1}{v+a} \quad \frac{1}{v-a}$$

Où " v " est la vitesse d'écoulement et " a " est la vitesse du son.

Les équations caractéristiques, pour une section constante, sont alors [2]:

Sur C_0
$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} = (\gamma - 1) \rho (q + vF)$$
 (Eq 1)

avec
$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x}$$
 (Eq 2)

Sur C_+
$$\frac{dp}{dt} + \rho a \frac{dv}{dt} = \rho(\gamma - 1)q - \rho a F \left[1 - (\gamma - 1) \frac{v}{a} \right]$$
 (Eq 3)

avec
$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (v + a) \frac{\partial}{\partial x}$$
 (Eq 4)

Sur C_-
$$\frac{dp}{dt} - \rho a \frac{dv}{dt} = \rho(\gamma - 1)q + \rho a F \left[1 + (\gamma - 1) \frac{v}{a} \right]$$
 (Eq 5)

avec
$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (v - a) \frac{\partial}{\partial x}$$
 (Eq 6)

Avec $F = \frac{\xi}{2D} v |v|$ et q est le taux de transfert de chaleur par unité du temps et par unité de masse du fluide.

Le coefficient ξ est le coefficient de perte de charge de **Darcy**. Ce dernier peut être déterminé par la corrélation de **Haaland** [3]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left(\frac{6.9}{\text{Re}} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 * D} \right)^{1.11} \right) \quad (\text{Eq 7})$$

Pour résoudre ces équations numériquement, il faut d'abord passer par la phase de discrétisation avant la résolution. Le système d'équations différentielles à résoudre sera donc remplacé par un système algébrique dont le nombre de degré de liberté est défini par le nombre de mailles.

• Méthode de discrétisation par maillage variable

Soit le maillage présenté dans la **figure 1**, les valeurs de v , ρ et p sont connues aux points N_{i-1} et N_{i+1} . Les lignes d'ondes $N_{i-1}N_j$ et $N_{i+1}N_j$, de vitesse $(v_{i-1} + a_{i-1})$ et $(v_{i+1} - a_{i+1})$ respectivement, menées de ces 2 points permettent de calculer les coordonnées et les valeurs de p et de v au point N_j à partir des relations **(Eq 8)** et **(Eq 9)**, associées à chacune des deux lignes d'onde:

$$v_j + \frac{p_j}{a_{i-1}\rho_{i-1}} = v_{i-1} + \frac{p_{i-1}}{a_{i-1}\rho_{i-1}} + \frac{1}{a_{i-1}}(k-1)q\Delta t - F \left[1 - (k-1)\frac{v_{i-1}}{a_{i-1}} \right] \Delta t \quad (\text{Eq 8})$$

$$v_j - \frac{p_j}{a_{i+1}\rho_{i+1}} = v_{i+1} - \frac{p_{i+1}}{a_{i+1}\rho_{i+1}} - \frac{1}{a_{i+1}}(k-1)q\Delta t - F \left[1 + (k-1)\frac{v_{i+1}}{a_{i+1}} \right] \Delta t \quad (\text{Eq 9})$$

Ces relations sont données pour une discrétisation de premier ordre. F est calculé au point $i-1$ dans l'équation **(Eq 8)** et au point $i+1$ dans l'équation **(Eq 9)**.

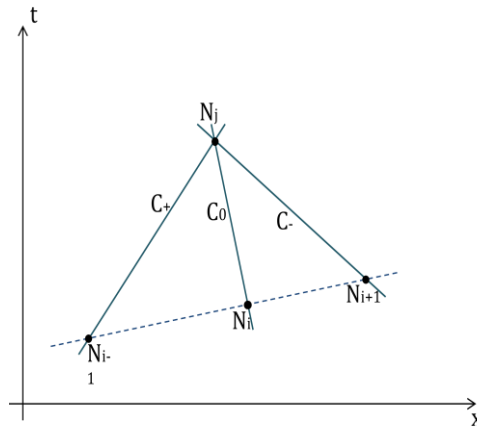


Figure 1: maillage variable

N_i est l'intersection de la droite $N_{i-1}N_{i+1}$ avec la ligne d'onde menée de N_j ayant une pente de valeur $1/v_j$. Les valeurs de v_i , ρ_i et p_i sont déterminées par interpolation entre N_{i-1} et N_{i+1} , p_j sera donc déterminée au point N_j par la relation **(Eq 10)** associée à la trajectoire:

$$\rho_j = \rho_i + \frac{p_j - p_i}{a_i^2} - (k-1)\frac{\rho_i}{a_i^2}(q + v_i F)\Delta t \quad (\text{Eq 10})$$

F dans ce cas est calculé au point i.

A partir des relations (Eq 8), (Eq 9) et (Eq 10), et progressivement, toutes les inconnues peuvent être calculées dans tous les nœuds du réseau de lignes d'onde.

Cette méthode est généralement utilisée pour résoudre graphiquement le problème tout en négligeant les frottements, les pertes de charge et les variations de section. Dans ce cas, les seconds membres des relations précédentes deviennent nuls et ces dernières se simplifient énormément, ρ_j est calculé dans ce cas par la relation isentropique sans recourir au calcul du point M_i .

La discrétisation dans cette méthode est variable parce qu'elle dépend des valeurs locales de v et de a qui varient d'un point à un autre. Les inconnues sont déterminées donc à une abscisse x par interpolation.

Lors de la modélisation, l'utilisation d'un maillage fixe est beaucoup plus pratique. Il va être utilisé dans notre modèle sous Dymola.

• Méthode mixte

D.R. Hartree a développé, dans un rapport publié en 1953, une approche pour la résolution numérique d'un écoulement unidimensionnel instationnaire des fluides compressibles par la méthode des caractéristiques pour un maillage fixe [4].

Soit le maillage présenté dans la Figure 2.

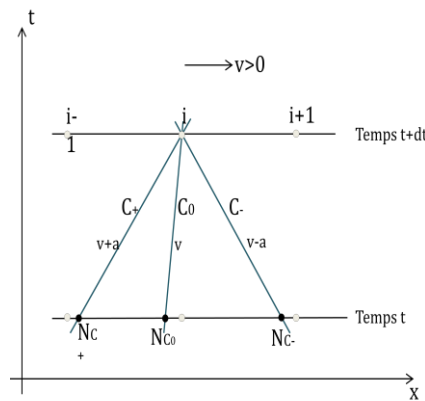


Figure 2: maillage fixe

Dans cette méthode, les équations caractéristiques et celles des directions caractéristiques sont approximées par des équations aux différences finies (celles présentées dans le paragraphe précédent). Dans la méthode suivante, on utilise un maillage fixe comme présenté dans la Figure 2.

Les lignes caractéristiques sont menées du point i avec les pentes (Eq 11), (Eq 12) et (Eq 13). Les coordonnées des points N_{C+} , N_{C0} et N_{C-} sont déterminées par l'intersection des droites caractéristiques correspondantes avec la droite $t=(i-1)\Delta t$. Les valeurs de ρ , v et p sont calculées aux points N_{C+} , N_{C0} et N_{C-} par interpolation entre les points voisins. Finalement, les inconnues ρ , v et p seront calculées au nœud i, à l'instant $t+\Delta t$, par les relations d'état associées aux trajectoires correspondantes issues du nœud i. La méthode mixte est considérée comme explicite de premier ordre [5].

$$\frac{N_{C+} N_I}{\Delta t} = \frac{1}{2} (v_{C+} + a_{C+} + v_i + a_i) \quad (\text{Eq 11})$$

$$\frac{N_I N_{C_-}}{\Delta t} = \frac{1}{2} (v_{C_-} - a_{C_-} + v_i - a_i) \quad (\text{Eq 12})$$

$$\frac{N_I N_{C_0}}{\Delta t} = \frac{1}{2} (v_{C_0} + v_i) \quad (\text{Eq 13})$$

La condition de stabilité du premier ordre selon Courant-Friedrichs-Lewy est [6]:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{|v| + a} \quad (\text{Eq 14})$$

Cette relation signifie, géométriquement, que les caractéristiques doivent couper la base de départ entre les point N_{i-1} et N_{i+1} .

Cette méthode, qui s'utilise sous la forme d'un schéma explicite du premier ordre, devient inopérante lors de la formation des ondes de choc qui amènent à des discontinuités. Dans ce cas, il faut recourir à la résolution des équations sous forme conservatives par des schémas aux différences finies conservatifs comme le schéma prédicteurs-correcteurs. Ce schéma est capable d'introduire de façon naturelle les discontinuités.

• Référence

- [1] R.C. Robert and C.C. Lin, "*The method of Characteristics in Compressible Flow*", part 2 (Unsteady Flow), Air Material Command Report, No. F-TR-1173-ND (1947).
- [2] ASCHER SHAPIRO (H.), "*The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow*". Ronald press Co (1954), 972-991 (277).
- [3] S. Genic, I. Arandjelovis, P. Kplendic, M. Jaric, N. Budimit, V. Genic, "A Review of Explicit Aproximations of Colebrook's Equation". 2011 (5).
- [4] D. R. Hartree, "*Some Practical Methods of Using Characteristics in the Calculation of Non-Steady Compressible Flow*", Harvard University, Department of Mathematics, Report LA-HU-1, 1953.
- [5] J.R. Manning, "*Computerized method of characteristics calculations for unsteady pneumatic line flows*". J. Basic Engen. ASME, june 1968 (10).
- [6] M. Demoulin, "*Ecoulements instationnaires*", Techniques de l'ingénieur, Paris 10/02/1995 (19).

Annexe C

Bancs d'essais BP et HP

- **Banc d'essai BP**

Le banc d'essai BP (basse pression) est réalisé pour tester la fiabilité de la vessie de séparation air/eau à pression atmosphérique. Il permet d'étudier le comportement de la vessie aux vraies dimensions lors de cyclages dans le tube de stockage et sa tenue après 3600 cycles (équivalent de 10 ans de cyclage).

Ainsi, les principaux objectifs de ce banc d'essais sont:

- Etudier la tenue du séparateur pour un cyclage à pression atmosphérique: étude de la formation des plis pour différents points de fonctionnement (débits, fixation, diffuseur...)
- Etudier le mode de fixation des séparateurs.
- Etudier la mise en place des séparateurs une fois le tube fermé des deux côtés et plus généralement identifier les contraintes de mise en place des séparateurs et définir les solutions envisageables.
- Etudier le taux de remplissage en Eau (capacité max d'occupation du volume de tube) et le taux de remplissage en Air (taux de vidange d'eau).
- Bouchage des diffuseurs d'extraction d'Eau et d'Air et étude de l'écoulement de l'eau à travers le réservoir.
- Etudier différents types de peintures anticorrosion dans le tube et l'interaction avec le séparateur

Le banc d'essais ne va pas reproduire les mêmes conditions de fonctionnement en termes de pression mais plutôt en termes de cyclage de la vessie. La vessie sera testée à pression atmosphérique.

Pour simplifier le fonctionnement du banc et réduire les composants, le cyclage sera effectué par le pompage de l'eau vers et depuis le réservoir de stockage. Un jeu de vannes permettra d'inverser le débit dans le réservoir de stockage pour remplir ou vider le tube. A la sortie de la pompe, l'eau a la possibilité de circuler dans deux chemins différents suivant la position des vannes pneumatiques. Le schéma descriptif du banc est illustré dans la Figure 3 et les schémas réels du banc sont montrés dans la Figure 4.

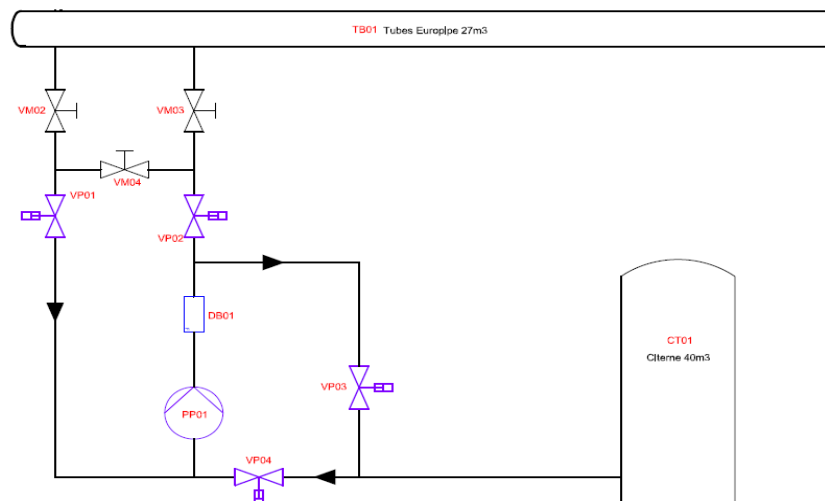


Figure 3: Schéma global du banc d'essais NERIALIS BP



Figure 4: Réalisation du banc BP

Les essais montrent que la mise en place de la vessie en accordéon est nécessaire pour faciliter l'installation de cette dernière. En outre, la mise en place d'un diffuseur est nécessaire pour protéger la vessie et éviter son aspiration durant la phase de vidange. En effet, l'aspiration de la vessie pourrait détériorer la vessie ou empêcher la vidange complète du tube.

La Figure 5 montre la forme de la vessie après 3600 cycles et avec un taux de remplissage de 95 %. Pour l'état actuel des essais, tous les arceaux sont toujours intacts et la vessie est en bon état.



Figure 5: Etat de la vessie après 800 cycles

• Banc d'essai HP

Le test de la vessie à la pression de stockage (120 bars) est difficile à réaliser aux vraies dimensions pour des questions de coût et de sécurité. Pour cela, les dimensions sont réduites et un test d'une petite vessie à hautes pressions est réalisé. Le but est d'étudier le comportement et de valider si cette vessie résiste lors de cyclage à des pressions élevées.

Ainsi, les principaux objectifs de ce banc d'essai sont:

- Etudier la tenue du séparateur pour un cyclage à haute pression et le changement des caractéristiques du séparateur dû à la haute pression et au cyclage.
- Etudier le comportement du séparateur suite à une variation de la pression de fonctionnement comme la détente rapide due à une fuite dans le tube de stockage (détérioration possible de la membrane suite à l'expansion rapide du gaz qui remplit les ports du séparateur).

Le banc d'essai va reproduire les mêmes conditions de fonctionnement (pression et cyclage) autour de la vessie. La vessie sera soumise à une pression de 120 bars. Ensuite un mouvement de la vessie sera imposé pour étudier le cyclage à haute pression. Pour simplifier le fonctionnement du banc et réduire les composants, le système sera rempli d'eau des deux côtes de la membrane. Puis, le déplacement de la membrane sera effectué par un débit d'eau imposé par une pompe. Un jeu de vannes permettra d'inverser le débit dans l'accumulateur hydraulique pour effectuer un déplacement de la vessie dans les deux sens.

Pour étudier le comportement du séparateur suite à une variation de la pression, un essai consiste à remplir d'un côté de la vessie de l'air et l'autre côté de l'eau. Une détente rapide de l'air permettra d'étudier le comportement de la vessie suite à cette variation brusque.

Le schéma descriptif du banc et le schéma réel sont présentés dans les Figure 6 et Figure 7 respectivement.

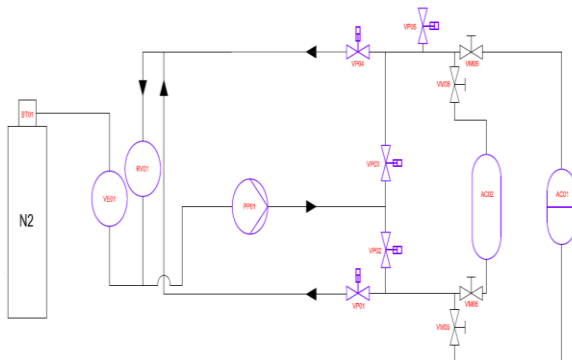


Figure 6: Schéma global du banc d'essais NERIALIS HP

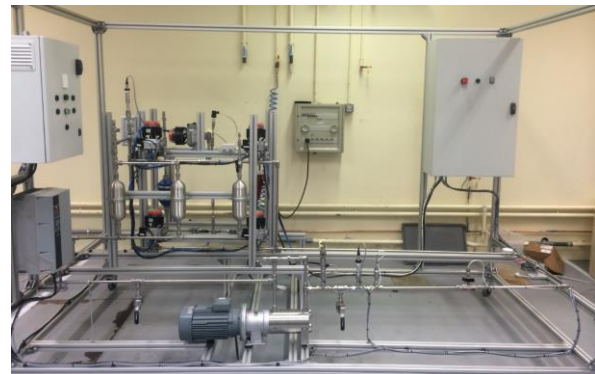


Figure 7: Banc HP de test des séparateurs à haute pression

Le banc renferme trois réservoirs. Ces réservoirs ont pour fonction de protéger la pompe de la cavitation ainsi que mettre le banc sous pression. Cette dernière fonction est accomplie par l'injection d'azote dans ces réservoirs. La vessie est installée dans un 4^{ème} réservoir.

La Figure 8 montre le nombre de cycles effectués par pression et les Figure 9, Figure 10 et Figure 11 montrent la forme de la vessie neuve et après le cyclage final à 120 bars et le test de la détente rapide. La membrane est pliée à l'origine du cyclage sans être percée.

Après le cyclage à 5 bars, quelques plis commencent à se former mais sans former de plis permanents. La coloration de la vessie est due uniquement à la trace de l'huile présente dans l'accumulateur hydraulique. La vessie après le cyclage à 50 bars présente des plis de plus en plus permanents, mais elle est toujours non perforée. Enfin, les plis deviennent de plus en plus permanents après le cyclage à 120 bars. La vessie est devenue de plus en plus fragile mais elle est toujours étanche.

Une détente rapide de 120 bars à la pression atmosphérique est effectuée. Dans cet essai, la vessie est remplie d'air des deux côtés. Une vanne pneumatique est mise en place pour permettre une détente rapide, en évacuant l'air vers l'atmosphère. Le temps d'évacuation est de l'ordre de 1 seconde. L'état de la vessie après le test, suite à un contrôle visuel, est le même. La vessie est toujours étanche.

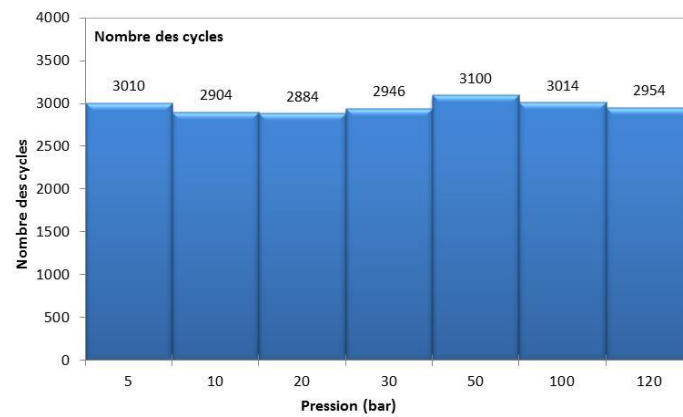


Figure 8: Nombre de cycles par pression



Figure 9: Vessie neuve



Figure 10: Cyclage à 120 bars



Figure 11: Détente rapide

En conclusion et suite aux résultats des bancs BP et HP, la vessie constitue une bonne solution pour séparer l'air et l'eau dans les réservoirs de stockage d'air comprimé.

Résumé

La contribution des sources d'énergie renouvelables dans le mix de la production d'électricité augmente largement. De ce fait, l'intégration des technologies de stockage d'énergie dans le réseau électrique devient inévitable afin de remédier aux inconvénients des sources renouvelables. Ainsi, l'objectif de cette thèse est d'évaluer la rentabilité, d'optimiser et d'étudier le comportement dynamique d'un cycle adiabatique de stockage d'énergie par air comprimé fonctionnant à pression fixe (IA-CAES). Ce système est caractérisé d'une part par la récupération de la chaleur de compression et d'autre part par le stockage d'air comprimé sous pression fixe dans des réservoirs hydropneumatiques. Ceux-ci permettent d'améliorer l'efficacité et la densité énergétiques du système de stockage et d'éviter l'utilisation de sources d'énergie fossiles.

Tout d'abord, un modèle statique est développé pour achever des analyses énergétiques et exergétique du système IA-CAES. Un modèle exergoéconomique est également réalisé dans le but d'optimiser la rentabilité du système de stockage en utilisant un algorithme génétique. Ainsi, une fonction objective, qui prend en compte le coût d'investissement et le coût d'exploitation, est définie pour être minimisée. L'efficacité du système est de 55,1% dans le cas de base, elle est améliorée à 56,6% après optimisation avec une diminution du capital investi de 5,6%.

D'autre part, un modèle dynamique est développé pour étudier la flexibilité du système de stockage et sa capacité à répondre aux besoins du réseau électrique (réserves primaires et secondaires) en évaluant la durée des phases transitoires. Les résultats montrent que le système de stockage a besoin d'un temps supérieur à 2 min avant de pouvoir consommer tout l'excès d'énergie disponible sur le réseau électrique et supérieur à 5 min avant d'être capable de produire toute l'énergie requise par le réseau électrique. Des suggestions sont analysées dans l'objectif d'améliorer la flexibilité du système de stockage tel que le fonctionnement du système en mode de veille avec des vitesses réduites. Elle permet de réduire les pertes d'énergie de 68% en mode de stockage et de 27% en mode de production par rapport au mode de veille en vitesses nominales.

Mots Clés

Dymola, Modélisation dynamique, Modélisation statique, Rentabilité, Système isobare adiabatique de stockage par air comprimé (IA-CAES).

Abstract

The contribution of the renewable energy sources in the electricity generation mix is greatly increasing. Thereby, the integration of the energy storage technologies into the electrical grid is becoming crucial to reduce the drawbacks of the renewable energy sources. Then, the objective of this thesis is to evaluate the cost-effectiveness, to optimize and to study the transient behavior of a novel isobaric adiabatic compressed air energy storage (IA-CAES) system. This plant is characterized by the recovery of the compression heat and the storage of the compressed air under fixed pressure in hydro-pneumatic tanks. These allow improving the efficiency and the energy density of the storage system and avoiding the use of fossil fuel sources.

Firstly, a steady state model is developed to perform energy and exergy analyses of the IA-CAES system. An exergoeconomic model is also carried out in order to optimize the cost-effectiveness of the storage system by using a genetic algorithm. So, an objective function, which includes the investment cost and the operating cost, is defined to be minimized. The system efficiency is 55.1% in the base case, it is improved to 56.6% after optimization with a decrease in the capital investment by 5.6%.

Secondly, a dynamic model is developed to study the flexibility of the storage system and its ability to meet the electrical grid requirements (primary and secondary reserves) by evaluating the duration of the transient states. The results show that the storage system needs more than 2 min before being able to consume all the excess energy available on the electrical grid and more than 5 min before being able to produce all the energy required by the electrical grid. Suggestions are analyzed to improve the flexibility of the storage system such as the operation of the storage system in standby mode with low speeds. It allows reducing the energy losses by 68% during the storage mode and by 27% during the production mode compared to the standby mode in nominal speeds.

Keywords

Cost-effectiveness, Dymola, Dynamic modeling, Isobaric adiabatic compressed air energy storage (IA-CAES) system, Static modeling.